

UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO  
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIAS  
DEPARTAMENTO DE ENERGIA NUCLEAR  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM TECNOLOGIAS ENERGÉTICAS E  
NUCLEARES (PROTEN)

MODELAGEM ANALÍTICA DE UMA PLANTA  
TERMOSOLAR COM GERAÇÃO DIRETA DE VAPOR  
EM COLETORES CILINDRO PARABÓLICOS

CARLOS ANTONIO ALVES DE OLIVEIRA

RECIFE - PERNAMBUCO - BRASIL

OUTUBRO - 2012

MODELAGEM ANALÍTICA DE UMA PLANTA  
TERMOSOLAR COM GERAÇÃO DIRETA DE VAPOR  
EM COLETORES CILINDRO PARABÓLICOS

CARLOS ANTONIO ALVES DE OLIVEIRA

MODELAGEM ANALÍTICA DE UMA PLANTA TERMOSOLAR COM  
GERAÇÃO DIRETA DE VAPOR EM COLETORES CILINDRO  
PARABÓLICOS

Tese submetida ao Programa de Pós-Graduação em  
Tecnologias Energéticas e Nucleares, do  
Departamento de Energia Nuclear da Universidade  
Federal de Pernambuco, para obtenção do título de  
Doutor em Ciências.

Área de concentração: Fontes Renováveis de  
Energia.

ORIENTADOR: Prof. Dr. Naum Fraidenaich

CO-ORIENTADORA: Profa. Dra. Olga de Castro Vilela

RECIFE

2012

Catálogo na fonte  
Bibliotecário Carlos Moura, CRB-4 / 1502

O48m

Oliveira, Carlos Antonio Alves de.

Modelagem analítica de uma planta termosolar com geração direta de vapor em coletores cilindro parabólicos / Carlos Antonio Alves de Oliveira. - Recife: O Autor, 2012.

126 folhas, il., gráfs., tabs.

Orientador: Prof. Dr. Naum Fraidenraich.

Co-orientadora: Profa. Dra. Olga de Castro Vilela.

Tese (Doutorado) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG. Programa de Pós-Graduação em Tecnologias Energéticas e Nucleares, 2012.

Inclui Referências e Apêndice.

1. Energia solar. 2. Geração direta de vapor.  
3. Modelagem. 4. Coletor parabólico. I. Fraidenraich, Naum (orientador). II. Vilela, Olga de Castro (co-orientadora). III. Título.

CDD 621.47 (21. ed.)

UFPE

BDEN/2012-014

**MODELAGEM ANALÍTICA DE UMA PLANTA TERMOSOLAR COM  
GERAÇÃO DIRETA DE VAPOR EM COLETORES CILINDRO  
PARABÓLICOS**

**Carlos Antonio Alves de Oliveira**

**APROVADA EM: 09.10.2012**

**ORIENTADOR: Prof. Dr. Naum Fraidenraich  
CO-ORIENTADORA: Profa. Dra. Olga de Castro Vilela**

**COMISSÃO EXAMINADORA:**

---

**Prof. Dr. Chigueru Tiba – DEN/UFPE**

---

**Prof. Dr. Mário Augusto Bezerra da Silva – DEN/UFPE**

---

**Prof. Dr. José Carlos Charamba Dutra – DEMEC/UFPE**

---

**Prof. Dr. Horácio Antonio Vielmo – Dept. Eng. Mecânica/UFRGS**

---

**Prof. Dr. Naum Fraidenraich – DEN/UFPE**

**Visto e permitida a impressão**

---

**Coordenador do PROTEN/DEN/UFPE**

## **AGRADECIMENTOS**

Ao Professor Naum Fraidenraich e a Professora Olga Vilela por todas as contribuições, dedicação e estímulo às pesquisas ao longo dos meus vários anos como estudante nesta universidade.

Ao CNPq pelo incentivo concedido à pesquisa e apoio financeiro.

Aos professores André Felipe, Carlos Brayner, José Carlos Charamba e Chigueru Tiba pelas contribuições importantes.

Aos professores componentes da banca Mário Augusto, Horácio Vielmo, Fernando Andrade Lima e Eielza Moura pelo apoio e disponibilidade.

A todos os familiares e amigos que contribuíram de alguma forma para realização deste trabalho.

À minha esposa, Lívia, pelo carinho, paciência e compreensão durante a realização desta tese.

Aos meus colegas professores e alunos do IFAL – Campus Palmeira dos Índios pelo incentivo e torcida.

A Elis, minha filhota linda, que embora a inocência não permitisse entender o conteúdo deste trabalho, era capaz de me fazer esquecer tudo com seu sorriso ao me ver chegar depois de um dia de trabalho.

Dedico

## SUMÁRIO

	Página
1 INTRODUÇÃO.....	17
1.1 Justificativa .....	18
1.1.1 A Tecnologia – Princípios Básicos.....	19
1.1.2 Custo da Energia Elétrica de Origem Solar.....	19
1.1.3 Novos Conceitos.....	20
1.2 Objetivo .....	21
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	22
2.1 A Tecnologia de Geração Solar Térmica – Princípios Básicos .....	22
2.2 A Tecnologia de Coletores Cilindro Parabólicos.....	23
2.2.1 O coletor cilindro parabólico.....	24
2.3 Antecedentes da Tecnologia .....	27
2.4 Estado da Arte da Tecnologia.....	29
2.5 Geração Direta de Vapor .....	33
3 MATERIAIS E MÉTODOS.....	44
3.1 Modelagem Analítica.....	45
3.1.1 Descrição do Campo solar.....	45
3.1.2 Modelagem do Campo Solar .....	46
3.1.2.1 Equações para fluxo de fluido homogêneo.....	46
3.1.2.2 Derivada da temperatura interna do absorvedor e solução do sistema.....	48
3.1.2.3 Região de geração de vapor.....	49
3.1.2.4 Condições de entrada.....	51
4 SOLUÇÃO DO MODELO .....	53
4.1 Coleção da Irradiação Solar .....	53
4.1.1 Irradiância Direta Normal ( $I_{bn}$ ).....	54
4.1.2 Ângulo de Incidência.....	55
4.1.3 Modificador do Ângulo de Incidência ( $IAM$ ).....	59
4.1.4 Perdas por Sombreamento ( $FS$ ).....	62
4.1.5 Eficiência Óptica de Pico ( $\eta_{opt,0^\circ}$ ) .....	65
4.1.6 Concentração geométrica ( $C$ ).....	66
4.2 Perdas Térmicas ( $q_l$ ).....	66

4.3	Coefficiente de troca de calor (h).....	68
4.3.1	Regiões de pré-aquecimento e superaquecimento.....	68
4.3.2	Região de evaporação.....	69
4.4	Campo solar .....	70
4.5	Bloco de Potência .....	73
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	78
5.1	Comparação com os Resultados de Simulações do Projeto Inditep .....	79
5.2	Eficiência do Campo Solar .....	82
5.3	Comportamento das variáveis do sistema ao longo da coluna de coletores .....	84
5.4	Comportamento das Variáveis do Sistema com a Irradiância Solar.....	85
5.5	Ponto de Início da Evaporação .....	88
5.6	Comparação entre Localidades .....	89
5.7	Eficiências.....	91
6	COMENTÁRIOS FINAIS E CONCLUSÕES.....	94
6.1	Dificuldades Encontradas .....	95
7	SUGESTÃO PARA TRABALHOS FUTUROS .....	97
8	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	98
	APÊNDICE 1 .....	103
	APÊNDICE 2 .....	106
	APÊNDICE 3 .....	109

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Tecnologias de geração heliotérmica. ....	23
Figura 2 – Colunas de coletor cilindro parabólicos (Planta Andasol 1 – Espanha). ....	24
Figura 3 – Coletor cilindro parabólico (Planta Andasol 1 – Espanha). ....	25
Figura 4 – Elemento coletor de calor (HCE – <i>Heat Collector Element</i> ). ....	26
Figura 5 – Mecanismo hidráulico do sistema de rastreamento. ....	27
Figura 6 – Central Nevada Solar One. ....	30
Figura 7 – Planta Termosolar Andasol 1. ....	32
Figura 8 – Plantas Termosolares Andasol 1, 2 e 3. ....	32
Figura 9 – Os três processos básicos de um campo solar GDV. ....	34
Figura 10 – Coluna de coletores do laço experimental DISS. ....	38
Figura 11 – Separador de líquido/vapor. ....	38
Figura 12 – Esquema simplificado da planta Puertollano GDV. ....	42
Figura 13 – Instalações para teste de novos componentes. ....	43
Figura 14 – Coluna de um campo solar DSG operando no modo de recirculação. ....	45
Figura 15 – Irradiância diária média em um mês de verão para as cidades de Recife e Almeria. ....	54
Figura 16 – Irradiância diária média em um mês de inverno para as cidades de Recife e Almeria. ....	55
Figura 17 – Ângulo de incidência em um coletor cilindro parabólico. ....	56
Figura 18 – Valores de $\cos(\theta)$ para a cidade de Almeria (latitude de $37,4^\circ$ N). ....	58
Figura 19 – Valores de $\cos(\theta)$ para a cidade de Petrolina (latitude de $9,4^\circ$ S). ....	58
Figura 20 – Perdas no final dos coletores cilindro parabólicos. ....	59
Figura 21 – Elementos refletores no tubos absorvedores de coletores da planta Andasol 3. ....	60
Figura 22 – Fator $K(\theta)$ para o coletor Eurotrough. ....	61
Figura 23 – Variação dos fatores $IAM$ , $\cos(\theta)$ e $K(\theta)$ em função do ângulo de incidência. ....	62
Figura 24 – Valores horários do fator $IAM$ ao longo do ano para a cidade de Almeria. ....	62
Figura 25 – Ilustração da ocorrência do sombreamento entre colunas de coletores. ....	63
Figura 26 – Fator de Sombra em dois dias para a cidade de Almeria. ....	64
Figura 27 – Fator de Sombra ao longo do ano para a cidade de Almeria. ....	64
Figura 28 – Produto dos fatores $\cos(\theta)$ , $IAM$ e $FS$ para a cidade de Almeria. ....	65
Figura 29 – Perdas térmicas do coletor Eurotrough com absorvedor UVAC em Watts por metro de comprimento de absorvedor. ....	68

Figura 30 – Fluxograma simplificado do procedimento computacional que soluciona os sistemas de equações diferenciais.....	71
Figura 31 – Ciclo Regenerativo com $n$ extrações de vapor.....	74
Figura 32 – Resumo de um Ciclo Regenerativo com uma extração. ....	75
Figura 33 – Curva da eficiência isentrópica da turbina usada nas simulações.....	77
Figura 34 – Resultados da simulação de uma planta DSG de 5MWe para o dia 29 de Janeiro para a cidade de Almeria. ....	80
Figura 35 – Resultados da simulação de uma planta DSG de 5MWe para o dia 12 de Junho para a cidade de Almeria. ....	80
Figura 36 – Comparação entre os resultados da simulação usando a modelagem (a,c) e os apresentados no projeto Inditep (b,d). ....	81
Figura 37 – Eficiência do campo solar para os dias (a) 29 de Janeiro (inverno) e (b) 12 de Junho (verão). ....	83
Figura 38 – Produto dos fatores $IAM$ e $FS$ para os dias 29 de Janeiro e 12 de Junho para Almeria. ....	84
Figura 39 – Perfis de temperatura do fluido e densidade potência útil ao longo da coluna de coletores.....	84
Figura 40 – Vazão mássica de alimentação por coluna em função da (a) irradiância direta normal e da (b) irradiância direta na abertura do coletor. ....	86
Figura 41 – (a) Vazão de alimentação e (b) vazão injetado por coluna em função da irradiância coletada.....	86
Figura 42 – Potência térmica de saída em função da irradiância coletada.....	87
Figura 43 – Posição ao longo do absorvedor onde se inicia a evaporação da água. ....	89
Figura 44 – Produção diária de energia térmica e elétrica bruta ao longo de um ano para a cidade de (a) Almeria e (b) Petrolina.....	90
Figura 45 – Produção mensal de energia térmica e elétrica bruta ao longo de um ano para a cidade de (a) Almeria e (b) Petrolina.....	90
Figura 46 – Fator de remoção de calor. ....	92
Figura 47 – (a) Eficiência do campo solar e (b) eficiência total da central ao longo de um ano para a cidade de Almeria. ....	93
Figura 48 – Curvas de ajustes das características termofísicas do vapor superaquecido. ....	105

## **LISTA DE TABELAS**

Tabela 1 – Plantas comerciais cilindro parabólicas operando na Espanha.....	31
Tabela 2 – Parâmetros usados na simulação. ....	79

## LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

APS	Arizona Public Service
CCP	Coletor Cilindro Parabólico
CPC	Concentrador parabólico composto (Compound Parabolic Concentrator)
CIEMAT	Centro de Investigaciones Energéticas, Medioambientales y Técnicas
CPI	Consumer Price Index
DISS	Direct Solar Steam
DLR	Centro Aeroespacial Alemão (Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt)
DOE	U. S. Department of Energy
DSG	Direct Steam Generation
FSC	Field Supervisory Controller
GDV	Generación Directa de Vapor
GUDE	Grundlegend Untersuchungen zur solares Direktverdampfung von Wasser nach dem Einspritzprinzip
HCE	Elemento coletor de calor (Heat Collector Element)
HTF	Fluido de transferência de calor (Heat transfer fluid)
IAM	Modificador do ângulo de incidência (Incidence Angle Modifier)
NSO	Nevada Solar One
PSA	Plataforma Solar de Almería – Espanha
SCE	Southern California Edison
SEGS	Solar Electric Generating System
UVAC	Universal Vacuum Air Collector

## LISTA DE SÍMBOLOS

<b>Símbolo</b>	<b>Descrição</b>	<b>Unidades</b>
$\dot{m}_v$	Vazão mássica de vapor superaquecido	kg/s
$\dot{m}_{inj}$	Vazão mássica de água na entrada da coluna de coletores	kg/s
$\dot{m}_{ali}$	Vazão mássica de água injetada na seção de superaquecimento	kg/s
$\dot{m}$	Vazão mássica de fluido no tudo absorvedor	kg/s
$\dot{Q}_{cond}$	Taxa de transferência de calor no condensador	kW
$\dot{W}_t$	Potência total da turbina	kW

$\dot{Q}_u$	Potência térmica total fornecida pelo campo de coletores	kW
$\dot{W}_{B1}$	Potência realizada pela bomba 1	kW
$\dot{W}_{B2}$	Potência realizada pela bomba 2	kW
$\dot{W}_{BT}$	Potência total realizada pelas bombas	kW
$C$	Concentração geométrica do coletor solar	-
$C_p$	Calor específico	J/kg.K
$D_{int}$	Diâmetro interno	m
$E$	Equação do tempo	min
$FS$	Fator de sombra	-
$h$	Coefficiente de transferência de calor por convecção	W/m <sup>2</sup> .K
$H$	Entalpia específica	kJ/kg
$H_{ev}$	Entalpia específica de vaporização	kJ/kg
$H_f$	Entalpia específica do fluido	kJ/kg
$H_l$	Entalpia específica do líquido saturado	kJ/kg
$H_v$	Entalpia específica do vapor saturado	kJ/kg
$I_b$	Irradiância solar direta normal à abertura do coletor	W/m <sup>2</sup>
$I_{bn}$	Irradiância solar direta normal	W/m <sup>2</sup>
$K(\theta)$	Modificador do ângulo de incidência	-
$L$	Distância entre colunas paralelas de coletores	m
$L_1$	Posição correspondente ao final da seção de pré-aquecimento	m
$L_2$	Posição correspondente ao final da seção de evaporação	m
$L_3$	Posição correspondente ao final do tubo absorvedor	m
$L_{loc}$	Longitude do local	graus
$L_{pad}$	Meridiano padrão da hora oficial local	graus
$n$	Dia do ano contado de forma corrida desde 1 até 365	-
$N_{Nu}$	Número de Nusselt	-
$N_{Pr}$	Número de Prandtl	-
$N_{Re}$	Número de Reynolds	-
$p$	Pressão do sistema	bar ou MPa
$P$	Perímetro interno do tubo absorvedor	m
$q_a$	Fluxo de potência solar absorvida	W/m <sup>2</sup>
$q_l$	Fluxo de calor devido às perdas térmicas	W/m <sup>2</sup>
$q_u$	Densidade de Energia útil	W/m <sup>2</sup>

$r_{ext}$	Raio externo do tubo absorvedor	m
$r_{int}$	Raio interno do tubo absorvedor	m
$T_{a,ext}$	Temperatura externa do absorvedor	°C ou K
$T_{a,int}$	Temperatura interna do absorvedor	°C ou K
$T_{amb}$	Temperatura ambiente	°C ou K
$T_{ev}$	Temperatura de evaporação	°C ou K
$T_f$	Temperatura do fluido	°C ou K
$T_{f,in}$	Temperatura do fluido na entrada da coluna de coletores	°C ou K
$U$	Função das perdas térmicas	W/m <sup>2</sup> .K
$W$	Abertura da parábola do coletor cilindro parabólico	m
$W_e$	Watt elétrico	W
$W_t$	Watt térmico	W
$w_t$	Trabalho da turbina por unidade de massa	kJ/kg
$x$	Posição ao longo do tubo absorvedor	m
$y_i$	Fração mássica da extração	-
$\Gamma$	Coeficiente de troca de calor entre as paredes do tubo	W/m <sup>2</sup> .K
$\delta$	Declinação solar	° ou rad
$\eta_{el}$	Eficiência do gerador elétrico	-
$\eta_{isent}$	Eficiência isentrópica da turbina	-
$\eta_{opt,0^\circ}$	Eficiência de pico do coletor solar	-
$\theta$	Ângulo de incidência da radiação solar na superfície do coletor	° ou rad
$\kappa$	Condutividade térmica	W/m.K
$\lambda$	Latitude do local	° ou rad
$\chi$	Título de vapor	-
$\omega$	Ângulo horário	graus

# **MODELAGEM ANALÍTICA DE UMA PLANTA TERMOSOLAR COM GERAÇÃO DIRETA DE VAPOR EM COLETORES CILINDRO PARABÓLICOS**

CARLOS ANTONIO ALVES DE OLIVEIRA

## **RESUMO**

As atuais plantas solares de concentração com coletores cilindro parabólicos usam um fluido térmico para transferir a energia entregue pelo campo solar para uma turbina de ciclo Rankine através de trocadores de calor. O fluido térmico usado é um óleo sintético e possui um limite de temperatura, geralmente cerca de 400°C, que limita a eficiência máxima do ciclo termodinâmico. A geração direta de vapor (DSG) nos tubos absorvedores dos coletores parabólicos é uma alternativa promissora em substituição ao óleo térmico, uma vez que permite que temperaturas mais elevadas e, conseqüentemente, eficiências do ciclo mais elevadas possam ser atingidas, reduzindo o custo do sistema. Este trabalho apresenta uma modelagem analítica do processo DSG em coletores parabólicos. Uma coluna de coletores solares foi dividida em três seções (pré-aquecimento, evaporação e superaquecimento) e para, cada seção, um sistema de equações diferenciais foi obtido. O bloco de potência utilizado foi do tipo regenerativo com uma extração de vapor. O modelo foi implementado usando uma ferramenta matemática e simulações foram realizadas utilizando uma configuração e parâmetros semelhantes aos usados em trabalhos publicados na literatura técnica. Os resultados mostraram boa concordância com essas publicações anteriores e permitem a obtenção de vários parâmetros importantes do processo de DSG ao longo da coluna de coletores, tais como: temperatura das paredes externa e interna do absorvedor, vazão e temperatura do fluido, título de vapor e geração de energia térmica e elétrica. Uma relação linear entre a energia térmica gerada e irradiância coletada foi obtida. Utilizando o método utilizabilidade, este resultado permite fazer previsões de longo prazo sobre o desempenho do sistema.

Palavras-Chave: Geração Direta de Vapor, Modelagem, Coletor Parabólico, Energia Solar.

# **ANALYTICAL MODELING OF DIRECT STEAM GENERATION ON PARABOLIC TROUGH SOLAR COLLECTORS**

CARLOS ANTONIO ALVES DE OLIVEIRA

## **ABSTRACT**

Currently concentrated solar plants with parabolic trough collectors use a thermal fluid to transfer the energy delivered by the solar field to a Rankine cycle turbine via a heat exchanger. The thermal fluid used is synthetic oil and has a temperature limit, usually around 400°C, which establishes the maximum cycle efficiency. Direct steam generation (DSG) in the absorber pipes of parabolic trough collectors is a promising alternative to the use of thermal oil since it enables higher cycle temperatures and efficiencies, reducing the cost of the system. This work presents an analytical model of DSG process in parabolic trough collectors. A collector column was divided in three sections (preheating, evaporation and superheating) and for each section a system of differential equations was obtained. The power block used was a regenerative with one steam extraction. The model was implemented by using a mathematics tool and simulations were performed using a configuration and parameters similar to works published in the technical literature. Results have shown good agreement with them and allow obtaining many important parameters of the DSG process along the collector column: external and internal absorber temperature, fluid flow and temperature, vapor title, thermal and electrical energy generation. A linear relationship between useful energy and collected irradiance has been obtained. Using the utilizability method, this result enables to make long term predictions about the system's performance.

Keywords: DSG, Modeling, Parabolic Trough, Solar Energy.

## 1 INTRODUÇÃO

A compreensão de que a incorporação das energias renováveis ao parque energético mundial como parte essencial da política a ser seguida para mitigar os efeitos do aquecimento global constitui um avanço significativo em relação à história recente em que o petróleo com baixos custos regava a economia de países desenvolvidos e as energias renováveis constituíam uma fantasia de acadêmicos e ambientalistas.

No entanto, embora esteja claramente estabelecido o fenômeno do aquecimento global, ainda não foi dada a devida atenção ao fato de que na conversão de energia solar em uma forma utilizável de energia, seja térmica ou elétrica, o grau de poluição é incomparavelmente menor que qualquer outra forma de energia não renovável.

Apesar da subestimação das possibilidades práticas da energia solar, as atividades de pesquisa e desenvolvimento que transcorreram ao longo de meio século contribuíram para consolidar um conjunto de tecnologias que no século XXI deverão participar de forma substancial do menu de soluções disponíveis a serviço da sociedade.

A energia solar é a forma de energia primária mais abundante na terra, mas é também uma das mais dispersas e intermitentes quanto a sua utilização. É uma importante alternativa para a geração de eletricidade que, sob determinadas condições, oferece vantagens econômicas e ambientais. Algumas características importantes da tecnologia solar são:

- Ambientalmente limpa;
- Bem distribuída sobre a superfície da terra;
- Os locais de instalação dos sistemas para geração de eletricidade usando a tecnologia solar podem ser de baixo potencial agrícola, sem competir com a produção de alimentos;
- Sua abundância é, para todos os efeitos práticos, inesgotável.

Existem duas formas distintas de converter a energia solar em eletricidade. A primeira é a conversão direta baseada no fenômeno fotovoltaico, e a segunda técnica está relacionada à conversão da irradiação solar em calor e posteriormente em energia elétrica, denominada geração heliotérmica.

A Tecnologia heliotérmica, ou solar térmica, de geração de eletricidade é relativamente nova e tem se mostrado não só como uma grande promessa, mas também como uma importante realidade. Com baixo impacto ambiental e uma fonte de energia massiva, ela oferece às localidades mais ensolaradas do mundo uma oportunidade comparável à oferecida pelos parques eólicos às cidades européias com os maiores ventos costeiros.

Os sistemas de geração de eletricidade utilizando coletores cilindro parabólicos são a tecnologia heliotérmica mais amadurecida no mundo e que apresentam também os melhores custos para a energia gerada. Uma evolução tecnológica destes sistemas que vem sendo estudado nos últimos anos é a geração direta de vapor. Esta tecnologia tem aparecido como uma alternativa promissora para a redução dos custos de geração dos sistemas heliotérmicos com coletores cilindro parabólicos, podendo, juntamente com outras melhorias, torná-los competitivos com as plantas termoeletricas convencionais. Os sistemas de geração de eletricidade utilizando coletores cilindro parabólicos através da geração direta de vapor são objeto de estudo deste trabalho.

## **1.1 Justificativa**

“Nós reconhecemos a importância das energias renováveis para um desenvolvimento sustentável, diversificação das fontes de energias e preservação do meio ambiente. Asseguraremos que as fontes renováveis de energia sejam adequadamente consideradas em nossos planos nacionais e encorajamos os outros países a fazerem o mesmo. Nós encorajamos a pesquisa contínua e investimentos em tecnologias de energias renováveis em todo o mundo” (comunicado da cúpula dos líderes do G8, Gênova, Julho de 2001).

### 1.1.1 A Tecnologia – Princípios Básicos

Há várias vertentes em desenvolvimento da tecnologia heliotérmica, mais especificamente, tecnologia solar termoelétrica. Este documento se concentra na variante com maior estágio de maturação, a geração solar termoelétrica com concentradores parabólicos lineares ou cilindro parabólicos.

Nessa variante tecnológica, atualmente em uso no setor elétrico nos EUA e na Espanha, o coletor solar concentra a radiação através da superfície espelhada de um semi-cilindro parabólico em um tubo (absorvedor) que transfere a energia, na forma térmica, para um fluido capaz de suportar temperaturas próximas a 400 °C, o qual, através de trocadores de calor, proporciona a produção de vapor d'água para acionar uma turbina em um ciclo Rankine. Essa tecnologia tem sido testada no setor elétrico desde os anos 80, quando se iniciou na Califórnia-EUA, a construção de um conjunto de nove usinas com capacidade conjunta de 354MWe, possuindo as maiores delas capacidade de 80MWe.

### 1.1.2 Custo da Energia Elétrica de Origem Solar

Diversos estudos indicam que é possível alcançar a viabilidade econômica da geração solar termoelétrica caso sejam implantados projetos que permitam, principalmente, introduzir inovações tecnológicas, realizar ganhos de escala e acumular experiência na fabricação de componentes, na construção e na operação de usinas. Em especial vale citar um estudo publicado em 2003 (SARGENT & LUNDY, 2003) realizado para o Departamento de Energia dos EUA (DOE), que prevê custo da energia entre 43 e 62 US\$/MWh por volta do ano 2020, caso sejam construídos entre 2,7 e 4,9 GW de plantas solar termoelétricas. Observe-se que o custo da energia previsto para 2020 (43 a 62 US\$/MWh) foi dado em dólares de 2003. Para facilitar o entendimento dessa estimativa, atualizaram-se esses números para o ano de 2012, utilizando uma inflação do dólar representada por um índice de preços ao consumidor dos EUA (CPI). Assim, em dólares de 2012, o custo previsto da energia estaria entre 53 e 77 US\$/MWh. Utilizando um câmbio de 2,03 R\$/US\$, esses valores correspondem a custos de energia de 107 a 156 R\$/MWh.

Levando em consideração que o preço médio de fontes de energia como eólica e biomassa no Brasil, obtido no leilão realizado em Dezembro de 2011, estiveram em torno de 105 R\$/MWh e que é razoável esperar uma elevação do preço da energia elétrica de 1,5 % acima da inflação nos próximos 8 anos, poderíamos esperar preços de venda da ordem de R\$ 167 em 2020. Esse valor se assemelha a previsão mais pessimista do preço de energia solar termoelétrica (R\$ 156) do estudo acima referido. De acordo com o estudo de Sargent & Lundy (2003), deve-se esperar que, em um período de 10 a 15 anos, essa tecnologia será economicamente viável. Ainda é bastante difícil analisar a viabilidade econômica da energia solar termoelétrica no Brasil devido à ausência de uma instalação deste tipo no país. Acredita-se que o custo de investimento para a construção e operação de uma planta neste país seja inferior ao custo das centrais recém construídas na Espanha, devido, sobretudo, ao menor custo da mão-de-obra local.

### 1.1.3 Novos Conceitos

As atuais plantas cilindro parabólicas conectadas a rede elétrica são baseadas em um óleo como fluido de transferência de calor nos coletores. A principal desvantagem desta tecnologia está na máxima temperatura de entrada do bloco de potência, que é limitada pela temperatura superior de trabalho do óleo, o que mantém a estabilidade térmica deste fluido. Além disso, estes sistemas necessitam de trocadores de calor entre o campo solar e o bloco de potência, o que introduz maiores gastos e perdas de calor na planta.

Com a finalidade de superar algumas das limitações da tecnologia das plantas de geração solar termoelétrica atualmente em uso, novos conceitos estão sendo propostos, dentre eles a geração direta de vapor na região absorvedora . A geração direta de vapor é considerada uma opção muito promissora para aumentar a eficiência dos sistemas cilindro parabólicos, não apenas por dispensar o uso de trocadores de calor, mas também devido as altas temperaturas que podem ser atingidas nos tubos receptores dos coletores (MONTES et al., 2008).

Com o propósito de dispor de uma ferramenta capaz de:

- Simular o cálculo tanto de pequenos como de grandes sistemas;

- Avaliar diversas configurações do campo de coletores;
- Avaliar diferentes tamanhos e qualidade dos coletores;
- Realizar a otimização dos parâmetros de funcionamento da central;
- Analisar as possibilidades de desenvolvimento ulterior deste tipo de sistema através da variação da temperatura máxima do ciclo,

é de interesse desenvolver um modelo analítico de estrutura matemática simples que possibilite a obtenção de resultados de simulação de diversas configurações com relativa rapidez e precisão.

A modelagem permitirá a obtenção de uma metodologia que poderá ser utilizada para o desenho de projetos de caráter experimental, que introduzam modificações nas configurações atualmente em desenvolvimento. Naturalmente, os resultados experimentais serão cruciais pra testar e aperfeiçoar o modelo elaborado.

## **1.2 Objetivo**

O objetivo principal deste trabalho foi a obtenção de um modelo analítico para simulação de centrais solares cilindro parabólicas com geração direta de vapor. A partir do modelo a ser desenvolvido, foram realizados ainda:

- Implementação de uma ferramenta computacional para simulação de plantas cilindro parabólicas com geração direta de vapor;
- Simulação do desempenho de uma instalação deste tipo no estado de Pernambuco e comparação dos resultados com o obtido para outras localidades.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 A Tecnologia de Geração Solar Térmica – Princípios Básicos

A geração solar térmica usa a luz solar direta, devendo estar situada em regiões com índices altos de radiação solar direta. Em várias regiões do mundo, um quilômetro quadrado de área é suficiente para gerar entre 100 e 120 GWh de eletricidade por ano usando a tecnologia solar térmica. Isto equivale à produção anual de uma planta de geração convencional de 50 MW a carvão ou gás.

Diferente dos sistemas fotovoltaicos e de outras fontes renováveis, uma central solar térmica pode garantir a segurança no fornecimento diário. Este aspecto aumenta a atratividade da tecnologia solar térmica para centrais solares. O fornecimento de eletricidade pode ser feito através de sistemas híbridos com combustíveis fósseis ou apenas com energia solar, permitindo não haver emissões de CO<sub>2</sub>, através do armazenamento térmico. Um princípio utilizado no armazenamento de energia térmica a temperaturas elevadas é o uso de dois tanques de armazenamento com sal fundido. No caso do excesso de calor solar, este é transferido, através de trocadores de calor, ao sal fundido que é bombeado do tanque “frio” ao tanque quente. Em períodos com menor radiação solar o sal fundido líquido quente pode ser bombeado para o tanque de aquecimento acima do fluido de transferência térmica, que depois conduz o ciclo do vapor. O sistema de armazenamento permite a uma planta solar térmica produzir eletricidade durante o dia, quando houver passagem de nuvens, e durante a noite, quando normalmente ocorrem picos na demanda e a eletricidade gerada pode alcançar uma valorização maior.

A técnica de geração heliotérmica de eletricidade consiste em uma sucessão de conversões energéticas. A irradiação solar direta é captada e concentrada através de refletores ou lentes, que rastreiam o fluxo solar, sendo então focalizada em receptores onde a energia solar é absorvida. Esta energia pode ser transferida para um fluido térmico, que é a fonte energética de um ciclo de potência convencional (Rankine, Brayton ou Stirling) onde a energia térmica é inicialmente convertida em mecânica, que por sua vez é convertida em energia elétrica. A diferença fundamental para uma central termoeleétrica convencional

encontra-se na fonte de energia. Em lugar de um combustível tradicional, derivado do petróleo ou carvão, utiliza-se energia solar.

Os sistemas de geração heliotérmica podem ser classificados em quatro diferentes tecnologias de acordo com a maneira que a superfície refletora concentra a radiação solar: o sistema cilindro parabólico, o sistema disco-parabólico, o sistema torre ou receptor central e o sistema Fresnel. O sistema Fresnel se assemelha ao cilindro parabólico no sentido de possuir um absorvedor linear, mas este absorvedor é fixo no espaço e a superfície refletora é composta por uma série de longas linhas de espelhos que focalizam coletivamente o absorvedor. Esta tecnologia é mais simples e possui um grande potencial para reduzir os custos da eletricidade gerada por sistemas heliotérmicos. A Figura 1 mostra as quatro tecnologias de geração heliotérmica. Estas tecnologias têm sido amplamente estudadas nas últimas décadas e são vislumbradas aplicações em escalas que vão de 25kW<sub>e</sub> a 500MW<sub>e</sub> (FRAIDENRAICH; LYRA, 1995) (NASCIMENTO et al., 2003) (CAVALCANTI; BRITO, 1999). Este trabalho se limita à primeira das quatro tecnologias citadas, a qual terá seu funcionamento melhor detalhado.

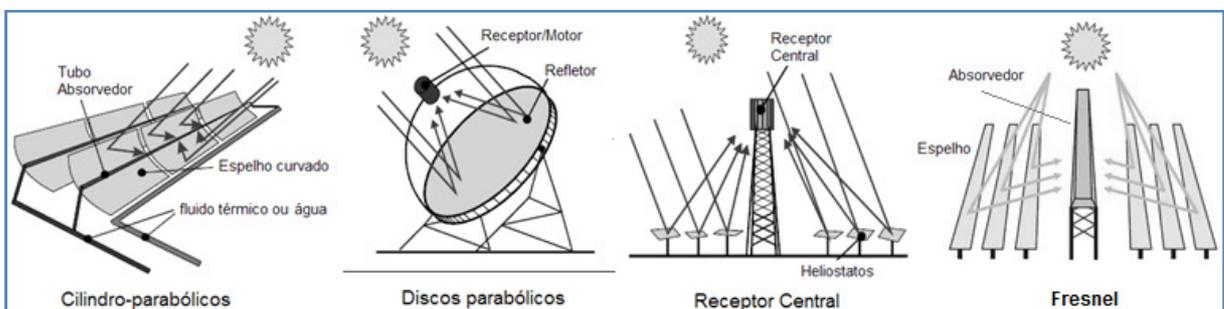


Figura 1 – Tecnologias de geração heliotérmica.

## 2.2 A Tecnologia de Coletores Cilindro Parabólicos

Nesta variante tecnológica são utilizados espelhos de formato cilíndrico para concentrar a luz solar em tubos receptores termicamente eficientes localizados na sua linha focal, conforme Figura 2 e Figura 3. Nas plantas convencionais, estes tubos contêm um fluido de transferência de calor (HTF) que é aquecido a temperaturas da ordem de 400 °C e bombeado através de uma série de trocadores de calor para produzir vapor superaquecido que aciona um conjunto convencional turbina - gerador (ciclo Rankine) para geração de eletricidade.

Constitui a tecnologia solar de geração de eletricidade mais experimentada no mundo, tendo como consequência uma maior maturidade em relação às outras tecnologias mencionadas.

### 2.2.1 O coletor cilindro parabólico

Plantas de geração com esta tecnologia começam com o campo solar. O campo solar é composto por várias colunas de coletores cilindro parabólicos (CCP) que, orientadas na direção Norte-Sul, rastreiam o Sol em seu movimento diário na direção Leste-Oeste, como pode ser visto na Figura 2.



Figura 2 – Colunas de coletor cilindro parabólicos (Planta Andasol 1 – Espanha).

Um CCP, Figura 3, é formado principalmente por:

- Refletores cilindro parabólicos
- Tubo absorvedor ou receptor
- Sistema de rastreamento solar
- Estrutura metálica

A função do refletor cilindro parabólico é, como o próprio nome indica, refletir a radiação solar que incide sobre ele, projetando-a de forma concentrada sobre o tubo absorvedor localizado na linha focal do refletor. Atualmente, utilizam-se principalmente espelhos com película refletora de prata depositadas na parte posterior do vidro como

refletores, mas existem aplicações que fazem uso de chapas de alumínio polido e de filmes de plástico com películas refletoras de prata ou alumínio. A vantagem do uso de espelhos de vidro sobre os demais materiais é a maior refletividade da prata em comparação com o alumínio e a maior resistência a intempéries e depósito de poeira em relação ao filme plástico (ZARZA, 2004).



Figura 3 – Coletor cilindro parabólico (Planta Andasol 1 – Espanha).

O tubo absorvedor, mostrado na Figura 4, é um dos elementos fundamentais de um CCP, uma vez que exerce forte influência no desempenho global do mesmo. Também conhecido como elemento coletor de calor HCE, do inglês *Heat Collection Element*, é composto por um tubo de aço inoxidável recoberto com uma superfície seletiva e envolvido por um tubo de vidro. O recobrimento seletivo possui uma elevada absorvidade ( $>90\%$ ) e uma baixa emissividade no espectro infravermelho próximo ( $<30\%$ ), o que proporciona um rendimento térmico elevado.

O tubo de vidro que envolve o tubo metálico tem a função de proteger o recobrimento seletivo das intempéries e reduzir as perdas térmicas por convecção no tubo absorvedor, o que é conseguido através da criação de vácuo entre os dois tubos. Nas extremidades de cada HCE a união entre o tubo de vidro e o tubo metálico é feita através de juntas de expansão, que garantem a concentricidade dos dois tubos e compensam a diferença de dilatação térmica dos mesmos. Aderidas ao tubo de aço, são coladas pequenas peças conhecidas como *getters* que possuem a missão de manter e indicar o estado do vácuo entre o tubo de aço e a cobertura de vidro (ZARZA, 2004).

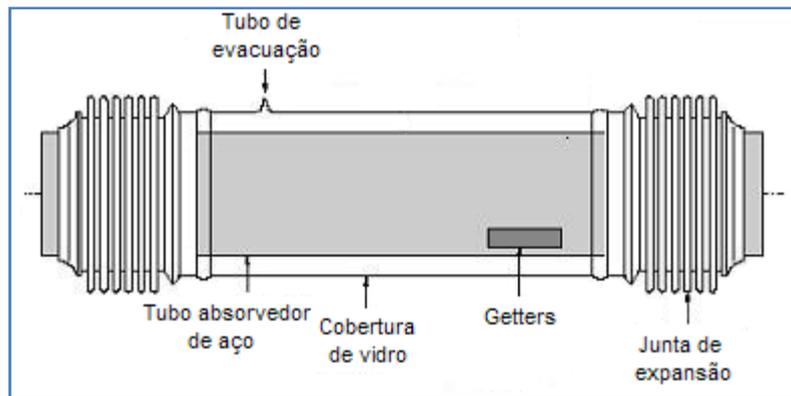


Figura 4 – Elemento coletor de calor (HCE – *Heat Collector Element*).  
(PILKINGTON, 1996)

O sistema de rastreamento solar permite ao CCP seguir o Sol durante o seu movimento ao longo do dia e desta forma manter os raios refletidos em sua parábola concentrados sobre o tubo absorvedor. O sistema de rastreamento mais comum consiste de um dispositivo que rotaciona os coletores solares ao redor de um eixo. Normalmente, os CCPs são instalados de forma que seu eixo de rotação esteja orientado na direção Norte-Sul, o que permite realizar o acompanhamento do Sol durante seu movimento diário na direção Leste-Oeste.

O mecanismo de acionamento que move a estrutura do coletor de acordo a posição do Sol pode ser do tipo elétrico ou hidráulico. Para coletores de tamanho pequeno ou médio, o acionamento pode ser feito por meio de um motor elétrico acoplado a uma caixa redutora. No caso de coletores mais modernos, cujas dimensões são maiores, o acionamento é feito por meio de mecanismos hidráulicos (ZARZA, 2004), como o mostrado na Figura 5.

Um dispositivo eletrônico individual controla a posição de cada CCP através do acionamento do mecanismo hidráulico. As informações quanto à necessidade de correção da posição de um dado CCP são obtidas a partir de um sensor solar instalado no mesmo. Este sensor informa continuamente ao dispositivo eletrônico se o CCP está focalizado. No caso de uma informação negativa, o dispositivo eletrônico aciona o mecanismo hidráulico (ou elétrico) que rotacionará o coletor até que o mesmo volte a estar focalizado. Existem ainda sistemas de rastreamento onde os sensores solares são substituídos por algoritmos matemáticos que calculam a posição do Sol em relação ao CCP com grande precisão. Em conjunto com um codificador angular instalado no eixo de rotação do CCP é possível

controlar a posição do CCP com precisão superior à necessária para estes coletores. Todos os CCPs são controlados por um computador principal que executa um software supervisor do campo solar (FSC - *Field Supervisory Controller*) (ROLIM, 2007).



Figura 5 – Mecanismo hidráulico do sistema de rastreamento.  
(Lazo DISS – PSA – Espanha)

### 2.3 Antecedentes da Tecnologia

Em 1906 foram efetuados os primeiros desenvolvimentos de projetos de centrais solares nos EUA. Estes sistemas eram muito parecidos com os sistemas usados hoje em dia. Contudo, problemas relacionados com materiais e dificuldades técnicas puseram fim à primeira geração de eletricidade solar em larga escala, em 1914, pouco antes da explosão da Primeira Guerra Mundial.

Em 1978 os EUA lançaram as bases para o renascimento da tecnologia solar elétrica. Os utilizadores da eletricidade pública no estado da Califórnia foram obrigados através da “*Public Utilities Regulatory Policy Act*” a adquirir eletricidade de produtores independentes, com uma tarifa claramente definida. Depois da multiplicação dos custos da eletricidade em apenas alguns anos, devido às crises do petróleo, a Southern California Edison (SCE) oferece condições a longo prazo para o fornecimento de eletricidade através de sistemas de energias

renováveis. Em conjunto com incentivos, tais como isenção do pagamento da taxa de propriedade pelas centrais solares, o desenvolvimento de projetos de centrais solares começou a ficar financeiramente atrativo. Em 1979 a companhia LUZ foi fundada e concretizou, em 1983, um contrato com a SCE para fornecer eletricidade por mais de 30 anos. Neste período foram construídas nove grandes plantas de geração solar, em escala comercial, que estão funcionando no Deserto de Mojave, na Califórnia, as primeiras das quais operam desde 1984. Estas plantas possuem potências nominais que variam de 14 a 80MW<sub>e</sub>, somando um total de 354MW<sub>e</sub> instalados, e acumulam mais de 150 planta-ano de experiência operacional. Estas centrais são conhecidas como SEGS do inglês *Solar Electric Generating System* (NASCIMENTO et al., 2003) (PRICE e KISTNER, 1999).

Até poucos anos, o conjunto das nove plantas SEGS representava o único empreendimento comercial de larga escala de sistemas termo-solares para produção de energia elétrica. Seu desenvolvimento ocorreu durante um período em que as tarifas de energia elétrica eram elevadas e as expectativas eram de crescimento ulterior das mesmas. Existiam facilidades fiscais para a compra de energia eletro-solar e as empresas de energia elétrica estavam forçadas a comprar energia de centrais solares a preços altamente atrativos para os investidores. Posteriormente os preços da energia elétrica diminuíram consideravelmente, as plantas de ciclo combinado a gás aumentaram sua eficiência reduzindo o custo da energia elétrica convencional. Adicionalmente, a re-estruturação do setor elétrico se constituiu em um fator de considerável incerteza (PRICE e KISTNER, 1999).

Em 1991, a empresa Luz, responsável pela implantação das SEGS, declarou sua falência durante o período em que estava construindo a décima planta, devido a demoras na extensão das facilidades fiscais e a dificuldade na obtenção de financiamento. Ainda que diversos outros fatores contribuíssem para a falência da empresa LUZ, a causa principal deve ser procurada nos preços decrescentes da energia e na ausência de sincronismo entre os créditos fiscais de origem estatal e federal. Não obstante, durante esses anos a empresa conseguiu reduzir substancialmente o preço da energia de um valor de US\$0,24/kWh produzida pelo SEGS I até aproximadamente US\$0,08/kWh no SEGS IX (PRICE e KISTNER, 1999).

É importante destacar que as nove plantas continuam operando e podem ser consideradas um verdadeiro sucesso tecnológico. Elas têm demonstrado as características industriais da tecnologia de concentradores cilindro parabólicos e a natureza despachável da energia gerada. As plantas são de natureza híbrida, consumindo gás natural como combustível de reserva. Esta configuração tem permitido atender 100% da demanda programada durante esses anos todos (PRICE e KISTNER, 1999).

## **2.4 Estado da Arte da Tecnologia**

Durante um período de 15 anos, desde a implantação da última planta SEGS na Califórnia, nenhuma outra planta comercial de coletores cilindro parabólico de grande porte foi construída. Entretanto, a combinação de desenvolvimento tecnológico e suporte financeiro para reduzir as emissões de gases de efeito estufa tem possibilitado vários novos projetos.

Entre os fatores que impulsionam o desenvolvimento da geração solar termoeletrica, pode-se mencionar: 1) A grande dependência energética externa de países da Europa e dos EUA; 2) Os graves e dispendiosos problemas geopolíticos decorrentes dessa dependência; 3) O custo ascendente dos combustíveis fósseis e da energia elétrica em todo o mundo; 4) A crescente preocupação com o uso ambientalmente correto dos recursos energéticos; 5) As restrições ao uso da energia nuclear no setor elétrico.

Os Estados Unidos construíram e colocaram em operação uma nova central em Junho de 2007, chamada Nevada Solar One (NSO). Esta central representa a primeira planta cilindro parabólico comercial construída desde a última SEGS. Com capacidade de 64MWe, a central levou pouco mais de um ano para ser construída e colocada em funcionamento. Tem uma produção de mais de 130 milhões de kWh de eletricidade por ano e custou cerca de 250 milhões de dólares.

A construção da planta NSO, mostrada na Figura 6, foi iniciada em Fevereiro de 2006 e fica localizada em Boulder City, no estado de Nevada, a cerca de 40 quilômetros da cidade de Las Vegas. Foi construída em pouco mais de um ano, contando com uma média de 400 e

picos de 850 pessoas trabalhando em sua construção e, seguindo o planejado, iniciou sua operação em junho de 2007.



Figura 6 – Central Nevada Solar One.

Embora esta seja a única central nova construída nos EUA, o país possui pelo menos 13 novas centrais cilindro parabólicas anunciadas ou em fase de projeto, que juntas somam mais de 4.400 MWe de capacidade de geração.

Na Espanha se encontra atualmente um grande mercado para a tecnologia solar térmica. Na Tabela 1 estão listadas as centrais cilindro parabólicas que já estão operando e produzindo eletricidade. Existem outras 24 novas centrais atualmente em fase avançada de construção e que somam 1.200 MWe de capacidade de geração. Visto que o tempo médio de construção destas centrais é inferior a dois anos, espera-se contar, somente na Espanha, com pelo menos 2.200 MWe de capacidade de geração com plantas cilindro parabólicas até meados de 2012 (PROTERMOSOLAR, 2011). Estudos de praticabilidade para novos projetos estão em andamento em países como Egito, Grécia, Índia, Irã, México, Marrocos e Israel (NASCIMENTO et al., 2003).

Tabela 1 – Plantas comerciais cilindro parabólicas operando na Espanha.

<b>Nome da Planta</b>	<b>Capacidade Nominal (MWe)</b>	<b>Data da primeira conexão</b>
Andasol-1	50	Nov/08
Andasol-2	50	Jun/09
Ibersol Puertollano	50	Jun/09
La Risca	50	Set/09
Extresol-1	50	Set/09
Extresol-2	50	Abr/10
Solnova 1	50	Mai/10
Solnova 3	50	Jun/10
La Florida	50	Jul/10
Solnova 4	50	Ago/10
Majadas	50	Out/10
La Dehesa	50	Out/10
Palma del Río II	50	Dez/10
Manchasol-1	50	Dez/10
Manchasol-2	50	Abr/11
Palma del Río I	50	Jul/11
Lebrija 1	50	Jul/11
Andasol-3	50	Ago/11
Helioenergy 1	50	Set/11

A central Andasol-1, mostrada na Figura 7, teve sua construção iniciada em Julho de 2006 e foi levantada sobre um terreno de 195 hectares na cidade de Andalusia situada no Sul da Espanha. Esta planta teve seus testes de funcionamento iniciados no segundo semestre de 2008. A central tem uma capacidade de 50MW e evita a emissão de 150.000 toneladas de CO<sub>2</sub> ao ano.



Figura 7 – Planta Termosolar Andasol 1.

Andasol-1 foi a primeira planta cilindro parabólica comercial construída na Europa. Junto a ela se uniram as plantas Andasol 2 e Andasol 3, com as mesmas características de produção de eletricidade. Praticamente todas as plantas comerciais construídas ou em construção na Espanha possuem capacidade nominal de geração de 50MWe. Isto ocorre devido à lei que fornece incentivos à construção deste tipo de central limitar sua potência neste valor. Como solução, têm sido construídas várias unidades interligadas em uma mesma área, como mostra a Figura 8. Assim é possível se beneficiar dos incentivos fiscais e da redução de custos através do ganho em escala.



Figura 8 – Plantas Termosolares Andasol 1, 2 e 3.

(fonte: Solarmillennium)

Presencia-se hoje um verdadeiro florescimento das tecnologias de torre solar e de sistemas parabólicos de foco linear. O início do século XXI representa o começo de uma

verdadeira revolução solar, solidamente assentada na experiência de décadas de operação, pesquisa e desenvolvimento de sistemas solares termoelétricos. É importante salientar que todas as plantas mencionadas anteriormente ainda são do tipo SEGS e utilizam um óleo como fluido de transferência de calor.

## 2.5 Geração Direta de Vapor

Um conceito desenvolvido na Europa é a Geração Direta de Vapor (DSG), do inglês *Direct Steam Generation*. O vapor é gerado diretamente nos tubos absorvedores do campo de coletores em alta temperatura e pressão pela substituição do óleo por água. Isto reduz custos pela eliminação da necessidade de trocadores de calor e do fluido térmico (óleo), pela redução de perdas térmicas e pelo aumento na eficiência do ciclo de potência com o uso de vapor a temperaturas superiores a temperatura limite do fluido térmico. Por outro lado, o conceito introduz problemas potenciais devido ao fluxo bifásico água/vapor que circula pelo interior dos tubos absorvedores. Este fluxo traz as seguintes dificuldades a serem superadas (ZARZA, 2004) (ECK et al., 2011):

- A controlabilidade do campo solar, especialmente quando filas de coletores interagem entre si estando submetidas a níveis diferentes de radiação solar (passagem de nuvens);
- A estabilidade do processo DSG e os gradientes térmicos que os tubos absorvedores devem suportar;
- A disponibilidade comercial de componentes especiais requeridos pelo processo DSG;
- O desenvolvimento de um sistema de armazenamento com uma boa relação custo/benefício.

A geração direta de vapor nos tubos absorvedores de coletores cilindro parabólicos pode ser obtida mediante três processos básicos, conhecidos como: um único passo, injeção e recirculação (ZARZA, 2004). A Figura 9 mostra de uma maneira esquemática a configuração que as colunas de coletores devem assumir em cada um desses processos.

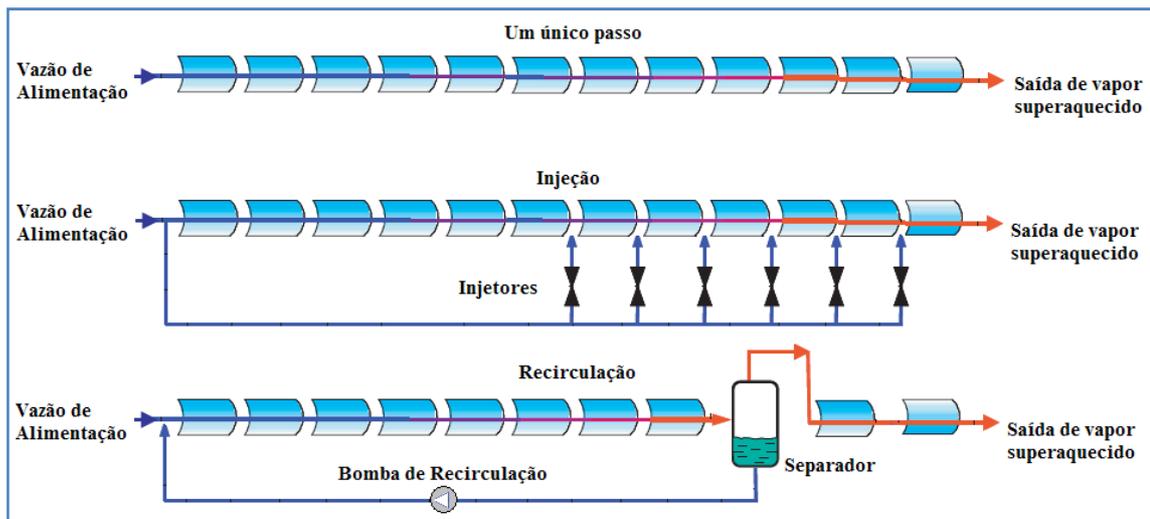


Figura 9 – Os três processos básicos de um campo solar GDV.

- **Um único passo** – Toda a vazão de alimentação é introduzida no início da fila de coletores, de modo que a água é pré-aquecida, evaporada e convertida em vapor superaquecido em um processo sem interrupção, que vai desde o início até a o final da fila de coletores. É o modo de operação de menor custo, mas também apresenta as maiores dúvidas quanto à controlabilidade e estabilidade do fluxo bifásico no interior dos tubos absorvedores. Exige um sistema de controle muito eficiente para manter constantes a temperatura e pressão do vapor na saída sob condições de mudanças na irradiância direta disponível (passagem de nuvens).
- **Injeção** – Apenas uma parte da água de alimentação é introduzida no início da fila de coletores, enquanto o restante é injetada em pequenas partes em vários pontos ao longo da fila de coletores. Isto permite uma excelente controlabilidade do processo e uma boa estabilidade dos parâmetros do vapor superaquecido, mas possui um maior custo de investimento e a necessidade de implementar um sistema de injeção de água em paralelo a cada uma das filas de coletores.
- **Recirculação** – Neste processo, instala-se um separador de líquido-vapor no final da seção de evaporação. A vazão em massa de água na alimentação de cada coluna de coletores é superior à vazão de vapor superaquecido a ser produzido nesta coluna, sendo que apenas uma fração desta vazão de entrada é convertida em vapor. O vapor é separado do líquido no separador e a água líquida restante é recirculada para a entrada da fila de coletores através de uma bomba de recirculação. O excesso de água nas seções de pré-aquecimento e evaporação evita que haja estratificação da água e proporcionam uma boa remoção de calor das paredes do tubo. Possui boa

controlabilidade, mas a existência de uma bomba de recirculação e o excesso de água a ser recirculada aumentam as perdas parasitas do sistema.

A tecnologia DSG já era conhecida antes da implantação das primeiras plantas SEGS. Porém, a escassez, talvez inexistência, de dados experimentais a respeito da tecnologia DSG em alta pressão e temperatura e em condições reais de operação introduzia riscos e incertezas técnicas que desencorajavam a implementação desta tecnologia. Por este motivo se optou naquela época pela tecnologia HTF em vez da DSG para gerar eletricidade.

A empresa LUZ iniciou em 1988 um ambicioso programa de pesquisa e desenvolvimento chamado *Advanced Trough System* (ATS) cujo resultado final seria uma nova geração de plantas termosolares, baseadas na tecnologia DSG e um desenho avançado de um coletor cilindro parabólico. Dada a magnitude da pesquisa e o elevado investimento necessário para implementar as instalações, a empresa preparou um programa de pesquisa a ser desenvolvido em várias fases sucessivas, passando pela investigação das questões técnicas mais básicas até a experimentação do processo DSG em condições cada vez mais próximas às reais em que opera uma planta termosolar. O programa de pesquisa da LUZ era dividido em quatro fases. A execução de todas estas fases permitiria, se os resultados experimentais não manifestassem a existência de algum problema sem solução, a implementação comercial de plantas termosolares com coletores parabólicos e geração direta de vapor. Infelizmente, problemas financeiros levaram à falência a empresa LUZ em 1991, e o programa ATS só pôde ser realizado parcialmente (ZARZA, 2004).

Para não perder todo o conhecimento adquirido pela LUZ Internacional, quando da sua falência, com estudos e experimentos com o processo de geração direta de vapor, o CIEMAT espanhol e o DLR alemão contrataram em 1992 o Dr. Eldan Dagan, um dos principais pesquisadores envolvidos nos experimentos com DSG. O resultado foi uma recopilação escrita de tudo que foi aprendido pela LUZ e que tratava do estado da arte desta nova tecnologia. Tal recopilação (DAGAN et al., 1992) seria de grande utilidade para qualquer projeto futuro que quisesse investigar o processo DSG.

Com a finalidade de verificar os valores dados pela LUZ sobre a possível redução de custos que se podia alcançar com o uso do processo DSG, o CIEMAT realizou no final de

1993 um estudo econômico (AJONA; ZARZA, 1994). Os resultados confirmaram as cifras dadas pela LUZ. O estudo obteve que a implementação de DSG em conjunto com uma série de melhorias nos próprios coletores e na configuração geral da planta poderia conduzir a uma redução de 30% no custo da eletricidade produzida com plantas termosolares de coletores cilindro parabólicos (ZARZA, 2004).

ALMANZA et al. (1997) investigaram o comportamento do tubo receptor na geração direta de vapor em coletores cilindro parabólicos. O trabalho analisou este comportamento sob diversas condições experimentais. Estudos que envolviam o processo DSG já haviam sido iniciados em 1976 pelo mesmo autor (ALMANZA et al., 1977) quando foi utilizado um coletor parabólico com 6,0m de comprimento e 2,0m de abertura para gerar vapor diretamente e injetar em um motor de pistão de 125W. A eficiência na conversão da energia solar em mecânica foi estimada em 2% para uma irradiância solar direta média de  $700\text{W/m}^2$ . Um outro sistema com coletores cilindro parabólicos mais eficientes foi construído e usado para estudo, porém, este fazia uso de óleo mineral, e a geração de vapor era feita através de trocadores de calor (ALMANZA; MORA, 1980). No trabalho inicialmente mencionado (ALMANZA et al., 1997), dois módulos do sistema anterior foram adaptados para DSG e posicionados na direção Leste-Oeste. Cada módulo possuía um comprimento de 14,5m e uma abertura de 2,5m. Os tubos absorvedores eram de aço SAE 120 (condutividade térmica de  $52\text{W/m.K}$  e coeficiente de dilatação linear de  $11,7 \cdot 10^{-6}/^\circ\text{C}$ ) com 2,54cm de diâmetro nominal e receberam uma cobertura de vidro com 6,25cm de diâmetro externo. O primeiro módulo foi alimentado com água fria ( $20^\circ\text{C}$ ) a uma taxa de 1litro/min em diferentes pressões, de 0,07 a 4,14bar. O tubo absorvedor foi mantido suspenso por seis fixadores distanciados entre si de 2,9m. Quando a radiação solar direta foi focalizada no absorvedor e a água começou a fluir em seu interior para produzir o fluxo líquido-vapor, cada seção entre dois fixadores experimentou uma deflexão de cerca de 6,5cm em torno do seu ponto médio. Esta deflexão ocorreu em todas as seções, desde a entrada até a saída do coletor, e resultou na quebra de todo o vidro que envolvia o tubo absorvedor. Tal fenômeno ocorreu devido a uma diferença de temperatura de até  $60^\circ\text{C}$  medido entre a região de incidência da irradiância solar no tubo absorvedor e a região oposta, principalmente no meio de cada seção. Quando a curvatura foi produzida, a parte inferior do tubo absorvedor encontrava-se mais quente ( $\sim 160^\circ\text{C}$ ) que a parte superior ( $\sim 100^\circ\text{C}$ ). O tubo absorvedor de aço foi substituído por um de cobre (condutividade térmica de  $389\text{W/m.K}$  e coeficiente de dilatação linear de  $16,5 \cdot 10^{-6}/^\circ\text{C}$ ). Devido à condutividade

térmica do novo material ser 7 vezes maior que a do aço, a diferença de temperatura medida neste caso foi 10°C, o que resultou numa curvatura de 2mm. O novo tubo absorvedor foi coberto com vidro e teve a eficiência na produção de vapor medida. Foram obtidas eficiências de 42% quando utilizado um único módulo sob uma irradiância média de 866W/m<sup>2</sup> por cerca de 3 horas em torno do meio-dia. Eficiências de até 90% foram atingidas quando foram usados os dois módulos em série. A principal conclusão do trabalho foi quanto à necessidade de utilização de um material com alta condutividade térmica no tubo absorvedor para minimizar as diferenças de temperatura na circunferência e também nas paredes do tubo absorvedor.

Em 1995, um projeto completo de pesquisa e desenvolvimento chamado Projeto DISS (*Direct Solar Steam*) foi lançado com o objetivo de investigar a praticabilidade técnica e comercial do processo DSG. A primeira fase do projeto foi iniciada em Janeiro de 1996 e finalizada em Novembro de 1998. Nesta primeira fase, foi projetada e implementada na Plataforma Solar de Almería (PSA) um sistema experimental para investigar o processo DSG em coletores cilindro parabólicos sob condições reais de radiação solar. A segunda fase do projeto iniciou em Dezembro de 1998 e teve uma duração 37 meses. Nesta segunda fase, o objetivo principal foi a investigação experimental dos três processos DSG básicos (Modo um único passo, injeção e recirculação) e assim descobrir o melhor processo para uma planta solar DSG comercial (ZARZA et al., 2004).

O laço de ensaios de 2,0MWt construído na segunda fase do projeto DISS é um sistema experimental para a pesquisa do fluxo bifásico na geração direta de vapor. Esta instalação foi montada e colocada em funcionamento no ano de 1998, com o objetivo de realizar experimentos relacionados com a geração direta de vapor a alta pressão e temperatura (100 bar/400°C) nos tubos absorvedores de coletores cilindro parabólicos. O laço DISS é a única instalação existente atualmente no mundo para o estudo de todos os processos nos quais um fluxo bifásico (água/vapor) é gerado no interior de coletores cilindro parabólicos, sob condições reais de insolação.

A instalação é apropriada para o estudo e desenvolvimento de esquemas de controle para campos solares que funcionam com geração direta de vapor, e também para o estudo e otimização dos procedimentos de operação desses campos solares. O laço DISS consta de

uma coluna de coletores cilindro parabólicos, mostrada na Figura 10, e um sistema de potência.



Figura 10 – Coluna de coletores do laço experimental DISS.



Figura 11 – Separador de líquido/vapor.

No campo solar, a água de alimentação é pré-aquecida, evaporada e convertida em vapor superaquecido conforme circula pelos tubos absorvedores de uma fila de 11 coletores cilindro parabólicos. O eixo de rotação está orientado na direção Norte-Sul. Os coletores estão compostos por módulos de 12m de comprimento e 5,7m de abertura. O comprimento total dos coletores é de 550m, com uma superfície de captação em torno de 3.000m<sup>2</sup>. No final da seção de evaporação existe uma bomba de recirculação e um separador líquido-vapor, mostrado na

Figura 11, que aumentam a flexibilidade operativa do sistema. A instalação pode produzir 0,8kg/s de vapor a 100bar e 370°C.

O Sistema de Potência funciona em ciclo fechado. Nele o vapor superaquecido, expande e condensa, sendo a posteriori utilizado novamente como água de alimentação para o campo solar. Esta instalação possui alto grau de flexibilidade de operação, podendo trabalhar em diferentes níveis de pressão (30, 60 e 100bar). Está instrumentalizada com diferentes sensores que permitem total monitoramento do sistema.

Como comentado anteriormente, a utilização direta da água como fluido de trabalho – geração direta de vapor – além de eliminar diversos dispositivos como trocador de calor existente nos sistemas convencionais (HTF), também elimina uma série de cuidados relativos ao óleo térmico, reduzindo o custo do sistema. Outro fator importante da utilização direta de vapor é o aumento do rendimento do sistema, pois este pode operar a temperaturas mais elevadas. Pode-se operar o sistema com vapor até 500°C, modificando-se componentes do coletor para suportar tal temperatura e principalmente a pressão. O sistema DISS da PSA opera atualmente com vapor a 400°C e 100bar (temperatura de evaporação em torno de 310°C).

ZARZA et al. (2006) apresentam o projeto conceitual daquela que seria a primeira planta DSG pré-comercial no mundo. Chamado de Projeto INDITEP, a planta é a continuação lógica do projeto DISS, dado que todo conhecimento e experiência adquiridos neste projeto foram aplicados no desenvolvimento desta primeira planta DSG (ZARZA et al., 2004). INDITEP foi promovida por um consórcio hispano-germânico de companhias de engenharia, fabricantes de equipamentos para geração, centros de pesquisas e empresas envolvidas no mercado de energia.

Três requisitos básicos foram definidos para o projeto desta planta:

- 1- Bloco de potência robusto e flexível, dada a inexistência de experiências anteriores com uma planta comercial DSG funcionando sob condições solares reais;

- 2- A planta deveria ser pequena para limitar o risco financeiro dos investidores. A estabilidade de operação de um campo solar DSG com várias linhas de coletores sob uma distribuição irregular da radiação solar deveria ser provada nesta primeira planta;
- 3- O campo solar deveria ser projetado para funcionar no modo de recirculação, uma vez que a análise dos três modos básicos de operação de sistemas DSG (um único passo, injeção e recirculação) realizadas no projeto DISS demonstraram que o modo de recirculação é a melhor opção para campos solares DSG comerciais (ECK; ZARZA, 2002).

Para preencher o primeiro requisito, foi escolhida uma turbina a vapor superaquecido. Sua operação se adapta às variações de vazão em massa do campo solar e às partidas e paradas diárias que são comuns em plantas solares.

Uma potência nominal de 5MWe foi definida para o bloco de potência da planta, sendo um bom compromisso entre capacidade de geração, lucratividade e pequeno porte da planta, requerido para limitar os riscos financeiros para os investidores.

A pressão do vapor superaquecido não seria muito maior que 60bar. Testes realizados no projeto DISS mostraram que sob pressões de 30 e 60bar, a planta teve uma boa operação, enquanto sob pressões de 100bar, a operação intermitente da planta poderia provocar escapamentos em flanges e conexões sem solda.

O campo solar projetado é composto por setenta coletores cilindro parabólicos ET-100. Este coletor tem sido recentemente desenvolvido pelo Consórcio Europeu Eurothrough (LUEPFERT et al., 2003) e foi escolhido no lugar do coletor LS-3, usado nas plantas SEGS mais recentes, devido a seu aumento na eficiência ótica e estrutura de aço mais leve. O eixo do coletor foi orientado na direção Norte-Sul para coletar a maior quantidade de radiação solar por ano, embora a diferença entre a energia térmica na saída do campo solar no inverno e verão sejam maiores que com uma orientação Leste – Oeste.

Resultados de simulações apresentadas por Zarza et al. (2006) mostraram que esta planta de 5MWe é capaz de operar por 2559h das 3685h de luz do Sol presentes no ano meteorológico de referência usado na simulação, apresentando uma eficiência média do

campo solar de 61% no verão e 30% no inverno. A produção anual de energia da planta seria de 10.442,7MWh, com a maior produção nos meses de Junho e Julho (1650MWh) e a menor produção no mês de Dezembro (100MWh).

Esperava-se, naquela época, que INDITEP viesse a ser a primeira planta solar com tecnologia DSG implementada no mundo, se o suporte financeiro necessário fosse obtido. A experiência e conhecimento adquiridos no projeto DISS foram utilizados no projeto INDITEP, garantindo a planta segurança e desempenho sobre condições reais da radiação solar.

Os resultados do projeto INDITEP têm sido citados e/ou utilizados em vários outros trabalhos posteriores (PITZ-PAAL et al., 2007) (MONTES et al., 2009) (BIRNBAUM et al., 2008), onde plantas com capacidades de geração comerciais (50MWe) são projetadas e simuladas. ZARZA et al. (2008) descrevem o que provavelmente virá a ser a primeira central termosolar com tecnologia DSG em coletores cilindro parabólicos. A planta, chamada inicialmente de Almería GDV (GDV é o termo espanhol usado para a geração direta de vapor), seria basicamente a implementação do projeto INDITEP. Porém, algumas alterações foram realizadas e, em Dezembro de 2007, foram definidas as características que teria a planta a ser construída. Em vez dos 5MWe de capacidade do projeto INDITEP, a planta teria 3MWe de potência nominal. Esta potência seria suficiente para extrapolar os resultados de operação e manutenção para plantas maiores, contudo permite uma redução de 33% nos investimentos. Um novo requerimento para esta nova planta foi adicionado aos três já citados para o projeto INDITEP. O bloco de potência terá um condensador a ar (dry cooling system), devido a que o alto consumo de água associado ao ciclo Rankine poderia restringir significativamente a aplicabilidade das plantas termosolares em regiões áridas de pouca disponibilidade d'água. O nome e a localização da planta foram também alterados. A planta se chamará Puertollano GDV e será construída em Cidade Real, Espanha (FERNÁNDEZ-GARCÍA et al., 2010). Baseado no projeto INDITEP e feitas as devidas adaptações, foram obtidos os parâmetros para a planta Puertollano GDV. A Figura 12 mostra o esquema simplificado da planta.

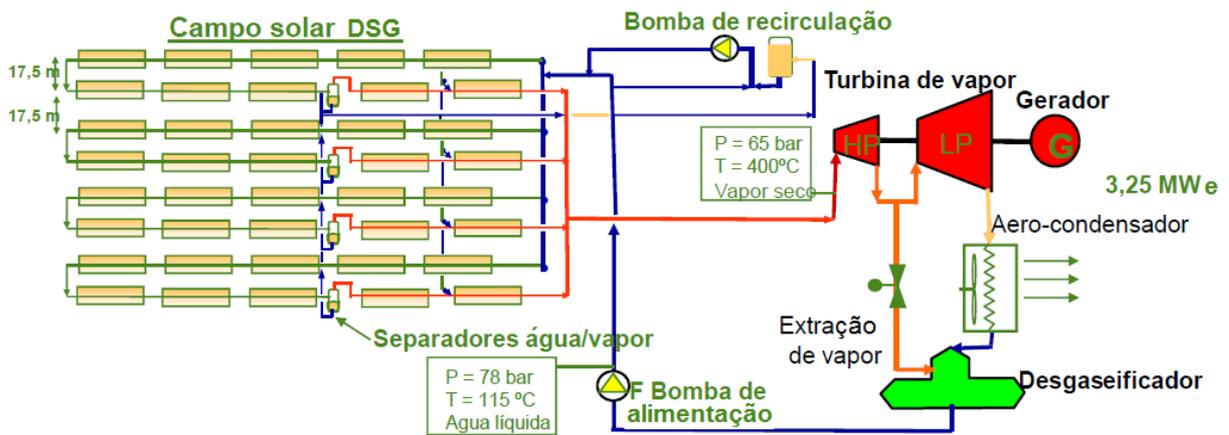


Figura 12 – Esquema simplificado da planta Puertollano GDV.

Esta planta pré-comercial servirá para pesquisa, desenvolvimento e demonstração da tecnologia DSG. A planta terá três objetivos:

- 1- Demonstrar a viabilidade de campos solares com várias linhas de coletores usando o processo DSG sob condições reais de operação;
- 2- Desenvolver procedimentos otimizados de operação e manutenção para grandes plantas com DSG;
- 3- Estudar a durabilidade e o desempenho a longo-prazo dos principais componentes de um campo solar DSG sob condições reais de operação.

Segundo o acordo assinado em 2007, o início da construção seria iniciado em meados de 2008 e teria duração de 15 meses. A planta custará 20 milhões de Euros e devido à sua pequena capacidade, não será lucrativa. No entanto, a experiência e conhecimentos valiosos que serão adquiridos pelos parceiros do projeto compensarão os esforços financeiros requeridos.

Um projeto conjunto hispano-germânico está em andamento com os objetivos de: desenvolver componentes para o campo solar que suportem as altas temperaturas que podem ser atingidas no processo DSG, construir de uma planta de demonstração do processo DSG na Espanha e desenvolver o projeto conceitual de uma planta DSG comercial de 50MWe (ECK et al., 2008). Dentro deste projeto, um tubo receptor está sendo desenvolvido, fabricado e testado sob vapor em temperaturas elevadas. O desafio específico para o tubo receptor é a maior pressão de operação, de até 120bar, em comparação com o estado da arte de tubos

receptores HTF com uma pressão de projeto de 40bar, e o aumento da temperatura de operação de 395°C para 500 °C. O aumento da pressão requer um aumento da espessura da parede dos tubos absorvedores. A temperatura de operação maior exige uma elevada estabilidade térmica do revestimento seletivo e, preferencialmente, uma redução das perdas térmicas. Também estão sendo desenvolvidas conexões com tubos flexíveis que devem também resistir às altas temperaturas e pressões do processo. Neste caso, o principal desafio é a vedação contra vazamentos das juntas de rotação utilizadas e a estabilidade térmica do material de vedação aplicado.

Os materiais e componentes desenvolvidos estão sendo testados em uma instalação construída dentro da planta a carvão de geração de eletricidade Endesa, localizada na cidade de Carboneras (Espanha). A instalação de testes consiste em um módulo de coletor completo, tubo absorvedor, conexões com tubos flexíveis e um sistema de armazenamento, como mostra a Figura 13 (ECK et al., 2011). A instalação permite operar o coletor solar sob todas as possíveis condições de operação, de água fria a água aquecida, vapor saturado e vapor superaquecido a até 500°C e 120bar.



Figura 13 – Instalações para teste de novos componentes.

(ECK et al., 2011)

### 3 MATERIAIS E MÉTODOS

Para a obtenção do modelo analítico para plantas termosolares de coletores cilindro parabólicos com geração direta de vapor objetivado neste trabalho, foram desenvolvidos estudos básicos que consistiram em:

- Um modelo para o cálculo da potência solar absorvida pelo tubo absorvedor dos coletores solares;
- Pesquisa de parâmetros e expressões relacionados ao modelo de coletor cilindro parabólico que foi usado nas simulações;
- Elaboração de um modelo de troca convectiva entre absorvedor e fluido térmico (água);
- Pesquisa de expressões existentes de transferência de calor convectivo entre a parede interna do absorvedor e o fluido bifásico;
- Elaboração de um modelo para as regiões de pré-aquecimento e superaquecimento e consolidação do modelo para as três regiões;
- Estudo das condições de otimização do ciclo de conversão de energia térmica em elétrica e do ciclo total, utilizando como parâmetro a temperatura de evaporação;
- Análise da trajetória do ponto de operação do ciclo quando variam as condições de entrada: radiação solar e temperatura ambiente;
- Verificação da possibilidade de estabelecer um dispositivo de controle que permita operar o sistema na condição de máxima potência.
- Elaboração de um procedimento que permita calcular hora a hora o desempenho da central, com saídas mensais e anuais;
- Obtenção dos parâmetros básicos da central: eficiências de conversão, fator de capacidade, superfície do campo de coletores para uma dada potência, superfície total, fator de sombreamento lateral, perdas axiais, vazão de água de condensação;
- Elaboração de um programa de simulação do sistema completo variando as condições de entrada e de operação.

### 3.1 Modelagem Analítica

#### 3.1.1 Descrição do Campo solar

Uma planta solar com geração direta de vapor é formada por dois subsistemas, o campo solar e o bloco de potência com ciclo Rankine. O detalhamento de uma coluna de coletores solares funcionando no modo de recirculação, onde as seções de pré-aquecimento, evaporação e superaquecimento são implementadas, é mostrado na Figura 14. Para este trabalho, a coluna de coletores será definida como feito por Zarza et al.(2006), onde cada coluna é formada por dez coletores parabólicos conectados em série. Os três primeiros coletores compõem a seção de pré-aquecimento, enquanto os cinco coletores seguintes formam a seção de evaporação. Os dois últimos coletores de cada coluna constituem a seção de superaquecimento de vapor.

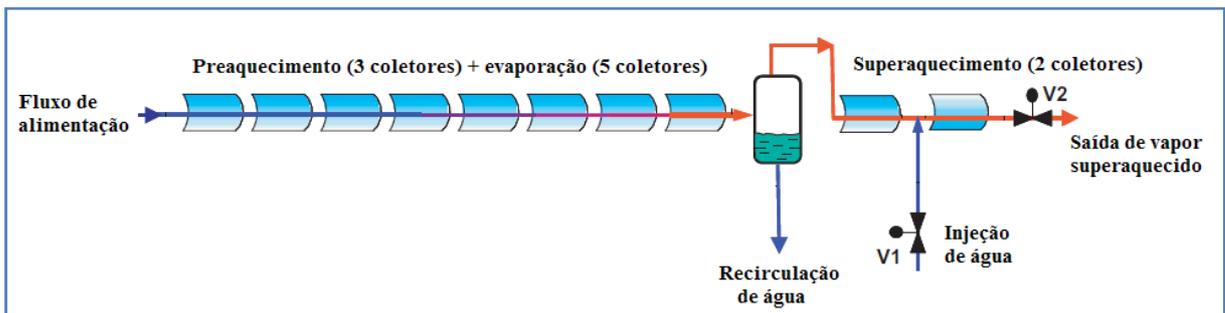


Figura 14 – Coluna de um campo solar DSG operando no modo de recirculação.

Adaptado de (ZARZA et al., 2006)

O final da seção de evaporação é conectado à entrada da seção de superaquecimento por um separador líquido/vapor. Uma pequena fração da vazão mássica na entrada não é evaporada e retorna para a entrada do coletor. Deste modo, a seção de evaporação nunca terá presente apenas vapor, restando sempre uma fração pequena e pré-estabelecida de água na forma líquida. Um injetor de água colocado na entrada do último coletor (V1) controla a temperatura do vapor superaquecido produzido pela coluna de coletores, enquanto uma segunda válvula (V2), colocada no final da coluna, controla a pressão do vapor na saída.

### 3.1.2 Modelagem do Campo Solar

Na análise seguinte, a linha de coletores solares é dividida em três seções: pré-aquecimento, evaporação e superaquecimento. As seções de pré-aquecimento e superaquecimento trabalham com um fluxo monofásico e o tratamento é similar ao tratamento apresentado por Fraidenraich et al. (1997).

Em (FRAIDENRAICH et al.,1997) foi derivada uma relação entre a energia útil ( $q_u$ ) e o comprimento do absorvedor ( $x$ ), considerando as perdas térmicas como um polinômio de segundo grau da diferença entre as temperaturas do absorvedor e ambiente. Uma abordagem semelhante é utilizada neste trabalho, introduzindo, no entanto, as seguintes modificações físicas: A) Fluxo homogêneo: 1) O coeficiente de transferência de calor entre o absorvedor e o fluido ( $h$ ) depende da temperatura do fluido, variando ao longo do absorvedor ( $x$ ). Em (FRAIDENRAICH et al.,1997),  $h$  foi considerado uniforme ao longo do absorvedor como forma de facilitar a solução das expressões 2) As perdas térmicas são consideradas uma função geral da diferença entre as temperaturas do absorvedor e ambiente ( $T_a - T_{amb}$ ) e da irradiância solar incidente. Como mencionado, em (FRAIDENRAICH et al.,1997) as perdas térmicas foram consideradas um polinômio de segundo grau de ( $T_a - T_{amb}$ ). No entanto, polinômios com grau superiores nem sempre aceitam soluções analíticas ou, quando elas existem, são, de certo modo, excessivamente trabalhosas de serem obtidas; B) Fluxo bifásico: com exceção das principais modificações físicas para um absorvedor com geração direta de vapor, as considerações feitas para o caso (A) são válidas também para este caso; C) devido às pressões altas as quais o tubo absorvedor está sujeito, suas paredes são grossas e diferenças de temperatura significantes são verificadas entre as paredes externa e interna do absorvedor. As seções de pré-aquecimento, evaporação e superaquecimento se estendem de  $x=0$  até  $L_1$ ,  $x=L_1$  até  $L_2$  e  $x=L_2$  até  $L_3$ , respectivamente.

#### 3.1.2.1 Equações para fluxo de fluido homogêneo

Foram consideradas, inicialmente, as equações para a densidade de energia útil ( $q_u$ ) para o fluxo de fluido homogêneo (monofásico)

$$q_u = h(T_{a,int} - T_f) \quad \text{Eq. 1}$$

$$q_u = \frac{\dot{m}C_p}{P} \frac{dT_f}{dx} \quad \text{Eq. 2}$$

$$q_u = q_a - q_l \quad \text{Eq. 3}$$

onde  $T_{a,int}$  é a temperatura medida no raio interno do absorvedor;  $T_f$  a temperatura do fluido;  $h$  o coeficiente de transferência de calor entre a superfície interna do tubo absorvedor e o fluido;  $\dot{m}$  a vazão mássica do fluido;  $C_p$  o calor específico do fluido e  $P$  o perímetro interno do absorvedor. A equação de conservação de energia (Eq. 3) relaciona a irradiância absorvida ( $q_a$ ), as perdas térmicas ( $q_l$ ) e a energia útil ( $q_u$ ). Todas as variáveis de densidade de energia ( $q$ ) são expressas em termos do raio interno do absorvedor ( $\text{W/m}^2$ ).

Deve ser observado que as perdas térmicas ( $q_l$ ) são função da temperatura externa do absorvedor ( $T_{a,ext}$ ) e os principais processos físicos ocorrem na interface entre o absorvedor e o fluxo do fluido, ou seja, no raio interno do absorvedor e sob sua temperatura ( $T_{a,int}$ ). Dessa forma, será necessário encontrar uma relação entre ambas as temperaturas do absorvedor (interna e externa).

Se a função que representa as perdas térmicas for derivável, o coeficiente de perdas térmicas ( $U$ ) pode ser convenientemente definido como feito por Fraidenraich et al. (1997)

$$U(T_{a,ext}) = \frac{dq_l}{dT_{a,ext}} \quad \text{Eq. 4}$$

e a derivação da Eq. 3, considerando  $q_a$  uniforme ao longo do absorvedor, resultará em

$$\frac{dq_u}{dx} = -U(T_{a,ext}) \frac{dT_{a,ext}}{dx} \quad \text{Eq. 5}$$

Na forma diferencial, a Eq. 1 pode ser escrita como

$$\frac{dq_u}{dx} = h \left( \frac{d(T_{a,int})}{dx} - \frac{dT_f}{dx} \right) + (T_{a,int} - T_f) \left( \frac{dh}{dT_f} \frac{dT_f}{dx} \right) \quad \text{Eq. 6}$$

e introduzindo a Eq. 2, pode ser obtido o resultado seguinte

$$\frac{dq_u}{dx} = h \left( \frac{dT_{a,int}}{dx} \right) - h \frac{P}{\dot{m}C_p} q_u + \frac{P}{\dot{m}C_p} \frac{1}{h} \frac{dh}{dT_f} q_u^2 \quad \text{Eq. 7}$$

### 3.1.2.2 Derivada da temperatura interna do absorvedor e solução do sistema

Para obter a derivada  $dT_{a,int}/dx$ , foi calculada a relação entre as temperaturas interna e externa do absorvedor. O fluxo de calor que atravessa a área interna do absorvedor é dado por

$$q_u = \frac{k}{r_{int} \ln \left( \frac{r_{ext}}{r_{int}} \right)} (T_{a,ext} - T_{a,int}) \quad \text{Eq. 8}$$

ou

$$q_u = \Gamma (T_{a,ext} - T_{a,int}) \quad \text{Eq. 9}$$

onde

$$\Gamma = \frac{k}{r_{int} \ln \left( \frac{r_{ext}}{r_{int}} \right)} \quad \text{Eq. 10}$$

onde  $r_{ext}$  e  $r_{int}$  são os raios externo e interno do absorvedor, respectivamente. A derivação da Eq. 9 combinada com Eq. 5 conduz a

$$\frac{dT_{a,int}}{dx} = -\frac{1}{\Gamma} \left( 1 + \frac{\Gamma}{U} \right) \frac{dq_u}{dx} \quad \text{Eq. 11}$$

Introduzido na Eq. 7 resulta em

$$\frac{dq_u}{dx} = -\frac{P}{\dot{m}C_p} \frac{q_u}{1 + \frac{\Gamma}{U}} \left[ h - \frac{1}{h} \frac{dh}{dT_f} q_u \right] \quad \text{Eq. 12}$$

O coeficiente  $h$  depende de  $T_f$  e o coeficiente  $U$  depende de  $T_{a,ext}$ . Assim, a equação diferencial Eq. 12, juntamente com as equações auxiliares Eq. 2 e Eq. 5, é a solução do problema. A solução obtida depende, essencialmente, de três coeficientes de transferência de calor ( $h$ ,  $U$  e  $\Gamma$ ), que expressam as interações absorvedor-fluido, absorvedor-ambiente e a condução de calor da parede externa para interna do absorvedor, respectivamente.

Se as perdas térmicas  $q_l$  forem representadas por um polinômio de segundo grau e o coeficiente de transferência de calor  $h$  não for dependente de  $T_f$ , pode ser verificado que a Eq. 12 reproduz a solução analítica para a energia útil encontrada em (FRAIDENRAICH et al., 1997). Uma aproximação de menor ordem pode ainda ser derivada da Eq. 12 se os coeficientes  $h$  e  $U$  forem considerados constantes.

### 3.1.2.3 Região de geração de vapor

Considere a expressão a seguir para a energia útil instantânea

$$q_u(x) = h(\chi)(T_{a,int}(x) - T_{ev}) \quad \text{Eq. 13}$$

onde  $h(\chi)$  é o coeficiente de transferência de calor entre a superfície interna do absorvedor e o fluido sob condições de mudança de fase,  $\chi$  é o título de vapor, variando ao longo da distância  $x$ , e  $T_{ev}$  é a temperatura de evaporação do fluido, considerado uniforme ao longo desta região. A temperatura de evaporação é um parâmetro que pode ser selecionado para otimizar o ciclo termodinâmico. A entalpia do fluido é dada por

$$H_f = H_l(1 - \chi) + H_v\chi \quad \text{Eq. 14}$$

Onde  $H_l$  é a entalpia específica do líquido saturado e  $H_v$  a entalpia específica do vapor saturado. A energia útil  $q_u$ , expressa como uma função do título de vapor, pode ser escrita como

$$q_u(x) = \frac{\dot{m} H_{ev}}{P} \frac{d(\chi)}{dx} \quad \text{Eq. 15}$$

Esta equação pode ser obtida através de um balanço entre a mudança na entalpia da mistura líquido-vapor e a conversão energética da radiação solar em energia útil. Assim como no caso do fluido homogêneo, a Eq. 13 pode ser expressa na forma diferencial

$$\frac{dq_u}{dx} = \frac{dh(\chi)}{d\chi} \frac{d\chi}{dx} (T_{a,int} - T_{ev}) + h(\chi) \frac{dT_{a,int}}{dx} \quad \text{Eq. 16}$$

e substituindo  $(T_{a,int} - T_{ev})$  e  $(d\chi/dx)$  pelos resultados vindos a partir das Eq. 13 e Eq. 15, respectivamente, uma equação diferencial para  $q_u$  é obtida

$$\frac{dq_u}{dx} = \frac{P}{\dot{m}H_{ev}} \left( \frac{1}{h(\chi)} \frac{dh(\chi)}{d\chi} \right) (q_u(x))^2 + h(\chi) \frac{dT_{a,int}}{dx} \quad \text{Eq. 17}$$

onde  $h(\chi)$  é obtido a partir de medidas experimentais para as condições geométricas e físicas específicas do absorvedor do coletor solar.

A derivada da temperatura interna do absorvedor foi obtida na seção anterior (Eq. 11) e continua sendo válida para este caso, uma vez que trata com as perdas de calor para o ambiente e a condução de calor da parede externa para interna do absorvedor. Introduzindo a Eq. 11 na Eq. 17, a equação diferencial para a energia útil ( $q_u$ ) pode ser escrita como

$$\frac{dq_u}{dx} = \frac{P}{\dot{m}H_{ev}} \frac{1}{\left[ 1 + \frac{h(\chi)}{\Gamma} \left( 1 + \frac{\Gamma}{U} \right) \right]} \left( \frac{1}{h(\chi)} \frac{dh(\chi)}{d\chi} \right) (q_u(x))^2 \quad \text{Eq. 18}$$

Similarmente ao caso do fluxo de um fluido homogêneo, a Eq. 18 precisa ser resolvida em conjunto com a Eq. 5 e Eq. 15. O sistema formado pelas Eq. 5, Eq. 15 e Eq. 18 também dependem dos coeficientes de transferência de calor  $U$  e  $\Gamma$ . A principal modificação na física do problema ocorre devido à introdução do coeficiente de transferência de calor  $h(\chi)$  e da Eq. 15, que calcula a taxa com a qual se altera o título de vapor ( $\chi$ ).

### 3.1.2.4 Condições de entrada

Primeira seção ( $x = 0 - LI$ )

Usualmente, a temperatura de entrada  $T_{f,in} = T_f(0)$  é dada como uma condição inicial. Com relação à temperatura do absorvedor, inicialmente foi calculada uma expressão geral para ambas as temperaturas, externa e interna, que pode ser então especificada para as condições de entrada. Combinando a Eq. 1 e Eq. 9, obtém-se

$$q_u \left( \frac{1}{h} + \frac{1}{\Gamma} \right) = T_{a,ext} - T_f \quad \text{Eq. 19}$$

Introduzindo a Eq. 3, uma expressão para o cálculo de  $T_{a,ext}$  como uma função de  $T_f$  é obtida

$$T_{a,ext} + q_l(T_{a,ext}) \left( \frac{1}{h(T_f)} + \frac{1}{\Gamma} \right) = T_f + q_a \left( \frac{1}{h(T_f)} + \frac{1}{\Gamma} \right) \quad \text{Eq. 20}$$

A Eq. 20 permite o cálculo de  $T_{a,ext}$  em qualquer posição ao longo do absorvedor. Em particular, ela será usada para calcular  $T_{a,ext}$  na entrada do absorvedor. Esta equação é válida para qualquer função bem comportada  $q_l$  que permita calcular  $T_{a,ext}$ , pelo menos por um procedimento numérico. A temperatura interna do absorvedor pode então ser obtida como uma função de  $T_{a,ext}$ , combinando as Eq. 1 e Eq. 9

$$T_{a,int} = \frac{1}{1 + \frac{\Gamma}{h}} \left( \frac{\Gamma}{h} T_{a,ext} + T_f \right) \quad \text{Eq. 21}$$

Assumindo que  $T_f$  é conhecido em  $x=0$  (entrada do absorvedor), as Eq. 20 e Eq. 21 permitem calcular  $T_{a,int}(0)$  e  $T_{a,ext}(0)$ . Consequentemente, a energia útil  $q_u(0)$  pode ser calculada com o uso da Eq. 1. O sistema formado pelas Eq. 12, Eq. 2 e Eq. 5 pode então ser integrado para obter  $q_u$ ,  $T_f$  e  $T_{a,ext}$  ao longo da seção de pré-aquecimento. A temperatura de saída do fluido desta seção  $T_f(L_1)$  é a temperatura de evaporação  $T_{ev}$ , parâmetro que pode ser selecionado para otimizar o ciclo termodinâmico.

Segunda seção ( $x = L1 - L2$ )

As condições iniciais na segunda seção são as saídas da primeira seção. É necessário acrescentar que o título de vapor na entrada é zero ( $\chi(L_1) = 0$ ) e o título de vapor na saída é um valor preestabelecido ( $\chi(L_2) = 75\%$ , por exemplo).

Terceira seção ( $x = L2 - L3$ )

As condições de contorno são previamente calculadas na saída da segunda seção. As condições de saída são também preestabelecidas. A pressão corresponde àquela de equilíbrio na temperatura de evaporação e a temperatura máxima de superaquecimento é um parâmetro de projeto, de grande importância para determinar a eficiência do ciclo termodinâmico.

## 4 SOLUÇÃO DO MODELO

O software Mathcad foi utilizado na implementação inicial do procedimento computacional que soluciona os sistemas de equações diferenciais desenvolvidos. O procedimento implementado é capaz de simular o desempenho em regime permanente de todo o campo de coletores cilindro parabólicos com geração direta de vapor. O programa calcula desde a irradiância solar que é de fato absorvida pelo fluido térmico até a vazão de vapor superaquecido na saída das linhas dos coletores, passando pelos processos de troca de calor entre o absorvedor e o fluido térmico (água e/ou vapor) e entre o absorvedor e o meio ambiente (perdas térmicas).

Os parâmetros de entrada que deverão ser informados pelo usuário para que se possa executar o programa computacional são:

- Localização do campo solar (latitude do local);
- Irradiância solar direta e temperatura ambiente do local;
- Características do coletor e do absorvedor;
- Configuração do campo solar;
- Parâmetros de projeto;

### 4.1 Coleção da Irradiação Solar

A metodologia empregada para o cálculo da irradiância sobre o tubo absorvedor, que aparece nas expressões como  $q_a$ , é semelhante à usada na simulação de centrais convencionais do tipo SEGS nos trabalhos de Stuetzle(2002) e Patnode(2006).

$$q_a = I_{bn} \cos(\theta) \cdot IAM \cdot FS \cdot \eta_{opt,0^\circ} \cdot C \quad \text{Eq. 22}$$

onde  $I_{bn}$  é a irradiância solar direta normal,  $\theta$  o ângulo de incidência,  $IAM$  o modificador do ângulo de incidência (Incidence Angle Modifier) A,  $FS$  o fator de sombra,  $\eta_{opt,0^\circ}$  representa a

eficiência óptica de pico do coletor cilindro parabólico e  $C$  a concentração geométrica deste coletor. Cada um desses termos serão melhor explicados nas seções que se seguem.

#### 4.1.1 Irradiância Direta Normal ( $I_{bn}$ )

A Radiação Solar Direta representa a porção da radiação solar que chega à superfície terrestre sem ter sofrido espalhamento ou absorção pela atmosfera. Quando vem acompanhado do termo “normal” significa que a radiação direta é medida em um plano normal a sua direção. As características ópticas dos coletores cilindro parabólicos, assim como de outros coletores com médio ou alto índice de concentração da radiação solar, fazem com que apenas a componente direta da radiação seja efetivamente aproveitada. Por esse motivo, regiões com altos índices de insolação não são necessariamente adequadas para a tecnologia de geração solar térmica. A avaliação quanto ao potencial solar de uma região para o uso desta tecnologia deve se basear nos índices de irradiância solar direta que a mesma apresenta. Como exemplo, são mostrados na Figura 15 e Figura 16 valores de referência da irradiância global e direta para as cidades do Recife e de Almeria para um mês de verão e inverno.

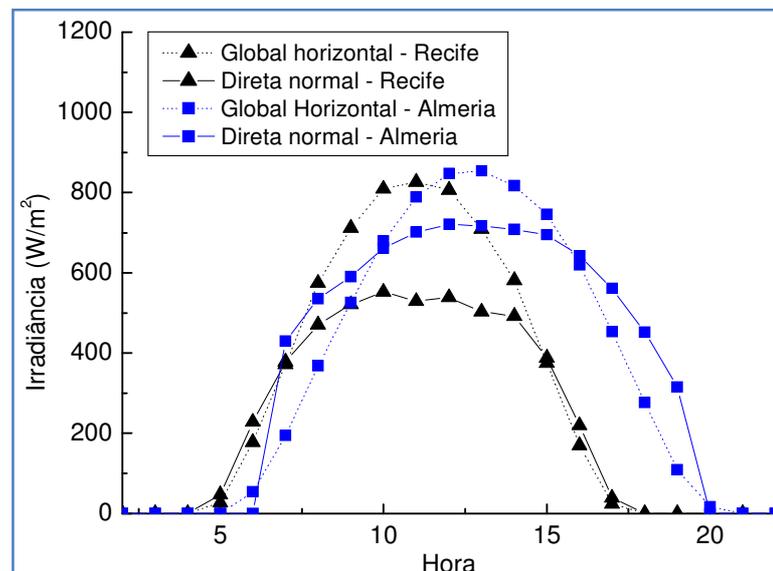


Figura 15 – Irradiância diária média em um mês de verão para as cidades de Recife e Almeria.

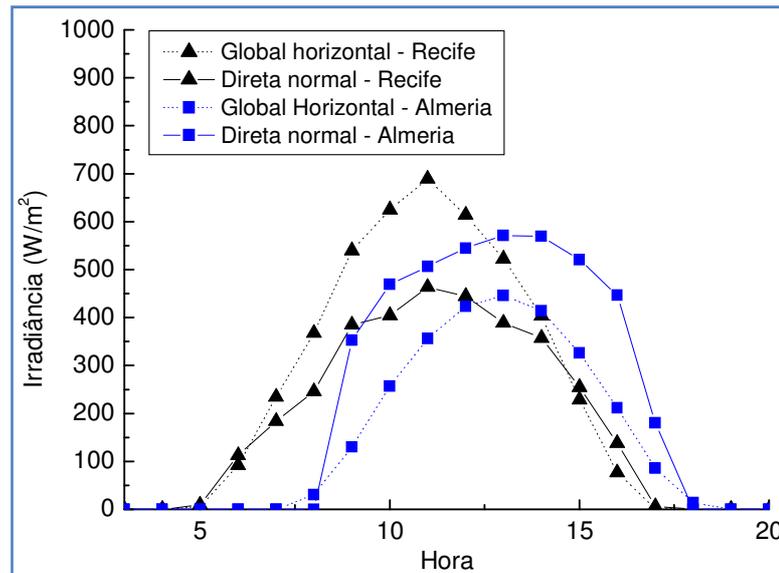


Figura 16 – Irradiância diária média em um mês de inverno para as cidades de Recife e Almeria.

Na Figura 15 observa-se que embora os níveis de radiação global sejam semelhantes para as duas cidades, Almeria apresenta níveis de irradiância direta bastante superiores aos observados na cidade do Recife. Esta diferença é ainda mais visível quando comparado o comportamento dos níveis de irradiância para um mês de inverno, Figura 16. Neste caso, Recife apresenta uma irradiância global superior, enquanto Almeria possui uma irradiância direta superior. Fica claro o motivo da cidade de Almeria ser considerada como de grande potencial para geração termosolar, enquanto o Recife, embora apresente altos níveis de irradiância global, não aparece como adequada para esta tecnologia.

Os valores de  $I_{bn}$  para uma dada localidade podem ser obtidos diretamente por meio de medições utilizando um instrumento adequado ou através de alguma base de dados. Os valores utilizados nas simulações deste trabalho são baseados nos resultados apresentados por Zarza et al. (2006) para dois dias específicos e na base de dados climáticos do software de simulação EnergyPlus (ENERGYPLUS, 2012), disponibilizado pelo Departamento de Energia dos Estados Unidos. Esta base de dados é abastecida por um total de 20 fontes e fornece dados climáticos para mais de 2100 localidades ao redor do mundo.

#### 4.1.2 Ângulo de Incidência

O ângulo de incidência ( $\theta$ ) representa o ângulo formado pelo feixe de luz solar direta que atinge uma superfície e o plano normal a esta superfície. Este ângulo varia com a posição

do Sol no céu e com a posição do coletor solar para uma dada localidade. A Figura 17 ilustra o ângulo de incidência para um coletor cilindro parabólico.

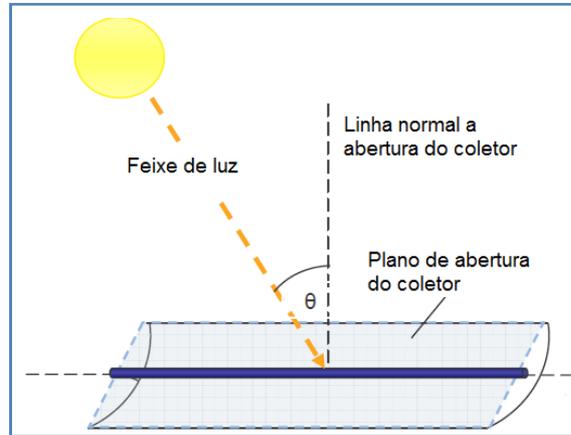


Figura 17 – Ângulo de incidência em um coletor cilindro parabólico.  
(PATNODE, 2006)

Para um coletor cilindro parabólico com orientação Norte-Sul, o  $\cos(\theta)$  é dado pela expressão (RABL, 1985)

$$\cos(\theta) = \cos \delta \cdot \sqrt{\text{sen}^2 \omega + (\cos \lambda \cdot \cos \omega + \tan \delta \cdot \text{sen} \lambda)^2} \quad \text{Eq. 23}$$

onde  $\delta$  é a declinação solar, que pode ser calculado para um dia juliano<sup>1</sup>  $n$ , em unidades de graus, usando a expressão (RABL, 1985)

$$\text{sen} \delta = -\text{sen}(23,45^\circ) \cdot \cos \left[ 360^\circ \left( \frac{10+n}{365,25} \right) \right] \quad \text{Eq. 24}$$

$\lambda$  é a latitude do local e  $\omega$  o ângulo horário, dado em unidades de graus pela expressão

$$\omega = 15(\text{HoraSolar} - 12) \quad \text{Eq. 25}$$

<sup>1</sup> Dia do ano contado de forma corrida desde 1 (correspondente ao dia 1 de Janeiro) até 365 (correspondente a 31 de Dezembro).

Existe uma diferença entre a Hora Solar e Hora Padrão (horário oficial). A Hora Solar é baseada no meridiano local, enquanto a Hora Padrão se baseia no meridiano padrão para o fuso-horário local. Na Hora Solar, o Sol se alinha com o meridiano local exatamente as 12:00h. A relação entre a Hora Solar e a Hora Padrão é dada, em unidade de hora, por

$$HoraSolar = HoraPadr\~{a}o + \frac{L_{pad} - L_{loc}}{15} + \frac{E}{60} \quad \text{Eq. 26}$$

onde  $L_{pad}$  é o meridiano padrão para o fuso-horário local (graus),  $L_{loc}$  é longitude do local onde se encontra o coletor solar (graus) e  $E$  é a equação do tempo (min). Assim, cidades brasileiras que seguem o horário oficial de Brasília, possuem  $L_{pad}$  de  $-45^\circ$  (GMT -03:00), enquanto localidades com uma hora de atraso em relação à capital federal (GMT -04:00), possuem  $L_{pad}$  de  $-60^\circ$ .

O termo  $E$  é responsável por contabilizar as pequenas irregularidades que ocorrem na duração do dia devido à órbita elíptica da Terra ao redor do Sol. A equação do tempo é dada por (RABL,1985)

$$E = 9,87 \cdot \text{sen}(2B) - 7,53 \cdot \text{cos}(B) - 1,5 \cdot \text{sen}(B) \quad \text{Eq. 27}$$

onde o termo  $B$  é dado, em graus, por

$$B = \frac{360^\circ}{364} (n - 81) \quad \text{Eq. 28}$$

O ângulo de incidência muda de valor ao longo do dia e do ano, apresentando variações maiores em localidades com latitudes elevadas. Uma vez que o ângulo de incidência influencia fortemente o desempenho dos coletores cilindro parabólicos, localidades próximas à linha do equador tendem a oferecer melhores condições para utilização destes coletores, desde que apresentem níveis de irradiância solar direta normal comparáveis as localidades com latitude elevada. A Figura 18 e Figura 19 ilustram o comportamento do fator  $\text{cos}(\theta)$  para as cidades de Almeria, que possui uma latitude elevada, e Petrolina-PE, que possui uma latitude baixa. Nas superfícies  $\text{cos}(\theta)$  de cada localidade estão indicadas as isolinhas horárias

ao longo do ano. A cidade de Petrolina apresenta bons níveis de insolação, além de outras condições primordiais para a instalação de uma planta termosolar, e tem sido citada como uma opção de localização adequada para a primeira planta de geração termosolar no território brasileiro (GUIMARÃES et al., 2010) (AZEVEDO et al., 2010).

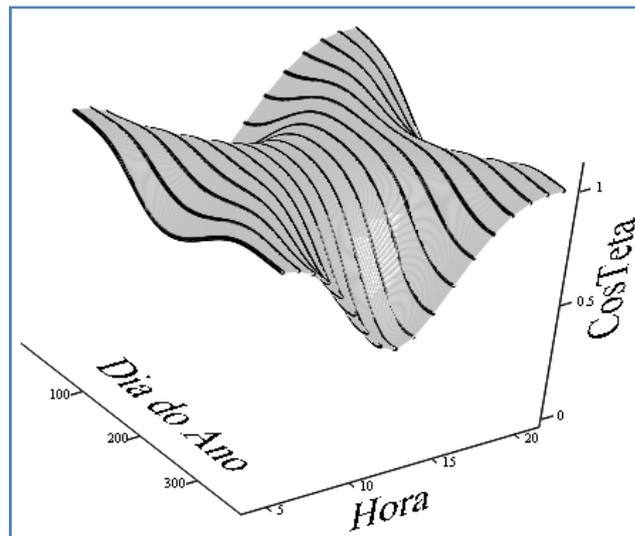


Figura 18 – Valores de  $\cos(\theta)$  para a cidade de Almeria (latitude de  $37,4^\circ$  N).

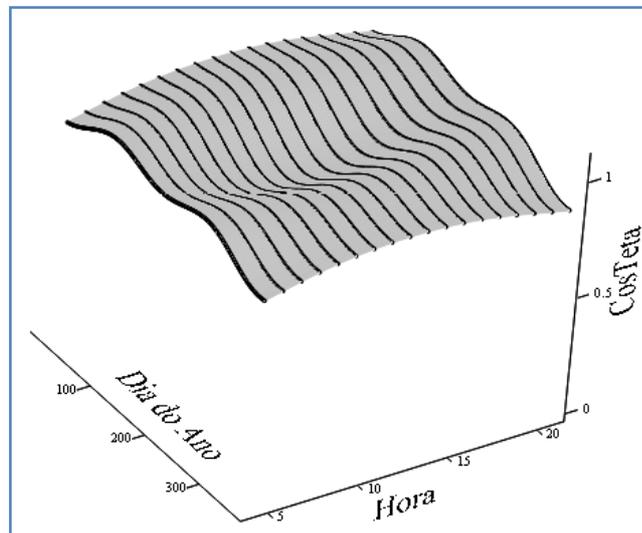


Figura 19 – Valores de  $\cos(\theta)$  para a cidade de Petrolina (latitude de  $9,4^\circ$  S).

É possível observar claramente uma maior variação do fator  $\cos(\theta)$  para a cidade de Almeria. Os menores valores ocorrem ao meio dia no período de inverno de cada região, sendo  $\cos(\theta)=0,49$  no dia  $n = 355$ , para a cidade de Almeria, e  $\cos(\theta)=0,84$  no dia  $n = 172$ , para a cidade de Petrolina.

#### 4.1.3 Modificador do Ângulo de Incidência (*IAM*)

O desempenho ótico de um coletor cilindro parabólico é função do ângulo de incidência da radiação na abertura. Os efeitos do ângulo de incidência, em cada característica do desempenho ótico, podem ser considerados de forma individual, ou combinados em um só fator, chamado modificador do ângulo de incidência. O desempenho ótico do coletor parabólico diminui com o ângulo de incidência por várias razões: diminuição da transmissão do vidro e da absortância do absorvedor; o aumento do tamanho da imagem do Sol no receptor e a perda de radiação no final do tubo de comprimento finito (DUFFIE; BECKMAN, 2006). A Figura 20 ajuda a explicar de forma simplificada a ocorrência de perdas no final dos coletores devido a uma zona do coletor na qual os raios refletidos não poderão ser interceptados pelo tubo absorvedor. Enquanto em uma das pontas o absorvedor não receberá radiação refletida pela superfície espelhada do coletor, na outra ponta, a parte final do coletor não será útil, pois a radiação solar refletida não poderá alcançar o tubo absorvedor.

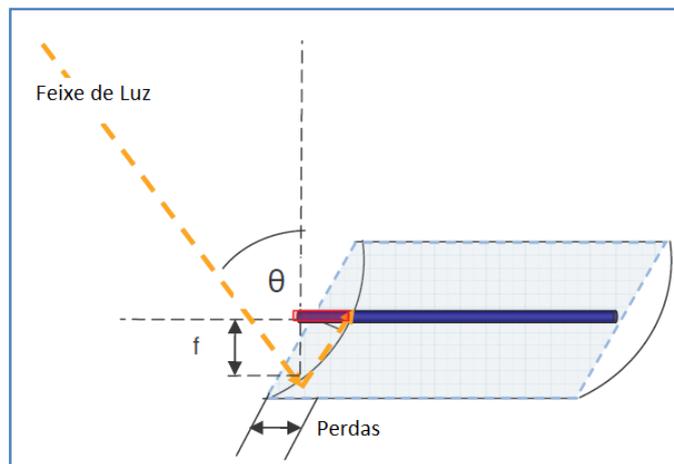


Figura 20 – Perdas no final dos coletores cilindro parabólicos.

Adaptado de (PATNODE, 2006)

Para reduzir as perdas no final dos coletores, bem como as perdas que ocorrem nas juntas de expansão no início e final de cada HCE, tem-se usado atualmente pequenas superfícies espelhadas que redirecionam a radiação que atingiria estas juntas de volta para uma área útil do tubo coletor. A Figura 21 mostra estes elementos em uso no campo de coletores da recém inaugurada planta Andasol 3, na Espanha.

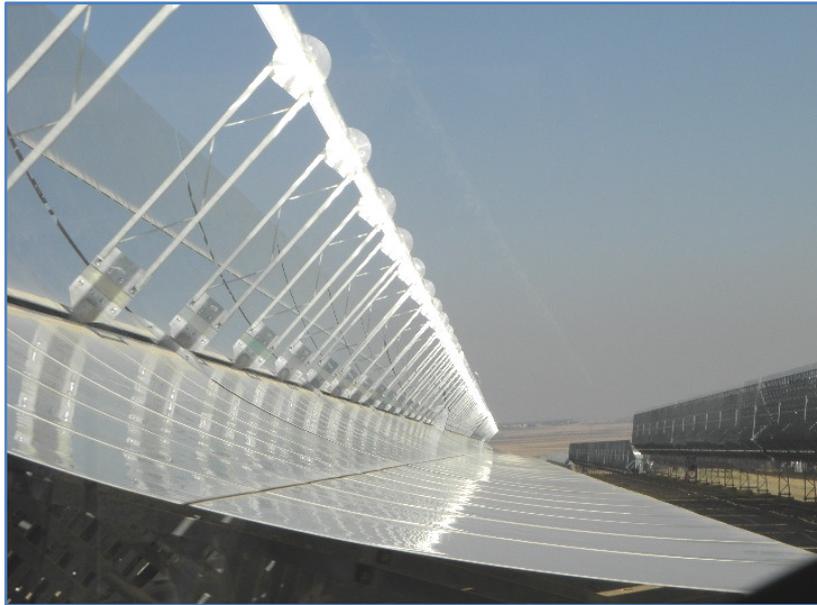


Figura 21 – Elementos refletores no tubos absorvedores de coletores da planta Andasol 3.

A dificuldade de se obter uma expressão analítica que generalize todos os efeitos causados pela existência de um ângulo de incidência da radiação solar no coletor parabólico torna mais prática a obtenção do modificador do ângulo de incidência a partir de dados experimentais (DUFFIE; BECKMAN, 2006). Em lugar de  $IAM$ , alguns autores consideram o fator  $K(\theta)$ , definido como o produto

$$K(\theta) = IAM \cdot \cos \theta \quad \text{Eq. 29}$$

$K(\theta)$  é normalmente usado na forma de um polinômio de aproximação feita em dados experimentais para um determinado coletor. O modelo de coletor solar que tem sido empregado nos estudos com a geração direta de vapor é o coletor Eurotrough, o qual tem seu fator  $K(\theta)$  apresentado, de forma gráfica, por Geyer et al.,(2002). Um ajuste a estes dados gráficos forneceu a equação do fator que foi usada nas simulações com o modelo desenvolvido. A Figura 22 mostra os dados experimentais e o ajuste realizado através de um polinômio de segundo grau.

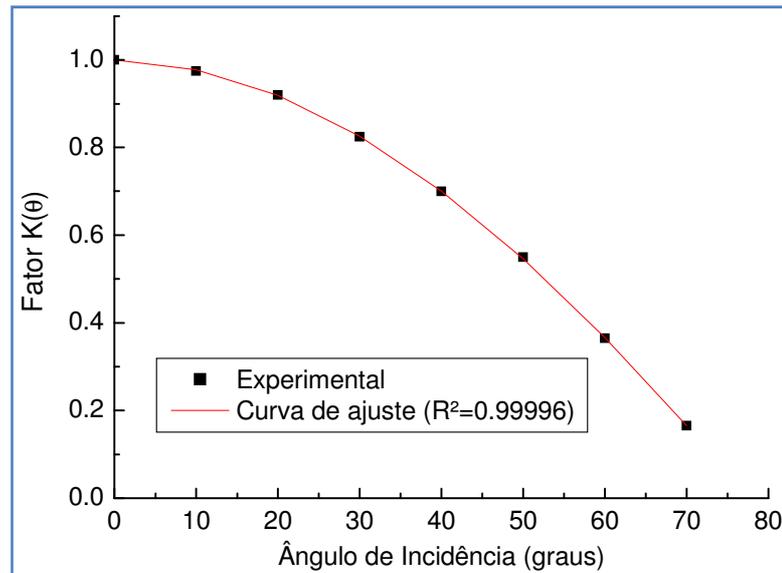


Figura 22 – Fator  $K(\theta)$  para o coletor Eurotrough.

A expressão encontrada para  $K(\theta)$  para o coletor Eurotrough foi

$$K(\theta) = \cos \theta - 0,00044\theta - 0,00003\theta^2 \quad \text{Eq. 30}$$

Este formato de expressão é semelhante ao utilizado por Dudley (1994) para representar o fator  $K(\theta)$ . Para utilizar a expressão com este formato é necessário apenas substituir o produto dos fatores  $\cos(\theta)$  e  $IAM$  que aparece na Eq. 22 por  $K(\theta)$ . Para isolar o efeito de perdas provocado pelo fator  $\cos(\theta)$  dos efeitos provocados pelas alterações na refletividade/absortância e perdas no final dos coletores, se utiliza o modificador do ângulo de incidência  $IAM$  no lugar do fator  $K(\theta)$  (PATNODE, 2006). Assim, a expressão para o modificador do ângulo de incidência usada nas simulações foi

$$IAM = 1 - \frac{0,00044\theta}{\cos \theta} - \frac{0,00003\theta^2}{\cos \theta} \quad \text{Eq. 31}$$

A variação de  $IAM$ ,  $K(\theta)$  e  $\cos(\theta)$  com o ângulo de incidência é mostrado no gráfico da Figura 23, enquanto os valores horários de  $IAM$  para cada dia do ano são apresentados na superfície da Figura 24.

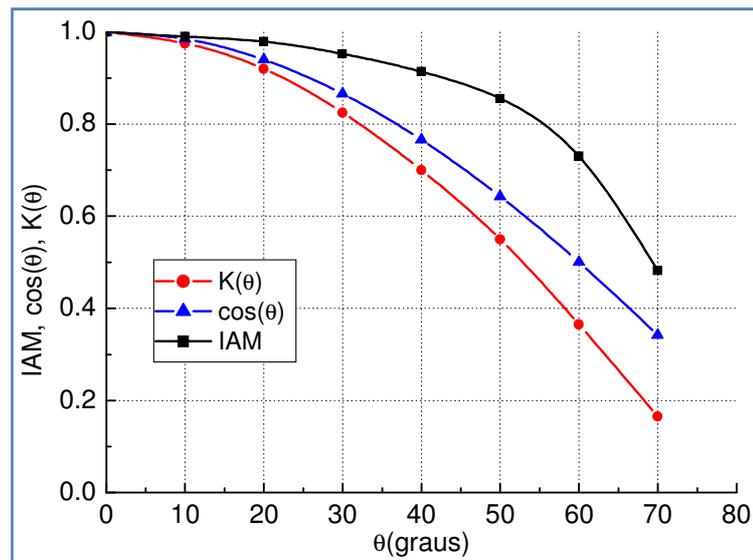


Figura 23 – Variação dos fatores IAM,  $\cos(\theta)$  e  $K(\theta)$  em função do ângulo de incidência.

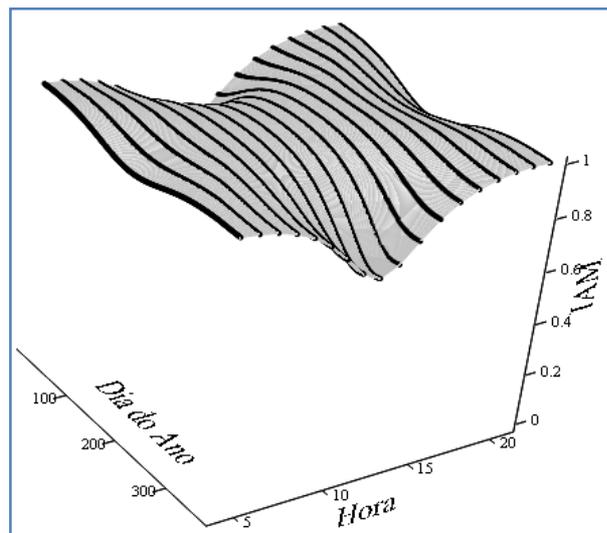


Figura 24 – Valores horários do fator IAM ao longo do ano para a cidade de Almeria.

O menor valor observado para o fator IAM é 0,72 e ocorre, como esperado, no dia em que se registra o maior ângulo de incidência ( $n=355$ ).

#### 4.1.4 Perdas por Sombreamento ( $FS$ )

Devido ao seu posicionamento e geometria, os coletores cilindro parabólicos podem introduzir perdas através do sombreamento provocado por colunas paralelas de coletores no período da manhã e da tarde. As perdas na coleção de energia provocada por esse sombreamento são contabilizadas pelo Fator de Sombreamento ( $FS$ ). Os campos solares em

plantas cilindro parabólicas são formados por fileiras paralelas de coletores com um determinado espaçamento entre elas. Durante início da manhã, a altitude solar é baixa e faz com que fileiras mais a Leste provoquem um sombreamento na fileira subsequente. À medida que o horário se aproxima do meio dia solar, esse sombreamento se encerra, voltando a ocorrer no final da tarde. A Figura 25 ilustra a ocorrência do sombreamento.

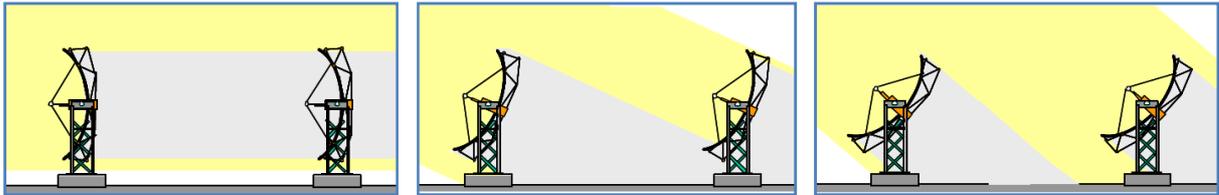


Figura 25 – Ilustração da ocorrência do sombreamento entre colunas de coletores.

(STUETZLE, 2002)

O cálculo do fator  $FS$  pode ser realizado pela expressão apresentada por Stuetzle (2002)

$$FS = \frac{L}{W} \cdot \frac{\cos(\theta_z)}{\cos(\theta)} \quad \text{Eq. 32}$$

onde  $L$  corresponde a distância, em metros, entre as colunas paralelas de coletores,  $W$  corresponde a medida, em metros, da abertura da parábola,  $\cos(\theta)$  é dado pela Eq. 23 e o  $\cos(\theta_z)$  é o cosseno do ângulo zenital, dado pela relação (DUFFIE; BECKMAN, 2006)

$$\cos(\theta_z) = \cos \delta \cdot \cos \lambda \cdot \cos \omega + \text{sen} \delta \cdot \text{sen} \lambda \quad \text{Eq. 33}$$

Através da Figura 25 é possível observar que uma maior separação entre as colunas permite diminuir a ocorrência de sombreamento mútuo, o que pode ser quantificado com a Eq. 32. Existe neste ponto um compromisso entre a redução do sombreamento e a utilização de uma maior área para o campo solar. Em geral, utiliza-se uma separação entre as colunas subsequentes em torno de três vezes a medida da abertura do coletor parabólico. A Figura 26 mostra os valores de  $FS$  para um dia de inverno e outro de verão para a cidade de Almeria para um campo de coletores orientados na direção Norte-Sul, com  $L=18m$  e  $W=5,76m$  ( $L/W=3,12$ ).

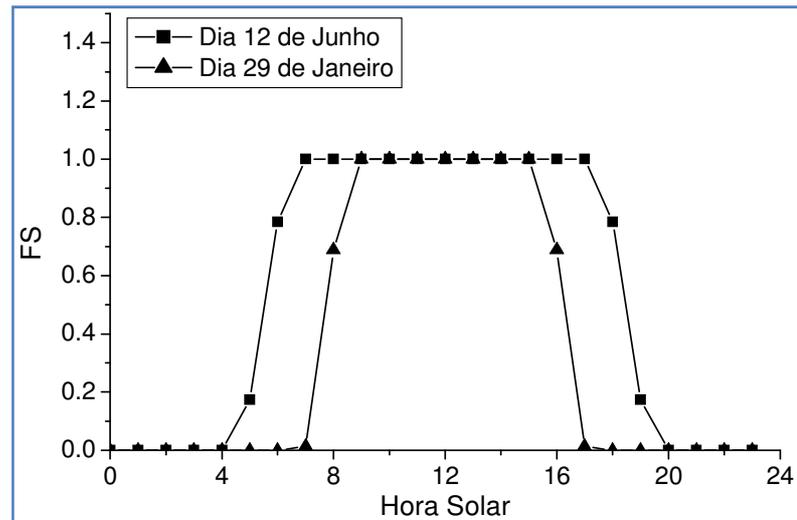


Figura 26 – Fator de Sombra em dois dias para a cidade de Almeria.  
( $L=18m$  e  $W=5,76m$ )

É possível observar que as perdas por sombreamento ocorrem durante aproximadamente as duas primeiras e últimas horas do dia, tanto para um dia de inverno como para um dia de verão, o que pode ser visualizado também na superfície da Figura 27, que mostra o comportamento horário deste fator ao longo do ano.

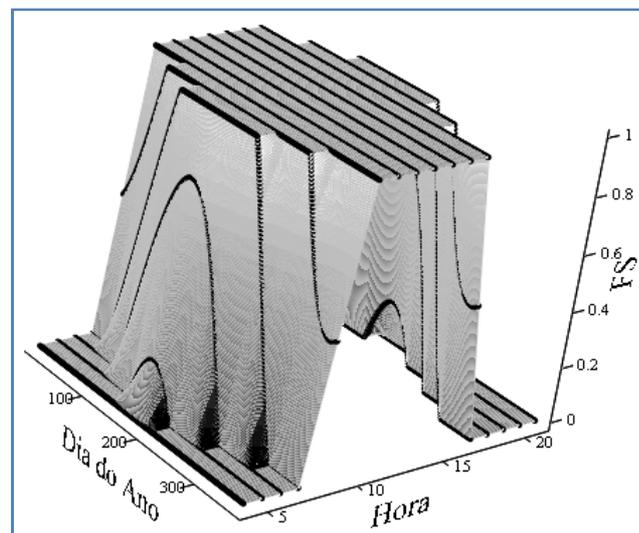


Figura 27 – Fator de Sombra ao longo do ano para a cidade de Almeria.  
( $L=18m$  e  $W=5,76m$ )

O resultado do produto dos fatores  $\cos(\theta)$ ,  $IAM$  e  $FS$  para a cidade de Almeria é mostrado na superfície da Figura 28. Nesta figura, é possível visualizar claramente as perdas na coleção da irradiância solar provocada por estes três fatores, sobretudo em torno do meio

dia solar para o período de inverno, e no início e fim de cada dia.

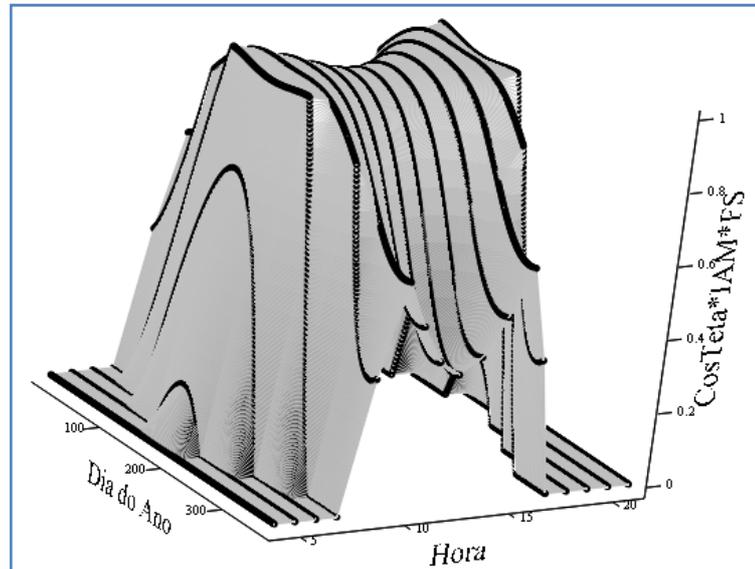


Figura 28 – Produto dos fatores  $\cos(\theta)$ ,  $IAM$  e  $FS$  para a cidade de Almeria.

#### 4.1.5 Eficiência Óptica de Pico ( $\eta_{opt,0^\circ}$ )

A eficiência óptica de pico de um coletor cilindro parabólico corresponde ao rendimento deste coletor quando o ângulo de incidência da radiação solar é nulo ( $\theta=0^\circ$ ). Este fator contabiliza todas as perdas ópticas do coletor, que ocorrem devido aos seguintes parâmetros (ZARZA, 2004):

- Refletividade da superfície refletora do concentrador parabólico – As superfícies refletoras dos coletores não são perfeitas, fazendo com que apenas uma parte da radiação que incide na mesma seja refletida. Os valores típicos de refletividade estão em torno de 90% e diminuem progressivamente, conforme se aumenta o acúmulo de poeira sobre a superfície;
- Fator de Intercepção – Fator que quantifica as perdas devido a imperfeições microscópicas e macroscópicas dos espelhos, erros no posicionamento dos coletores e/ou o bloqueio causado pelos suportes dos tubos absorvedores. O valor típico deste parâmetro está entre 0,9 e 0,95;
- Transmissividade da cobertura de vidro – O vidro que cobre a superfície metálica do absorvedor não é totalmente transparente e uma parte da radiação que é refletida pelos espelhos e alcança a cobertura de vidro não consegue atravessá-la. A transmissividade

do vidro dessas coberturas assume valores tipicamente entre 0,9 e 0,95.

- Absortividade da superfície seletiva – Parâmetro que quantifica a capacidade de absorção de radiação da superfície seletiva que recobre o tubo metálico absorvedor. Tipicamente, estas superfícies são capazes de absorver entre 90% e 95% da radiação incidente.

Para o modelo de coletor usado nas simulações deste trabalho, o valor de  $\eta_{opt,0^\circ}$  é dado por Lüpfer et al. (2003) como sendo 0,74.

#### 4.1.6 Concentração geométrica (C)

A concentração geométrica C é definida como a razão entre a área de abertura do coletor e a área total do tubo absorvedor. Assim, a concentração geométrica pode ser calculada através da expressão

$$C = \frac{W}{2 \cdot \pi \cdot r_{ext}} \quad \text{Eq. 34}$$

onde  $r_{ext}$  é o raio externo do tubo absorvedor. Para o coletor Eurotrough usando um absorvedor com 0,07m de diâmetro externo, o valor da concentração geométrica é  $C=26,2$ .

## 4.2 Perdas Térmicas ( $q_l$ )

Além das perdas de ordem óptica e geométricas vistas até o momento, em um coletor cilindro parabólico existem também perdas térmicas, que são produzidas principalmente no tubo absorvedor e nas tubulações que transportam o fluido térmico. Visto que as perdas no absorvedor são bastante superiores àquelas que se apresentam nas tubulações, estas são desconsideradas nas simulações.

Para tubos absorvedores que possuem vácuo entre o tubo metálico e a cobertura de vidro, as perdas térmicas são formadas por: perdas de calor por condução através dos suportes dos tubos absorvedores, perdas por radiação do tubo metálico para a cobertura de vidro e

perdas por convecção e radiação da cobertura de vidro para o meio ambiente.

As perdas térmicas de um coletor para o ambiente são determinadas experimentalmente submetendo o coletor a uma série de ensaios na faixa de temperatura para a qual o coletor foi projetado. Na realização de simulações de campos solares de coletores cilindro parabólicos, é mais conveniente expressar as perdas térmicas na forma de um polinômio. As curvas para as perdas térmicas para o coletor Eurotrough usando um absorvedor UVAC em função da diferença de temperatura entre o absorvedor e o ambiente é dada por Lüpfer et al. (2003). São apresentadas curvas de perdas térmicas para diferentes valores de irradiância direta normal. Um ajuste das curvas apresentadas por Lüpfer et al. (2003) forneceu a expressão para as perdas térmicas que foram usadas nas simulações deste trabalho

$$q_l(T, I_{bn}) = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot r_{ext}} (A + B \cdot T + C \cdot T^2) \quad \text{Eq. 35}$$

onde  $T$  representa a diferença entre a temperatura externa do absorvedor e a temperatura ambiente ( $T_{a,ext} - T_{amb}$ ) e os coeficientes A, B e C são funções polinomiais da irradiância direta normal  $I_{bn}$  (W/m<sup>2</sup>), dados por

$$A(I_{bn}) = -32,4578 + 0,0427 \cdot I_{bn} \quad \text{Eq. 36}$$

$$B(I_{bn}) = 0,2675 + 1,2342 \cdot 10^{-4} \cdot I_{bn} - 5,3642 \cdot 10^{-8} \cdot I_{bn}^2 \quad \text{Eq. 37}$$

$$C(I_{bn}) = 0,0014 + 4,0889 \cdot 10^{-7} \cdot I_{bn} - 4,1623 \cdot 10^{-10} \cdot I_{bn}^2 \quad \text{Eq. 38}$$

onde as perdas dependem não somente da diferença de temperatura entre o absorvedor e o ambiente, mas também dos valores de irradiância direta normal. A Figura 29 mostra as perdas térmicas para o coletor Eurotrough usando absorvedor UVAC em função da diferença entre a temperatura do absorvedor e a temperatura ambiente. São apresentados pontos referentes a medidas experimentais e curvas de ajustes para diferentes valores de  $I_{bn}$  usando a Eq. 35.

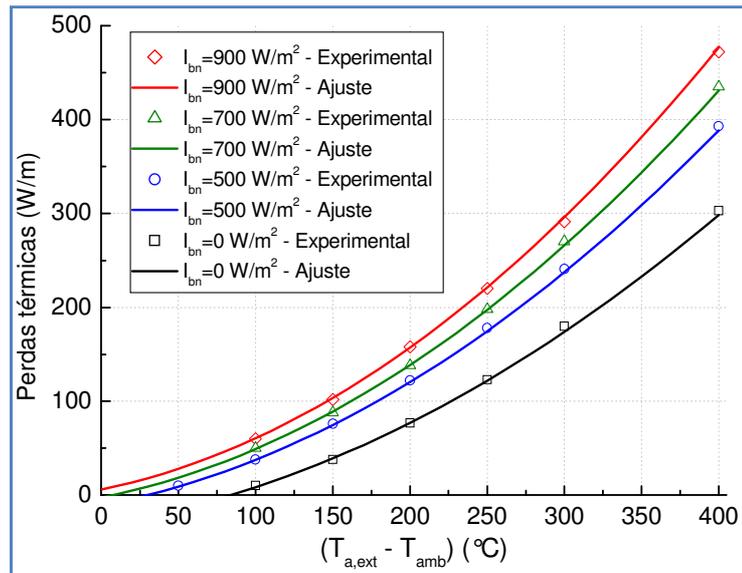


Figura 29 – Perdas térmicas do coletor Eurotrough com absorvedor UVAC em Watts por metro de comprimento de absorvedor.

### 4.3 Coeficiente de troca de calor ( $h$ )

Para a solução dos sistemas de equações diferenciais vistos, faz-se necessária a determinação do coeficiente de transferência de calor por convecção ( $h$ ) entre o tubo absorvedor e a água que circula em seu interior. Dado que existem dois tipos de fluxo no interior do absorvedor, homogêneo e bifásico, foram utilizadas duas formulações para o coeficiente de transferência de calor  $h$ :

#### 4.3.1 Regiões de pré-aquecimento e superaquecimento

Para estas duas regiões de fluxo homogêneo foi utilizada a bem conhecida correlação de Dittus-Boelter (1930) para calcular o coeficiente de transferência de calor

$$h = \frac{k \cdot N_{nu}}{2 \cdot r_{int}} \quad \text{Eq. 39}$$

onde  $k$  é a condutividade térmica do fluido,  $r_{int}$  é o raio interno deste mesmo tubo e  $N_{nu}$  é o número de Nusselt, dado por:

$$N_{nu} = 0,023 \cdot N_{Re}^{0,8} \cdot N_{Pr}^{0,4} \quad \text{Eq. 40}$$

onde  $N_{Re}$  é o número de Reynolds e  $N_{Pr}$  é o número de Prandtl. No cálculo destes dois coeficientes foram usadas correlações para as propriedades termofísicas da água líquida e do vapor superaquecido. No caso da água líquida, as correlações usadas são as apresentadas em (OAK RIDGE NATIONAL LABORATORY, 1993), enquanto para o vapor superaquecido as correlações foram elaboradas a partir de dados retirados de tabelas termodinâmicas. As expressões para o cálculo dos números de Reynolds e Prandtl e as correlações usadas para todas as propriedades envolvidas são apresentadas no APÊNDICE 1 deste trabalho. As condições para validade da aplicação da correlação de Dittus-Boelter (1930) foram verificadas para ambas as seções e são plenamente satisfeitas nos casos menos favoráveis de funcionamento do sistema.

#### 4.3.2 Região de evaporação

Na região com fluxo bifásico (líquido/vapor) foi utilizada no cálculo do coeficiente  $h$  a correlação apresentada por Göebel (1998)

$$h = f_1 \cdot f_2 \cdot (5,85 - 2,78 \cdot 10^{-2} \cdot p + 6,4286 \cdot 10^{-4} \cdot p^2) \quad \text{Eq. 41}$$

$$f_1 = 0,56247 + 0,0241265 \cdot q_a - 5,7786 \cdot 10^{-2} \cdot q_a^2 \quad \text{Eq. 42}$$

$$f_2 = 1 + \frac{25}{q_a} \left[ 0,72 - \left( \frac{144 \cdot \pi \cdot D_{int}^2}{4 \cdot \dot{m} \cdot \chi + 150 \cdot \pi \cdot D_{int}^2} \right) \right] \quad \text{Eq. 43}$$

onde  $p$  é a pressão de trabalho (bar),  $q_a$  irradiância que chega ao absorvedor ( $\text{kW/m}^2$ ),  $\chi$  o título de vapor,  $D_{int}$  o diâmetro interno do absorvedor (m) e  $\dot{m}$  a vazão mássica do fluido ( $\text{kg/s}$ ).

Esta correlação foi proposta por Göebel (1998) utilizando como base os dados experimentais obtidos no projeto GUDE, realizado na Alemanha entre os anos 1992 – 1996. Neste projeto, foi estudada a geração direta de vapor em tubos de diferentes diâmetros internos (50mm, 65mm e 85mm) e diferentes pressões (3Mpa, 6Mpa e 8Mpa), com a irradiância solar que chega ao tubo absorvedor simulada através de resistências elétricas (ZARZA, 2004).

#### 4.4 Campo solar

Os cálculos relacionados ao campo solar correspondem basicamente à solução do sistema de equações diferenciais para cada seção ao longo do absorvedor em uma coluna de coletores. Uma vez que se considera uniforme a distribuição da radiação solar e da temperatura ambiente em toda a área do campo solar, todas as colunas de coletores estão submetidas às mesmas condições, sendo suficiente que seja feita o cálculo para uma única coluna. A Figura 30 mostra um fluxograma simplificado do procedimento implementado para solucionar o sistema de equações. O início deste procedimento se dá imediatamente após o cálculo da irradiância solar concentrada que chega ao absorvedor ( $q_a$ ).

O procedimento pode ser dividido em duas etapas: a) O cálculo das seções de pré-aquecimento e evaporação e b) o cálculo da seção de superaquecimento. Na primeira etapa, o objetivo é calcular a vazão de água que deve alimentar a coluna de coletores a fim de obter, ao final da seção de evaporação, um valor de título de vapor pré-definido. Na segunda etapa, o objetivo é determinar a vazão de água a ser injetada para garantir que temperatura do vapor na saída seja também um valor predeterminado.

Inicialmente, é feita uma estimativa da vazão de água que deve alimentar a coluna de coletores. Embora nos primeiros testes não houvesse uma forma de estimar esse valor inicial de vazão, após a realização dos cálculos para diferentes situações, foi observada uma forte correlação da vazão de alimentação com a irradiância solar que chega ao tubo absorvedor. Desta forma, foi possível chegar a uma expressão para esta estimativa inicial, o que se reflete numa diminuição do número de iterações necessárias para calcular o valor correto da vazão de alimentação. Este valor de vazão ( $\dot{m}$ ) era a variável desconhecida até este ponto para que se pudesse solucionar o sistema de equações diferenciais para a seção de pré-aquecimento (Eq. 2, Eq. 5 e Eq. 12).

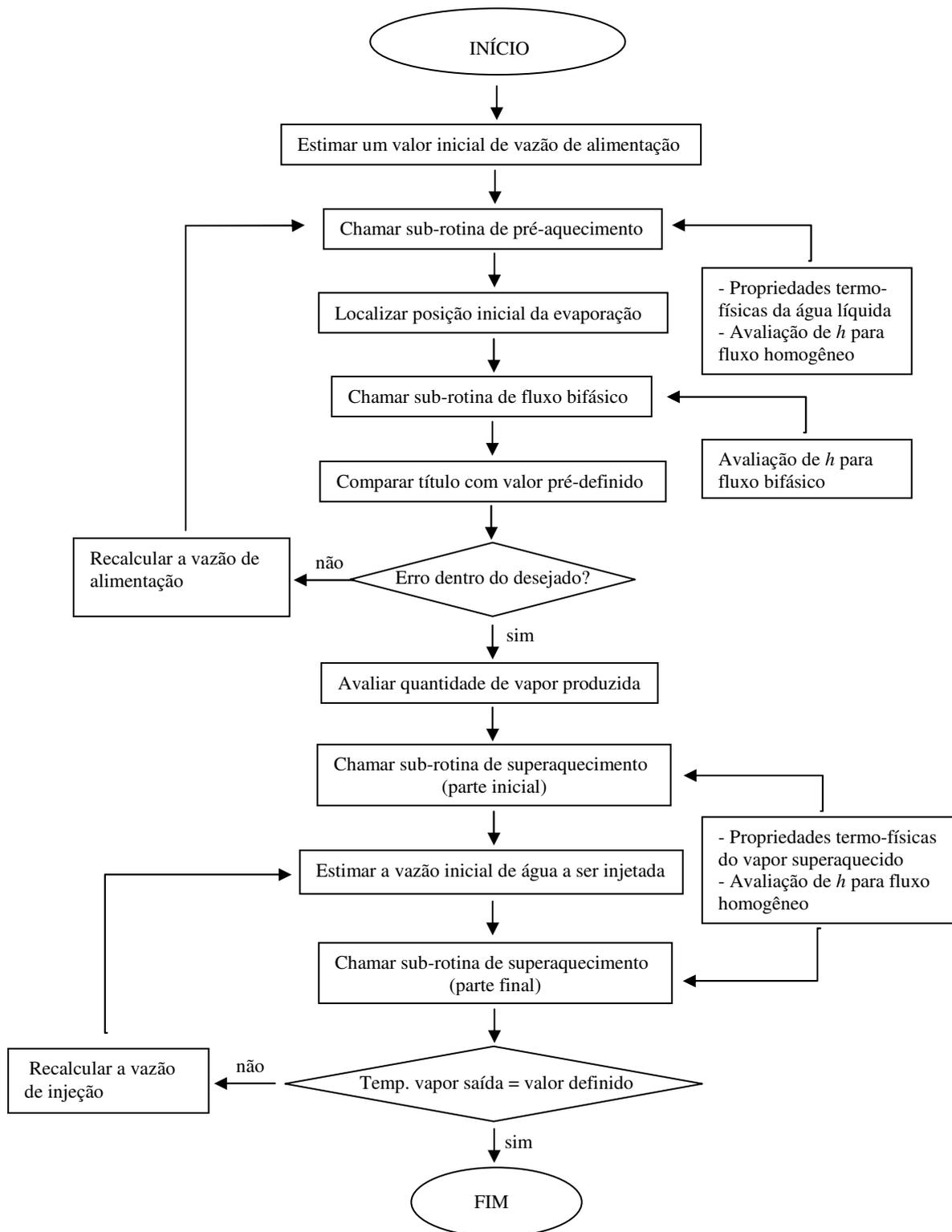


Figura 30 – Fluxograma simplificado do procedimento computacional que soluciona os sistemas de equações diferenciais.

O software Mathcad® disponibiliza rotinas para a solução numérica de sistema de

equações diferenciais por meio de procedimentos já consagrados como os métodos de Euler, Adams e Runge-Kutta de 4ª ordem. As sub-rotinas que solucionam o sistema de equações diferenciais de cada seção da coluna de coletor foi implementada utilizando o método de Runge-Kutta de 4ª ordem. Cada sub-rotina apresenta como resultado as variáveis físicas do sistema de equações diferenciais da seção correspondente, que são: a) Densidade de energia térmica útil ( $q_u$ ), Temperatura do fluido ( $T_f$ ) e Temperatura externa do absorvedor ( $T_{a,ext}$ ) para as seções de pré-aquecimento e superaquecimento e b) Densidade de energia térmica útil ( $q_u$ ), Título de vapor ( $\chi$ ) e Temperatura externa do absorvedor ( $T_{a,ext}$ ) para a seção de evaporação.

A posição ao longo da coluna de coletores onde se inicia a evaporação não é fixa, mas varia de acordo com a vazão de água de alimentação e irradiância solar direta. Esta posição é localizada observando-se a temperatura do fluido ao longo da seção de pré-aquecimento. Uma vez localizado o ponto da coluna onde se inicia a evaporação, é feita a chamada a sub-rotina para o cálculo de fluxo bifásico. Esta sub-rotina é responsável por solucionar o sistema de equações diferenciais para a seção de evaporação (Eq. 5, Eq. 15 e Eq. 18). O título de vapor da mistura no final da seção de evaporação é então avaliado. Se a diferença entre o título de vapor calculado e o valor pré-definido estiver dentro de uma margem de erro desejado, o valor estimado para a vazão de alimentação é tido como correto e o cálculo segue para a seção de superaquecimento. Caso contrário, esta vazão é recalculada e as sub-rotinas mencionadas são novamente executadas.

A seção de superaquecimento é dividida em duas partes, tendo como marco divisor o ponto da coluna onde é feita a injeção de água. A primeira parte é solucionada pela chamada da sub-rotina de superaquecimento usando a vazão de vapor produzida na seção de evaporação. Assim é possível obter a temperatura do vapor superaquecido no ponto onde será feita a injeção de água. A quantidade de água a ser injetada é então estimada e a sub-rotina para segunda parte da seção de superaquecimento é executada. Se a temperatura do vapor na saída da seção de superaquecimento for suficientemente próxima do valor pré-definido, o cálculo para toda a coluna de coletores estará finalizado. Caso contrário, a quantidade de água a ser injetada é reavaliada e a parte final da seção de superaquecimento é recalculada.

Ao final do procedimento de solução, é obtida a vazão de vapor superaquecido que sai da coluna de coletores. Considerando as mesmas características para todas as colunas e uma

radiação solar uniforme em toda área do campo solar, a saída de cada coluna será igual e a vazão total de vapor superaquecido que será entregue pelo campo solar ao bloco de potência será proporcional ao número de colunas.

O tempo de processamento necessário para realização das simulações, como era de se esperar, depende basicamente da capacidade de processamento do computador utilizado. Foram necessárias cerca de 4 horas de processamento para realização de uma simulação anual em intervalos de uma hora, quando utilizado um computador comum de uso doméstico (CPU Athlon II X2 250, 1.75GB de memória RAM e com sistema operacional Windows XP SP3). Este tempo tende a diminuir consideravelmente se for utilizado um computador pessoal de melhor desempenho ou uma máquina específica para realização de cálculos dessa natureza.

#### 4.5 Bloco de Potência

Em centrais do tipo SEGS, o óleo sintético a alta temperatura que sai do campo de coletores ao passar pelos trocadores de calor para produzir vapor ainda mantém um a temperatura por volta de 200°C, temperatura com a qual retorna para a entrada da coluna de coletores no campo solar. No caso do sistema com geração direta de vapor, a água que vem do condensador precisa ser pré-aquecida por meio de um processo regenerativo para evitar que seu ingresso no campo de coletores a uma baixa temperatura comprometa as condições de operação e a eficiência global do ciclo.

O ciclo regenerativo é uma derivação do ciclo de Rankine onde o fluido é reaquecido após sair do condensador através da troca de calor com pequenas frações de vapor extraídos da turbina ao longo do processo de expansão. Isto aumenta a temperatura média da fonte de calor, que se traduz por sua vez em um aumento da eficiência termodinâmica do ciclo. A Figura 31 ilustra um ciclo regenerativo com  $n$  extrações parciais de vapor ao longo da turbina conectados a aquecedores de água de alimentação, de contato direto (aquecedores de mistura). As frações mássicas das extrações ( $y_i$ ) expressam a relação entre a vazão mássica extraída da turbina ( $\dot{m}_i$ ) e a vazão mássica que sai do campo de coletores ( $\dot{m}_v$ ), ou seja,  $y_i = \dot{m}_i / \dot{m}_v$ .

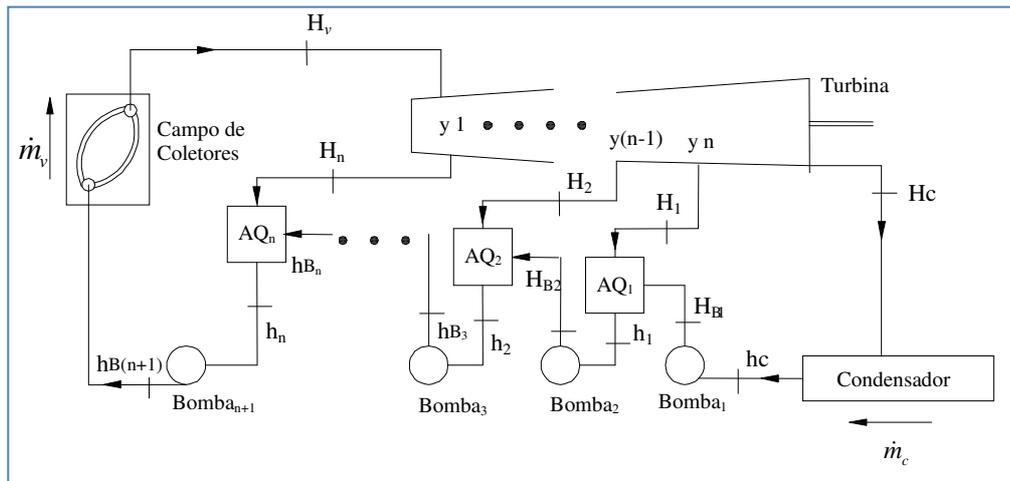


Figura 31 – Ciclo Regenerativo com  $n$  extrações de vapor.

(CUNHA; FRAIDENRAICH, 2012)

O ciclo regenerativo da Figura 31 é formado por um campo de coletores, condensador, turbina, aquecedores de mistura e bombas. O fluido após sair do campo de coletores no estado superaquecido entra na turbina, sujeita a várias extrações. Estas extrações passarão pelos aquecedores de mistura que irão trocar calor para pré-aquecer o fluido que sai do condensador e retornar novamente para o campo de coletores. Dessa forma, o fluxo de massa que atravessa o condensador é menor que o fluido que deixa o campo. As bombas têm a função da elevação parcial da pressão do fluido, até atingir a pressão de evaporação no campo de coletores.

A modelagem utilizada para o bloco de potência neste trabalho é apresentada por (CUNHA; FRAIDENRAICH, 2012). O modelo de equações proposto é baseado nos balanços de energia e massa de cada componente do ciclo regenerativo e assume as hipóteses de expansão de vapor e bombeamento de água isentrópicos, perdas de pressão ao longo das tubulações desprezível e líquido saturado na entrada das bombas e na saída dos aquecedores de mistura. As condições de entrada do modelo são a pressão de entrada e saída na turbina e temperatura do vapor superaquecido do campo solar. O modelo proposto por Cunha; Fraidenraich (2012), baseado no balanço de massa e energia, quantifica também o trabalho realizado pelas bombas. Dessa forma, a equação apresentada para o trabalho por unidade de massa da turbina ( $w_t$ ), em kJ/kg, com “ $n$ ” extrações é dada por (CUNHA; FRAIDENRAICH, 2012):

$$w_t = \frac{\dot{W}_t}{\dot{m}_v} = (H_v - H_c) - y_1(H_n - H_c) - \dots - y_n(H_1 - H_c) \quad \text{Eq. 44}$$

O ciclo regenerativo usado inicialmente nas simulações considera uma única extração de vapor na turbina, que pode ser resumido pela Figura 32.

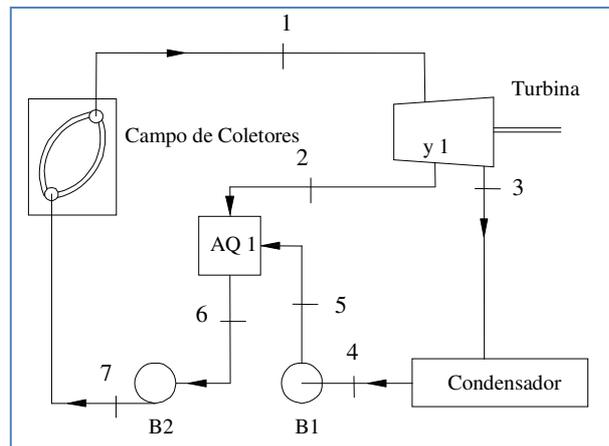


Figura 32 – Resumo de um Ciclo Regenerativo com uma extração.

Realizando-se o balanço de energia para o aquecedor de mistura, caldeira, condensador, turbina e bombas 1 e 2, o trabalho total máximo da turbina pode ser derivado da Eq. 44 de forma resumida, dada por

$$\dot{W}_t = \dot{m}_v \cdot [(H_1 - H_3) - y_1(H_2 - H_3)] \quad \text{Eq. 45}$$

onde  $y_1$  depende das entalpias do fluido ( $H$ ) nos pontos 2, 5 e 6 da Figura 32, como resultado do balanço de massa e energia no AQ1, é dado por:

$$y_1 = \frac{(H_6 - H_5)}{(H_2 - H_5)} \quad \text{Eq. 46}$$

O cálculo das entalpias nos diversos pontos do ciclo da Figura 32 é feito por meio de correlações que são apresentadas no APÊNDICE 2 deste trabalho (LACHKOV et al., 1999). A potência térmica fornecida pelo campo de coletores é então dada pela expressão

$$\dot{Q}_u = \dot{m}_v \cdot (H_1 - H_7) \quad \text{Eq. 47}$$

A taxa de transferência de calor no condensador é dada pela expressão

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_v \cdot (1 - y_1)(H_3 - H_4) \quad \text{Eq. 48}$$

O trabalho realizado pelas bombas 1 e 2 é dado pelas expressões

$$\dot{W}_{B1} = \dot{m}_4 \cdot v_4 \cdot (p_5 - p_4) \quad \text{Eq. 49}$$

$$\dot{W}_{B2} = \dot{m}_1 \cdot v_6 \cdot (p_7 - p_6) \quad \text{Eq. 50}$$

onde  $v$  é o volume específico e  $p$  é a pressão no ponto indicado. As entalpias do ponto 5 e do ponto 7 e o trabalho total das duas bombas podem ser calculados por:

$$H_5 = H_4 + w_{B1} \quad \text{Eq. 51}$$

$$H_7 = H_6 + w_{B2} \quad \text{Eq. 52}$$

$$\dot{W}_{BT} = \dot{m}_1 \cdot [(H_7 - H_6) + (1 - y_1)(H_5 - H_4)] \quad \text{Eq. 53}$$

A eficiência do ciclo termodinâmico é então dada por:

$$\eta_{ciclo} = \frac{w_t - w_{BT}}{\dot{Q}_u} \quad \text{Eq. 54}$$

A potência elétrica bruta fornecida pela central é dada pela expressão

$$\dot{E}_{el} = \dot{Q}_u \cdot \eta_{ciclo} \cdot \eta_{isent} \cdot \eta_{el} \quad \text{Eq. 55}$$

onde  $\eta_{el}$  é a eficiência de transformação da energia mecânica em elétrica, ou seja, a eficiência do gerador elétrico, e  $\eta_{isent}$  a eficiência isentrópica da turbina. O uso desta eficiência é necessário devido ao cálculo da eficiência do ciclo ter considerado uma expansão do vapor adiabática ideal (expansão isentrópica). Para uma expansão real, com fricção, vazamento e outras perdas, o valor da entropia do vapor na saída será maior que a entropia do vapor que entra. Isto produz uma variação de entalpia menor do que ocorreria se a entropia fosse constante durante a expansão (ROLIM, 2007).

Foi proposta uma curva para a eficiência isentrópica da turbina baseada nos valores apresentados por Zarza et al. (2006), para a turbina escolhida no projeto Inditep, e na curva genérica de rendimento de uma turbina em função da vazão de vapor apresentada por Paz (2002). A curva proposta é mostrada na Figura 33 e é dada pelo polinômio

$$\eta_{isent} = -0,16453 + 0,33766 \cdot \dot{m}_v - 0,04242 \cdot \dot{m}_v^2 + 0,00175 \cdot \dot{m}_v^3 \quad \text{Eq. 56}$$

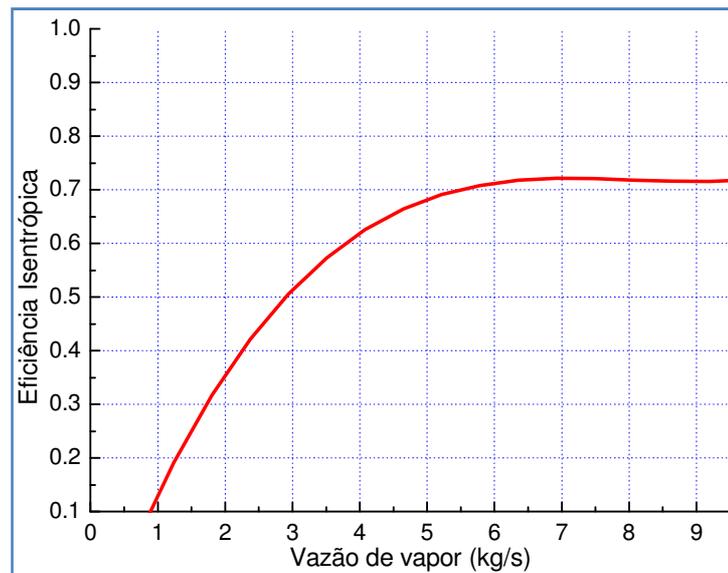


Figura 33 – Curva da eficiência isentrópica da turbina usada nas simulações.

O baixo rendimento observado para vazões pequenas de vapor tem grande influência em sistemas solares de geração elétrica que não usam armazenamento térmico. Haja vista a pouca produção de vapor pelo campo de coletores nos períodos de invernos, quando o recurso solar fica reduzido. Neste período, a turbina opera numa região de rendimento baixo, somando-se a todas as perdas óticas e geométricas que atingem seus valores máximos também neste período.

## 5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Para avaliar o desempenho do modelo desenvolvido seria ideal que fossem feitas comparações entre os resultados obtidos em simulações realizadas como o mesmo e resultados experimentais de um sistema DSG real. No entanto, dada a inexistência até a atual data de uma planta de geração, ainda que experimental, e também por serem escassos os trabalhos nesse tema, os resultados de sistemas reais publicados se resumem aos trabalhos acerca do projeto DISS. Ainda que vários resultados sobre o desempenho do laço experimental DISS tenham sido publicados (ZARZA, 2004)(ZARZA et al., 2004)(ECK et al., 2003), estas publicações não trazem o conjunto de informações que são necessárias para a simulação do sistema, como todos os parâmetros usados durante os testes e as características dos coletores, absorvedores e do bloco de potência.

O trabalho que aparece como melhor opção para ser tomado como referência na comparação de resultados é a publicação feita no final do Projeto Inditep (ZARZA et al., 2006), pois embora seja um trabalho de simulação, traz consigo toda a experiência e resultados obtidos durante os testes com o laço experimental DISS, além de apresentar o projeto conceitual daquela que provavelmente virá a ser a primeira planta com coletores cilindro parabólicos e geração direta de vapor no mundo. Assim, os parâmetros e considerações usados para realização das simulações que visam avaliar o desempenho da modelagem desenvolvida nesta tese foram, na medida do possível, os mesmos do projeto Inditep.

Nesta primeira implementação do modelo, uma série de considerações são feitas como forma de facilitar a obtenção de soluções do modelo. Não são consideradas as perdas de pressão nas tubulações, velocidade do vento, erros no rastreamento do Sol, a existência de sujeira ou quebra nos espelhos dos coletores e outras perdas de menor importância. No entanto, as perdas devido ao sombreamento provocado por uma coluna em sua vizinha são levadas em conta nos cálculos. A Tabela 2 contém os parâmetros do coletor solar, do campo de coletores e de projeto utilizados na simulação. Outras considerações e parâmetros utilizados são mencionados à medida que são apresentados neste trabalho.

Tabela 2 – Parâmetros usados na simulação.

<b>Parâmetro</b>	<b>Valor</b>
<b>Parâmetros do Coletor Eurotrough</b>	
Comprimento	98m
Abertura da parábola	5.76m
Eficiência óptica de pico	0.74
Diâmetro externo do absorvedor	0.07m
Diâmetro interno do absorvedor	0.055m
<b>Parâmetros do campo solar</b>	
Temperatura de entrada da água	126°C
Pressão do sistema	75bar
Temperatura de evaporação	290°C
Temperatura de vapor superaquecido	411°C
Número de colunas de coletores	7
Distância entre colunas de coletores	18m
Número de coletores por coluna no pré-aquecimento	3
Número de coletores por coluna na evaporação	5
Número de coletores por coluna no superaquecimento	2
<b>Parâmetros do Bloco de Potência</b>	
Eficiência do gerador elétrico	0,97
Número de extrações de vapor	1
Temperatura de condensação de vapor	41°C

### 5.1 Comparação com os Resultados de Simulações do Projeto Inditep

Foi simulada inicialmente uma planta solar com campo de coletores operando no modo de recirculação usando dados de irradiância para a cidade de Almeria. Os valores de irradiância foram obtidos a partir de Zarza et al. (2006), de forma a tornar possível a comparação dos resultados com os obtidos neste trabalho. A simulação foi feita usando intervalos de uma hora e para dois dias, um dia típico de inverno (29 de Janeiro) e outro típico de verão (12 de Junho). Os resultados obtidos para a vazão de vapor superaquecido, potência

térmica de saída do campo solar e potência elétrica bruta são mostrados nos gráficos da Figura 34 e da Figura 35.

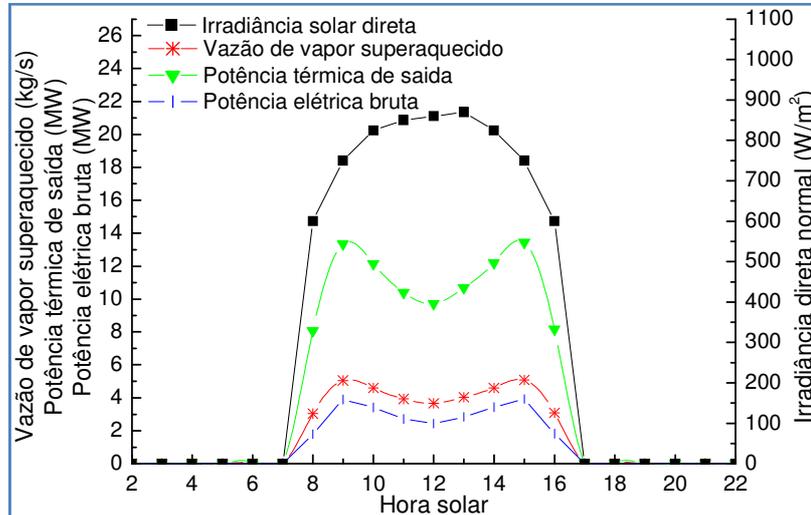


Figura 34 – Resultados da simulação de uma planta DSG de 5MWe para o dia 29 de Janeiro para a cidade de Almeria.

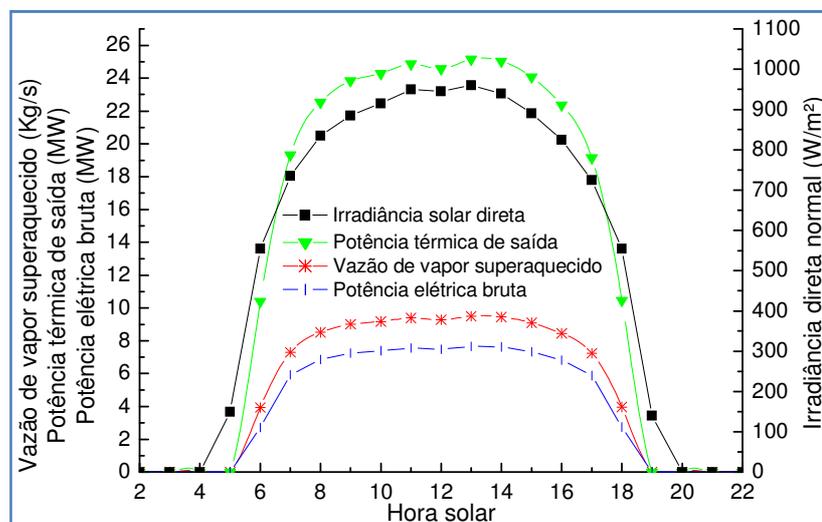


Figura 35 – Resultados da simulação de uma planta DSG de 5MWe para o dia 12 de Junho para a cidade de Almeria.

O primeiro ponto a chamar atenção nestes resultados é o forte decréscimo na produção de energia em torno do meio-dia solar do dia 29 de Janeiro. Esse comportamento é facilmente explicado quando se observa o valor do fator  $\cos(\theta)$  para este dia no gráfico da Figura 18. Além desse fator, ainda existe a influência de  $IAM$ , de forma que os níveis elevados de irradiância direta normal presentes próximo ao meio-dia solar são fortemente atenuados até serem efetivamente absorvidos.

Embora alguns parâmetros usados na simulação possam não ser os mesmos usados por Zarza et al. (2006), os resultados mostrados na Figura 34 e Figura 35 apresentam boa concordância com o projeto Inditep. Para facilitar a comparação entre os dois trabalhos, os resultados dos dois dias simulados são repetidos na Figura 36 juntamente com os resultados do projeto Inditep, apresentados em Zarza et al. (2006). Para ambos os dias, não é razoável fazer uma comparação direta entre valores das variáveis. A falta de especificação de alguns parâmetros em Zarza et al. (2006), que são necessários para a realização da simulação, torna a comparação entre valores limitada. O intervalo de tempo usado nas simulações para os dois casos também são diferentes (5min para Inditep e 1h para as simulações deste trabalho). Espera-se, no entanto, pouca divergência entre os resultados e um comportamento diário semelhante para cada variável de saída do sistema.

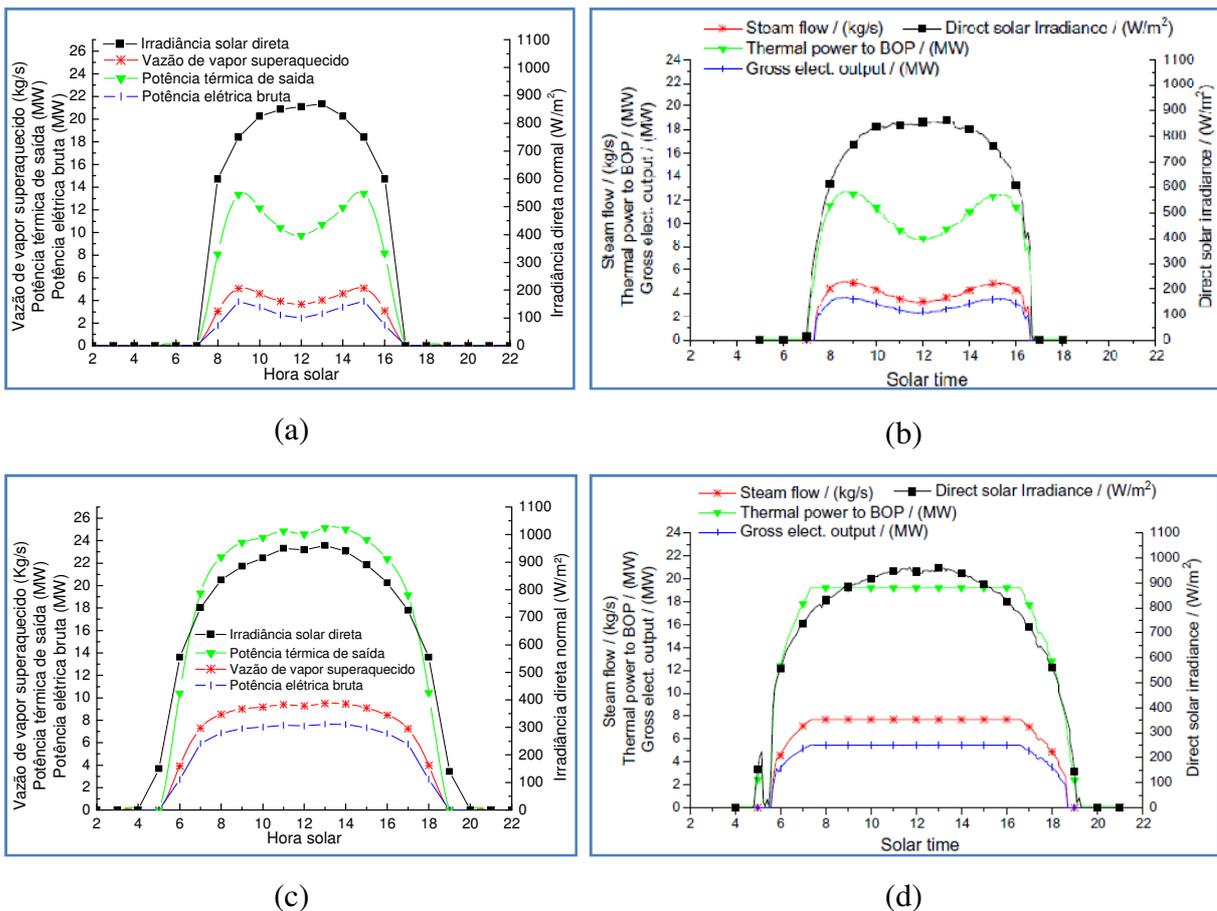


Figura 36 – Comparação entre os resultados da simulação usando a modelagem (a,c) e os apresentados no projeto Inditep (b,d).

Para o dia em que ocorrem os de menores valores de irradiância (29 de Janeiro), nota-se um comportamento ao longo do dia muito similar entre a simulação usando o modelo

desenvolvido (a) e as simulações do projeto Inditep (b). A diferença maior entre os resultados ocorre na primeira e última hora do dia, o que indica a possibilidade do fator de sombra  $FS$  não ter sido considerado nas simulações do projeto Inditep. Nas demais horas do dia, a resultados da modelagem aparecem ligeiramente superestimados e podem ser consequência dos fatores de perda não considerados. Aparentemente, Zarza et al. (2006) não consideraram nos seus cálculos a queda no rendimento da turbina para baixas vazões, dado que para todas as horas do dia, seus resultados para a conversão da energia térmica em elétrica bruta apresentam um fator em torno de 0,29.

No caso do dia de verão (12 de Junho), a comparação dos resultados é dificultada pela limitação do bloco de potência. Zarza et al. (2006) consideram um limite de 110% da capacidade nominal para o bloco de potência. Uma vez atingido este limiar, estratégias de controle devem ser adotadas, como desfocar alguns dos coletores solares, para reduzir a potência térmica entregue ao bloco de potência. Na solução do modelo implementada, este limite para o bloco de potência não é considerado, razão pela qual os limites que podem ser vistos no gráfico (d) não são observados no gráfico (c) da Figura 36. Nas horas do dia em que o limite da turbina não é atingido, a comparação entre os dois trabalhos levam as mesmas conclusões do dia de inverno.

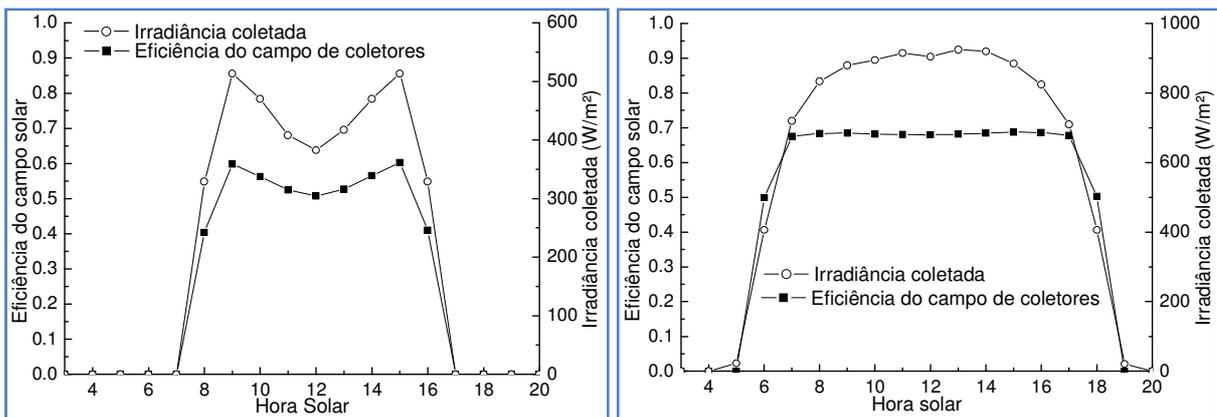
## 5.2 Eficiência do Campo Solar

Os gráficos da Figura 37 mostram o comportamento da eficiência do campo solar na conversão da energia solar para energia térmica. O cálculo desta eficiência considera a irradiância solar que incide normal ao plano de abertura do coletor solar, e é dada pela expressão

$$\eta_{solar-term} = \frac{\dot{Q}_u}{I_{bn} \cdot \cos(\theta) \cdot AreaTotal} \quad \text{Eq. 57}$$

onde  $\dot{Q}_u$  é a potência térmica entregue ao bloco de potência, em  $W/m^2$ , e  $AreaTotal$  é a área total de coletores.

Os resultados são mostrados mais uma vez para um dia típico de inverno e outro de verão. É possível observar a presença de eficiências maiores durante um dia de verão, onde valores próximos a 68% são atingidos, enquanto no dia de inverno, o valor máximo observado está em torno de 60%.



(a) (b)  
 Figura 37 – Eficiência do campo solar para os dias (a) 29 de Janeiro (inverno) e (b) 12 de Junho (verão).

A equação que define o cálculo da eficiência do campo solar (Eq. 57) já permite prever a existência de valores inferiores durante o período de inverno, uma vez que a equação não considera como radiação solar incidente a que é efetivamente coletada. A influência dos fatores  $IAM$  e  $FS$  penalizam de forma mais acentuada a eficiência do campo nos dias de inverno, fato que pode ser notado pelo comportamento similar entre a eficiência e a irradiância coletada ( $I_{col}$ ), que é dada por

$$I_{col} = I_{bn} \cos(\theta) \cdot IAM \cdot FS \quad \text{Eq. 58}$$

e pela observação do comportamento horário do produto dos fatores  $IAM$  e  $FS$  para cidade de Almeria nos dois dias simulados, mostrado na Figura 38.

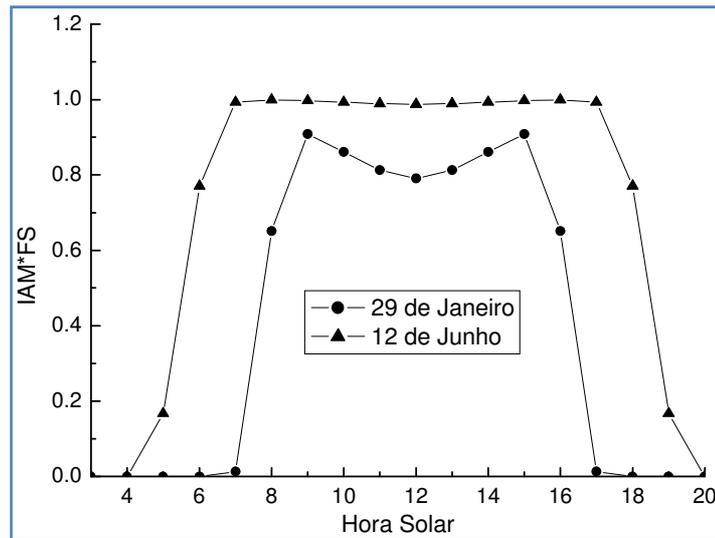


Figura 38 – Produto dos fatores  $IAM$  e  $FS$  para os dias 29 de Janeiro e 12 de Junho para Almeria.

### 5.3 Comportamento das variáveis do sistema ao longo da coluna de coletores

O procedimento desenvolvido permite obter os perfis das variáveis envolvidas no processo ao longo da coluna de coletores em um dado instante. A Figura 39 mostra os perfis para a temperatura do fluido e a densidade de potência térmica útil ao longo de uma coluna de coletores para o meio-dia solar de ambos os dias.

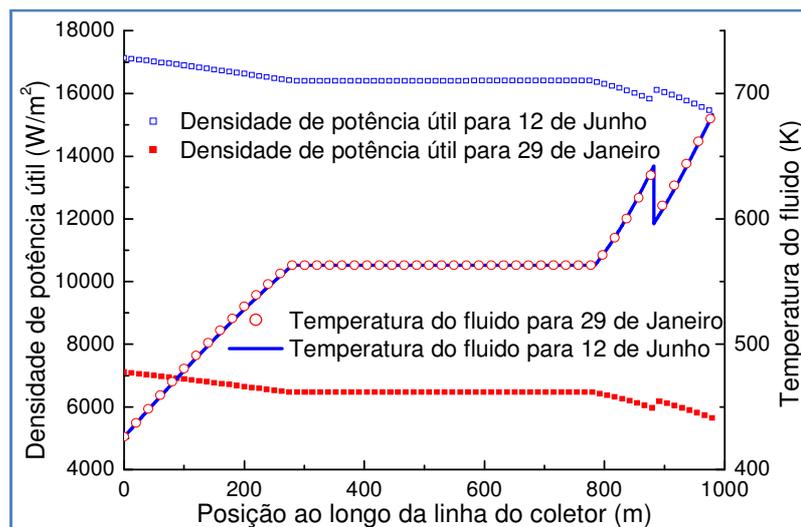


Figura 39 – Perfis de temperatura do fluido e densidade potência útil ao longo da coluna de coletores.

Nesta figura, as seções de pré-aquecimento, evaporação e superaquecimento podem ser claramente distinguidas. A descontinuidade observada próxima à posição de 900m ocorre

devido à injeção de água para controle da temperatura de saída do vapor superaquecido. A temperatura do vapor decresce, uma vez que líquido saturado é injetado, provocando também uma redução na temperatura do absorvedor e conseqüente aumento no coeficiente de troca de calor neste ponto e redução nas perdas térmicas.

Embora a potência útil ao longo da coluna de coletores em um dia de verão seja substancialmente superior ao observado para um dia de inverno, a temperatura do fluido ao longo da coluna é praticamente a mesma para ambos os dias. O controle da vazão de água que alimenta a coluna e da vazão que é injetada na seção de superaquecimento mantém o perfil de temperatura do fluido praticamente constante.

#### **5.4 Comportamento das Variáveis do Sistema com a Irradiância Solar**

As tentativas de correlacionar os diversos resultados obtidos nas simulações com a irradiância solar direta normal esbarraram sempre em comportamentos que se mostravam muito pouco relacionados com este dado de entrada. Por ser uma variável que pode ser facilmente medida por instrumentos e estar disponibilizada para diversas localidades através de base de dados, seria de grande importância a obtenção de correlações que permitissem um melhor controle da planta ou mesmo estimar a produção da mesma por meio de dados de irradiância do local.

Os efeitos do ângulo de incidência, modificador do ângulo de incidência e do fator de sombra tornam os dados de irradiância direta normal pouco úteis para os objetivos citados. Os gráficos da Figura 40 mostram os valores horários de vazão de alimentação em função da irradiância direta normal e em função da irradiância direta na abertura do coletor, isto é, considerando apenas o ângulo de incidência ( $\cos(\theta)$ ). Observa-se uma grande dispersão dos dados de vazão quando plotados em função da irradiância direta normal, que diminui bastante quando substituída pela irradiância direta na abertura do coletor. Mesmo no segundo caso, a dispersão ainda é considerável para que se possa obter uma curva de ajuste aos dados.

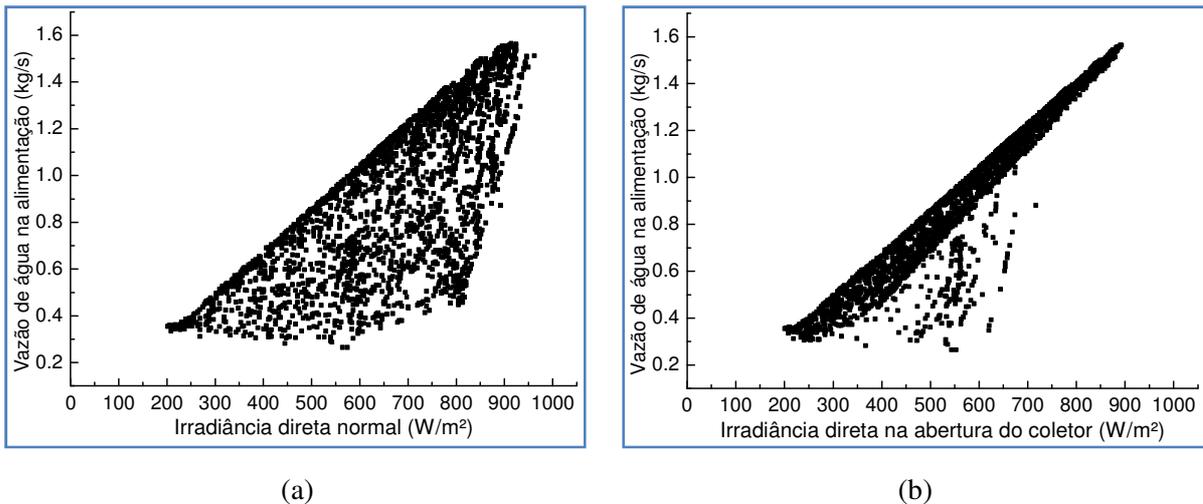


Figura 40 – Vazão mássica de alimentação por coluna em função da (a) irradiância direta normal e da (b) irradiância direta na abertura do coletor.

Quando se leva em conta, também, os efeitos do modificador do ângulo de incidência (*IAM*) e do fator de sombra (*FS*), através da Eq. 58, obtém-se a irradiância coletada. Na Figura 41 estão plotados os dados obtidos na simulação para as vazões de alimentação e de injeção em função da irradiância coletada. Pode-se notar um comportamento linear destas vazões com as variações da irradiância coletada. Vale salientar que os resultados exibidos correspondem a valores horários dessas variáveis obtidos na simulação para um ano inteiro, o que mostra a pequena influência da temperatura ambiente nos resultados. Uma vez que as principais variáveis controladas no processo DSG são as vazões de alimentação e injeção, curvas de ajuste aos dados obtidos podem ser importantes ferramentas para uso no sistema de controle da planta solar.

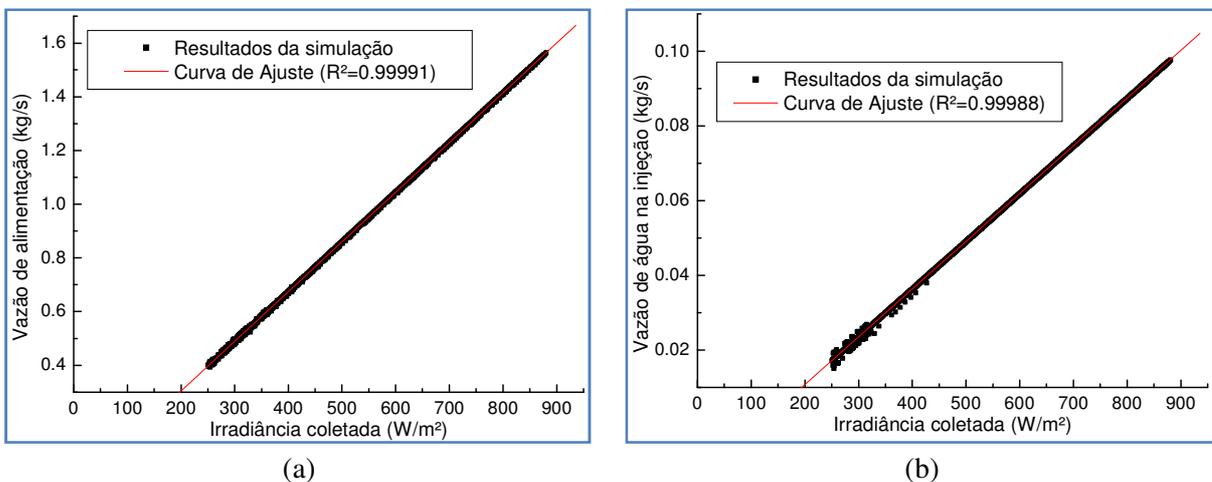


Figura 41 – (a) Vazão de alimentação e (b) vazão injetado por coluna em função da irradiância coletada.

Um ajuste a esses dados através de polinômios simples de primeiro grau fornecem expressões

$$\dot{m}_{ali} = 0,00185 \cdot I_{col} - 0,06575 \quad \text{Eq. 59}$$

$$\dot{m}_{inj} = 1,27854 \cdot 10^{-4} \cdot I_{col} - 0,01482 \quad \text{Eq. 60}$$

A Figura 42 mostra a potência térmica de saída do campo de coletores em função da irradiância coletada.

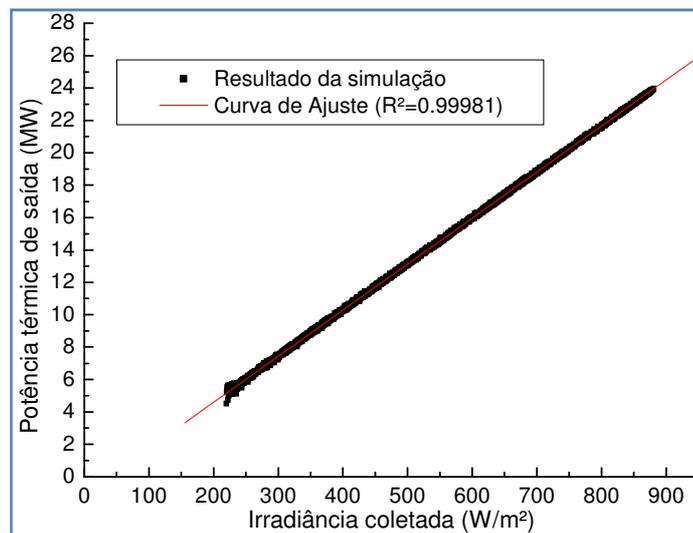


Figura 42 – Potência térmica de saída em função da irradiância coletada.

Novamente pode ser notado um comportamento linear desta variável para valores de irradiância coletada superiores a um certo valor crítico (220W/m²). Este valor crítico deve aumentar à medida que as perdas não consideradas nesta implementação inicial sejam incluídas. Para irradiâncias coletadas maiores que o valor crítico, o comportamento da potência térmica de saída pode ser também representado através de um polinômio simples de primeiro grau. Um ajuste aos resultados da simulação forneceu a expressão (MW)

$$Q_{th} = 0,02844 \cdot I_{col} - 1,09767 \quad (I_{col} > I_{crítico}) \quad \text{Eq. 61}$$

A Eq. 61 relaciona a energia térmica produzida pelo campo de coletores com a irradiância coletada. Não depende, em princípio, do local no qual se dá este comportamento e poderá ser utilizada para qualquer posição geográfica. Expressa assim, uma propriedade

intrínseca do sistema bem mais que uma relação com o clima local (em princípio universal). Predições rápidas do comportamento do sistema DSG, com a configuração estudada, poderiam ser realizadas por meio da Eq. 61. O método de utilizabilidade, por meio da curva característica (Eq. 61), permite prever o comportamento, a longo prazo, do sistema, desta vez sim para um determinado local (DUFFIE; BECKMAN, 2006) (FRAIDENRAICH; VILELA, 2000).

### **5.5 Ponto de Início da Evaporação**

O ponto ao longo da coluna de coletores solares que divide as seções de pré-aquecimento e evaporação não é fixo. Esta posição corresponde àquela na qual a temperatura do fluido pré-aquecido atinge a temperatura de evaporação do sistema (290°C). Assim, mudanças neste parâmetro de projeto, e conseqüentemente na pressão do sistema, fazem com que se altere a posição onde se inicia a evaporação da água. Uma vez definida a temperatura de evaporação do sistema, o início da evaporação tende a variar pouco, basicamente em função da irradiância coletada. Maiores valores de irradiâncias provocam um aumento na vazão de água de alimentação na entrada da coluna de coletores e provoca um leve deslocamento do ponto de início da evaporação. O gráfico da Figura 43 exibe este comportamento numa simulação ao longo de um ano e com os parâmetros definidos na Tabela 2. A variação máxima observada na posição é cerca de 12m. Vale salientar que o ponto divisório entre as seções de pré-aquecimento e evaporação é, a princípio, virtual. Embora o comprimento escolhido para a seção de pré-aquecimento (296m) tenha se mostrado superior ao necessário para pré-aquecer o fluido até a temperatura de evaporação, os metros de coletores restantes são incorporados a seção de evaporação e ajudam a garantir o título de vapor desejado ao final desta seção.

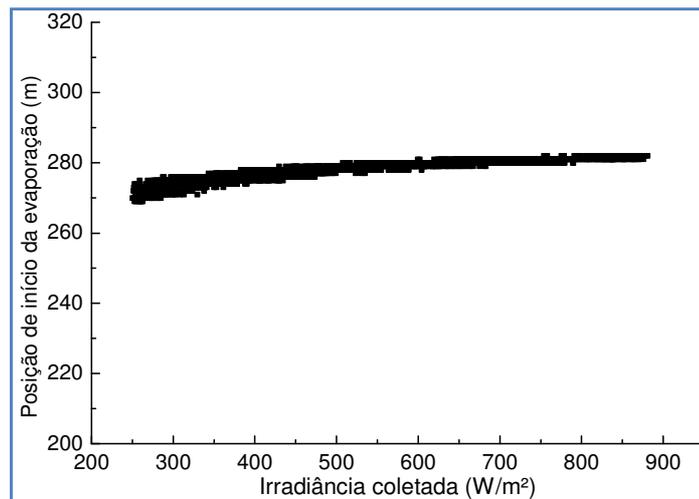


Figura 43 – Posição ao longo do absorvedor onde se inicia a evaporação da água.

## 5.6 Comparação entre Localidades

Em todos os resultados vistos anteriormente, nota-se uma influência forte dos fatores responsáveis por perdas geométricas ( $\cos(\theta)$ ,  $IAM$  e  $FS$ ) no campo de coletores. Todos esses fatores de perda são potencializados quando a latitude do local de instalação da planta é elevada, como no caso da cidade de Almeria, que possui uma latitude de  $37,4^\circ$  Norte. É de interesse conhecer o desempenho que uma planta solar localizada no semiárido nordestino teria e poder compará-la com uma planta localizada em Almeria. A cidade de Petrolina, no Sertão do estado de Pernambuco, apresenta uma infraestrutura e um recurso solar que a tornam uma boa opção para a instalação de uma planta solar térmica. Dada a sua localização próxima a linha do equador (latitude de  $9,4^\circ$  Sul) é de se esperar que uma planta de geração solar instalada nesta cidade, possa produzir mais energia elétrica do que a mesma planta instalada na cidade de Almeria, embora os níveis anuais de radiação solar direta normal observados para Petrolina ( $1830\text{kWh/m}^2\cdot\text{ano}$ ) sejam um pouco inferiores aos de Almeria ( $2030\text{kWh/m}^2\cdot\text{ano}$ ).

Uma simulação anual foi realizada para a cidade de Petrolina usando dados meteorológicos obtidos na mesma base de dados usada para o caso de Almeria (ENERGYPLUS, 2012). A Figura 44 mostra a quantidade diária de energia térmica produzida pelo campo de coletores e de energia elétrica produzida pela central para as cidades de Almeria e de Petrolina.

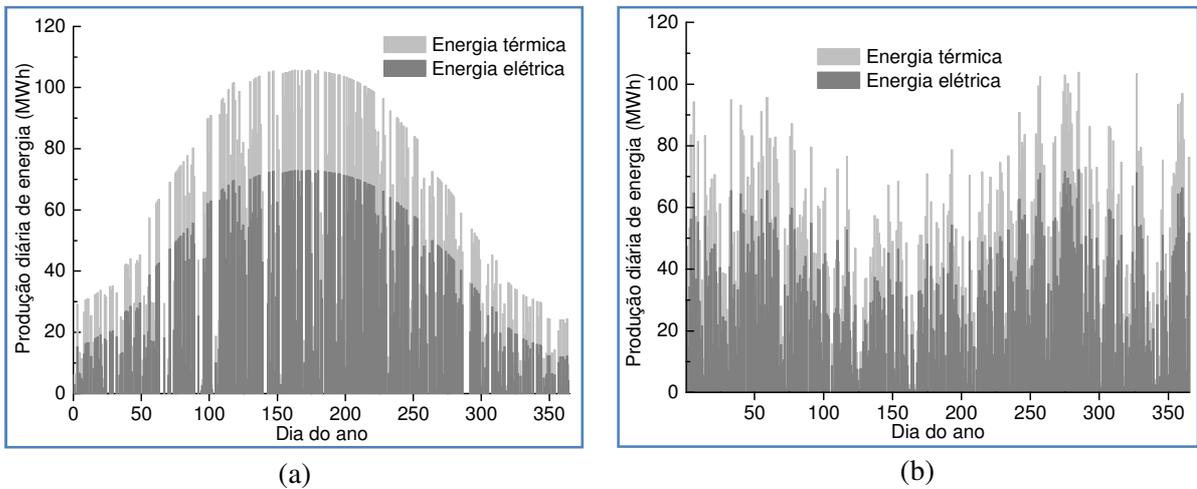


Figura 44 – Produção diária de energia térmica e elétrica bruta ao longo de um ano para a cidade de (a) Almeria e (b) Petrolina.

Gráficos com os resultados obtidos para a produção mensal de energia para as duas cidades são exibidos na Figura 45.

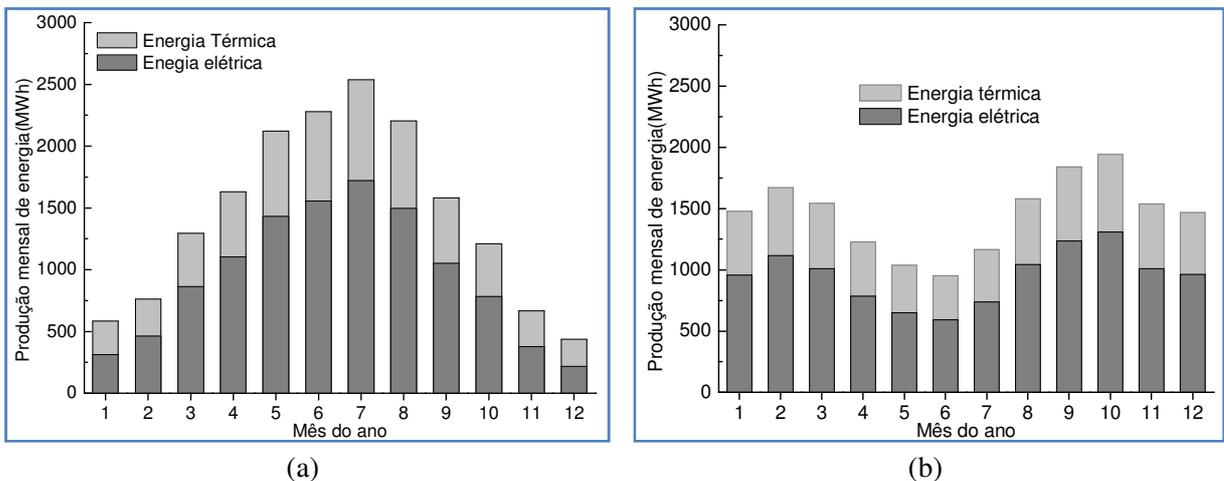


Figura 45 – Produção mensal de energia térmica e elétrica bruta ao longo de um ano para a cidade de (a) Almeria e (b) Petrolina.

Os resultados das simulações indicam uma produção anual de energia elétrica semelhante para ambas as cidades. A localização da cidade de Petrolina faz com que a mesma apresente uma variação sazonal muito inferior a cidade de Almeria. Enquanto Almeria possui um fator entre os meses de menor e de maior produção de energia em torno de 8, Petrolina apresenta para este mesmo fator um valor em torno de 2. Assim, a necessidade de sobredimensionar o campo de coletores para compensar os baixos índices de irradiância

coletada nos períodos de baixa insolação é menor para a cidade brasileira. Para produzir a mesma quantidade de energia anualmente, o tamanho do campo de coletores pode ser reduzido e, uma vez que este é o componente de maior custo em uma central cilindro parabólica, o custo final da planta tende a experimentar uma importante redução. Se levado em consideração o limite máximo do bloco de potência, o que é imprescindível no projeto de uma instalação real, a vantagem da menor variabilidade mensal torna-se ainda mais evidente.

No entanto, quando se observa o comportamento diário, é possível notar variações menos bruscas para a cidade de Almeria. A pouca incidência de nuvens torna a cidade espanhola mais interessante no sentido de operação e controle da planta. Variações diárias e horárias do recurso solar para cidade de Petrolina em função da presença de nuvens faz com que seja necessária uma análise mais detalhada quanto às estratégias de operação que deveriam ser adotadas para uma planta solar nesta localidade. Isto se estende também a plantas sem geração direta de vapor. Em ambos os casos, o uso de armazenamento térmico tende a diminuir a necessidade de partidas e paradas da turbina a vapor.

## **5.7 Eficiências**

Em adição à análise de eficiência feita no tópico 5.2 deste trabalho, foram calculadas as eficiências de diferentes partes da central solar simulada por um período de um ano. A Figura 46 mostra os resultados para o fator de remoção de calor para uma linha de coletores. Este fator indica o quanto da energia entregue ao tubo absorvedor é transferido para o fluido e serve como indicativo da eficiência do tubo absorvedor. Nota-se que a energia que chega ao tubo absorvedor é melhor aproveitada quando o mesmo está submetido a vazões maiores, o que ocorrem em dias ensolarados. Os valores encontrados para este fator variam entre 0,80 e 0,93.

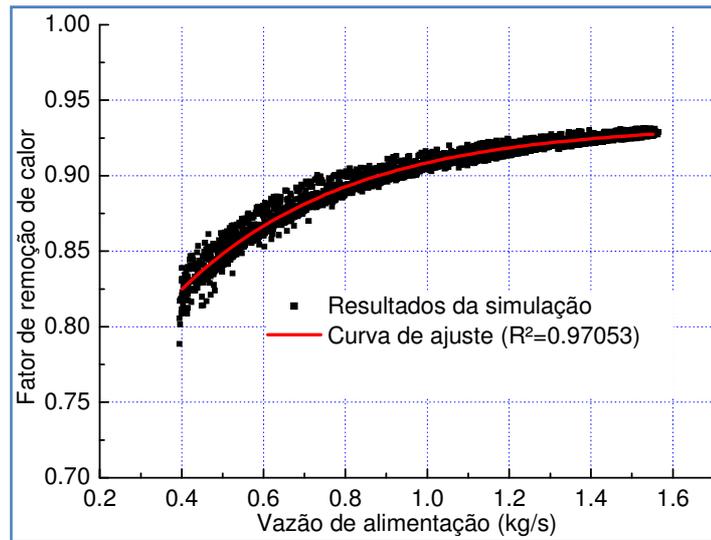


Figura 46 – Fator de remoção de calor.

Uma curva de ajuste para os resultados da simulação foi gerada seguindo o formato de expressão que define o fator de ajuste e é apresentado por Rabl (1980). A curva é também mostrada na Figura 46 e tem como expressão

$$F_R = 0,9342 \cdot \left( 1 - e^{\left( \frac{-(\dot{m} + 0,48344)}{0,41222} \right)} \right) \quad \text{Eq. 62}$$

onde  $\dot{m}$  é a vazão de alimentação da coluna. É importante destacar que esta expressão, assim como todas as demais expressões que representam curvas de ajustes apresentadas neste capítulo, é válida apenas para um campo de coletores com a configuração e os parâmetros de projeto usados nas simulações que foram realizadas, e sofrerá alterações quando todos os fatores de perdas forem considerados nos cálculos.

Os valores de eficiência do campo de coletores, que representa a eficiência na conversão da energia solar em energia térmica, e a eficiência da central, que representa a conversão da energia solar em elétrica, são mostrados nos gráficos da Figura 47 em função da irradiância direta na abertura dos coletores. O campo solar apresentou eficiências que variam entre 0,28 e 0,68, enquanto a eficiência da central variou desde 0,03 até cerca de 0,21. A razão de valores tão baixos para a eficiência da central esta no fraco desempenho da turbina a vapor para vazões muito abaixo do seu valor nominal, como pode ser visto na Figura 33, e na redução da eficiência do campo solar.

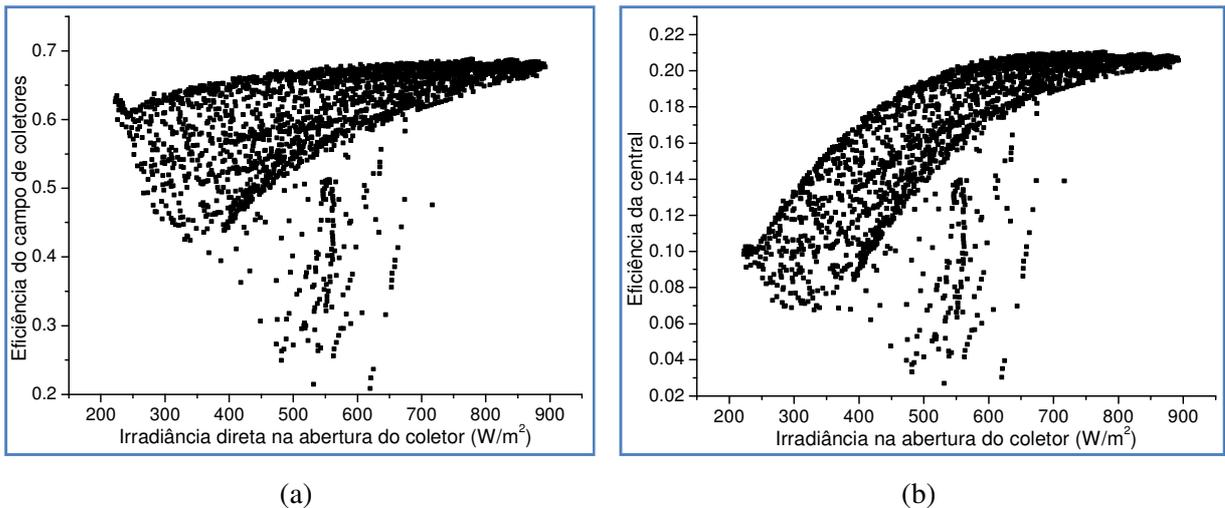


Figura 47 – (a) Eficiência do campo solar e (b) eficiência total da central ao longo de um ano para a cidade de Almeria.

Desta forma, quando a planta opera em dias pouco ensolarados, a produção de eletricidade é reduzida não apenas pela pouca disponibilidade de Sol, mas também pela forte queda na eficiência das várias partes da central. A forte dispersão observada nos gráficos ocorre em virtude das eficiências serem calculadas considerando toda a radiação direta que incide na abertura dos coletores, enquanto a energia térmica e elétrica produzidas sofrem ainda a influência dos outros fatores de atenuação já mencionados (*IAM* e *FS*).

Para a simulação anual da cidade de Almeria, o fator de capacidade da planta foi de 26,0%. Este fator representa o quanto a planta produz de eletricidade comparado a quanto ela seria capaz de produzir se permanecesse operando todos os dias do ano, durante 24 horas e em sua capacidade nominal de geração elétrica (5MW).

## 6 COMENTÁRIOS FINAIS E CONCLUSÕES

Uma modelagem matemática foi desenvolvida para uma planta solar térmica de concentradores cilindro parabólicos com geração direta de vapor nos tubos absorvedores. O campo solar foi modelado analiticamente através de conjunto de equações diferenciais que descrevem as trocas de calor entre o fluido térmico e o absorvedor, e entre o absorvedor e o meio ambiente. O bloco de potência utilizado é do tipo regenerativo, modelado através de balanços de energia e considerando principalmente uma expansão isentrópica na turbina. O procedimento elaborado permite calcular a maioria das variáveis envolvidas no processo de geração direta de vapor: temperatura interna e externa do tubo absorvedor, vazão mássica de alimentação e do vapor produzido pelas colunas de coletores, temperatura do fluido e título de vapor ao longo da coluna, energia térmica, mecânica e elétrica gerada por cada coluna e por toda a planta, etc.

Simulações usando uma implementação inicial do modelo elaborado indicaram uma boa concordância com resultados publicados em trabalhos anteriores. No entanto, existe ainda a necessidade de uma melhor validação da modelagem e dos procedimentos de cálculo adotados utilizando-se dados experimentais.

A modelagem elaborada mostrou-se bastante útil no estudo da influência provocada pela variação das diversas variáveis físicas do sistema. Softwares disponíveis para o cálculo de sistemas do tipo SEGS não permitem a variação de diversos parâmetros de cálculo, o que acaba limitando a possibilidade de realizar determinadas análises por parte do usuário. A formulação da solução por meio de equações diferenciais já permite ter uma idéia da influência de cada variável envolvida no desempenho do sistema.

Uma vez que o modelo requer apenas parâmetros de entrada tipicamente conhecidos em qualquer projeto em estudo, é possível implementar uma ferramenta computacional com razoável simplicidade para simulação de sistemas DSG. A modelagem obtida pode também ser adaptada para plantas solar térmicas que utilizem outros fluidos térmicos que não a água, tal como as centrais atualmente em construção ou que entraram em operação recentemente. O

modelo pode também ser estendido para outras tecnologias de concentração da radiação solar, tais como os coletores Fresnel e CPC (Compound Parabolic Concentrator).

As simulações de uma planta solar localizada no semi-árido nordestino mostraram uma certa vantagem quando comparado aos resultados obtidos para a cidade de Almeria, localizada no Sul da Espanha. Embora Almeria apresente níveis altos de irradiância solar, a alta latitude de sua localização ( $37,4^{\circ}$  N) penaliza o desempenho da central nos períodos de inverno. Uma cidade como Petrolina, que apresenta níveis de irradiância solar semelhantes ao Sul da Espanha, traz consigo a vantagem de localizar-se próxima a linha do equador (latitude de  $9,4^{\circ}$  S) e em conjunto com a boa infraestrutura disponível, torna-se uma ótima opção de localização de uma planta solar cilindro parabólica com DSG no Brasil.

A curva característica da central relacionando a energia térmica gerada em função da irradiância coletada obtida com as simulações permite o uso de métodos mais simples e de menor custo, como o método da utilizabilidade, para realizar previsões de longo prazo sobre a performance de um sistema de certa configuração, tendo como entrada, os dados geográficos e de irradiância de uma localidade qualquer.

Os resultados do comportamento diário da central mostraram também ser necessário adotar procedimentos operacionais bastante diferentes em localidades cujo recurso solar difere consideravelmente entre si (latitude e nebulosidade). Não obstante o programa de modos operacionais não depende só do recurso solar, mas também da política de despacho de carga da empresa distribuidora. Neste sentido, a instalação de sistemas de armazenamento pode amenizar as exigências resultantes das características do recurso solar.

## **6.1 Dificuldades Encontradas**

Por se tratar de uma tecnologia ainda em desenvolvimento, é escassa a disponibilidade de artigos e outras bibliografias relacionadas à tecnologia DSG. Esta escassez é ainda maior quando se leva em conta a disponibilidade de dados experimentais, uma vez que nenhuma planta comercial foi ainda construída.

Vale salientar também que boa parte da pesquisa relacionada à tecnologia DSG é realizada ou promovida por empresas privadas, o que acarreta em uma restrição na divulgação dos resultados obtidos nesses estudos.

A ausência de qualquer instalação, ainda que experimental, no território brasileiro torna difícil uma vivência prática dos problemas apresentados por esta tecnologia e a possível realização de testes e/ou ensaios para obtenção de dados experimentais. Isso dificultou a validação da modelagem matemática desenvolvida.

## 7 SUGESTÃO PARA TRABALHOS FUTUROS

Dadas as dificuldades encontradas, não se poderia deixar de sugerir para um trabalho subsequente uma validação mais adequada para a modelagem elaborada neste trabalho. Com as primeiras plantas com a tecnologia de geração direta de vapor na iminência de entrar em operação, espera-se que os dados experimentais necessários para tanto estejam disponíveis em um futuro próximo. Ficam também como sugestão:

- Adaptar a modelagem elaborada para plantas que usam óleo sintético como fluido térmico;
- Adaptar a modelagem para uma planta com coletores do tipo Fresnel, tecnologia que têm aparecido como uma forte promessa;
- Considerar outros fatores de perda não levados em conta nesta implementação inicial, tais como velocidade do vento, perda de carga nos absorvedores e perdas nas tubulações que conectam o bloco de potência ao campo de coletores;
- Considerar a distribuição assimétrica da densidade de radiação incidente no absorvedor;
- Calcular gradientes térmicos na seção transversal do absorvedor;
- Verificar a existência de velocidades de fluxo de água compatíveis com o modo anular distribuído no perímetro do absorvedor;
- Calcular áreas e velocidades de água e vapor ao longo da coluna de evaporação;
- Estudar as variações diárias para definir as dimensões mais adequadas do sistema de armazenamento;
- Analisar as características da dependência das perdas térmicas com a irradiância.

## 8 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AJONA, J. I.; ZARZA, E. **Benefits Potential of Electricity Production with Direct Steam Generation in Parabolic Troughs**. Proceeding of 7<sup>th</sup> International Symposium on Solar Thermal Concentrating Technologies, Rússia, pgs. 300-314, 1994.

ALMANZA, R.; DÍAZ, A.; GONZÁLEZ, A.; LÓPEZ, S. **1KW solar pump system**. Concentrating Solar Collectors Conference, Georgia Institute of Technology, vol. 8, pgs. 47-53, 1977.

ALMANZA, R.; LENTZ, A.; JIMÉNEZ, G. **Receiver Behavior in Direct Stem Generation with Parabolic Troughs**. Solar Energy, vol. 61, n° 4, pgs. 275-278, 1997.

ALMANZA, R.; MORA, J. L. **Theoretical Behavior during the day and the year of a solar system using cylindrical parabolic collectors**. Systèmes Solaires Thermodynamiques. pgs. 213-219, Editions du CNRS, Paris, 1980.

AZEVEDO, V. W. B.; TIBA, C.; CANDEIAS, A. L. B. **Estudo de Localização de Centrais Termoelétricas Solares de Grande Porte no Semi-Árido Nordeste - Fundamentos e Metodologia**. Anais do III Congresso Brasileiro de Energia Solar, Belém, Brasil, 2010.

CAVALCANTI, E. S. C.; BRITO, R. B. S. **Geração Heliotérmica: Uma nova opção de energia Limpa para o Brasil**, 1999.

CUNHA, A. F. V.; FRAIDENRAICH, N. **Análise do Rendimento Ótimo de um Ciclo Regenerativo com uma, duas e três Extrações da Turbina**. VII Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, São Luiz, 2012.

DAGAN, E.; MULLER, M.; LIPPKE, F. **Direct Stem Generation in Parabolic Trough Collectors**. Informe Técnico DISS R-03/92, Plataforma Solar de Almeria, Espanha, 1992.

DUFFIE, J. A.; BECKMAN, W. A. **Solar Engineering of Thermal Processes**. 3ª edição, John Wiley and Sons, Inc. New York, 2006.

DUDLEY, V.E.; KOLB, G. J.; MAHONEY, A. R.; MANCINI, T. R.; MATTHEWS, C. W.; SLOAN, M.; KEARNEY, D. **Test Results: SEGS LS-2 Solar Collector**. Sandia National Laboratories, SAND94-1884, 1994.

ECK, M.; ZARZA, E.; EICKHOFF, M.; RHEINLÄNDER, J.; VALENZUELA, L. **Applied research concerning the direct steam generation in parabolic troughs**. Solar Energy, vol. 74, pgs. 341-351, 2003.

ECK, M.; BAHLS, C.; BARTLINGS, K.; BIEZMA, A.; EICKHOFF, M.; EZQUIERRO, E.; FONTELA, P.; HENNECKE, K.; LAING, D.; MÖLLENHOFF, M.; NÖLKE, M.; RIFFELMANN, K. **Direct steam generation in parabolic troughs at 500 °C – A German-Spanish project targeted on component development and system design**. Proceedings of 14th International SolarPACES Symposium on Solar Thermal Concentrating Technologies, Las Vegas, USA, 2008.

ENERGYPLUS. **Energy Simulation Software**. U.S. Department of Energy. Base de dados climáticos. Disponível em [apps1.eere.energy.gov/buildings/energyplus/cfm/weatherdata.cfm](http://apps1.eere.energy.gov/buildings/energyplus/cfm/weatherdata.cfm). Acessado em Junho de 2012.

FERNÁNDEZ-GARCÍA, A.; ZARZA, E.; VALENZUELA, L.; PÉREZ, M. **Parabolic-trough solar collectors and their applications**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 14, pgs. 1695–1721, 2010.

FRAIDENRAICH, N.; GORDON, J. M.; LIMA, R. C. F. **Improved Solutions for Temperature and Thermal Power Delivery Profiles in Linear Solar Collectors**. Solar Energy, vol. 61, nº 3, pgs. 141-145, 1997.

FRAIDENRAICH, N.; LYRA, F. J. M. **Energia Solar – Fundamentos e tecnologias de conversão heliotermoelétrica e fotovoltaica**. Editora Universitária – UFPE, 1995.

FRAIDENRAICH, N.; VILELA; O. C. **Performance of Solar Systems with Non-Linear Behavior Calculated by the Utilizability Method: Application to Pv Solar.** Solar Energy, vol. 69, n° 2, pgs. 131-137, 2000.

GEYER, M.; LÜPFERT, E.; OSUNA, R.; ESTEBAN, A.; SCHIEL, W.; SCHWEITZER, A.; ZARZA, E.; NAVA, P.; LANGENKAMP, J.; MANDELBERG, E. **EUROTROUGH - Parabolic Trough Collector Developed for Cost Efficient Solar Power Generation.** 11th Int. Symposium on Concentrating Solar Power and Chemical Energy Technologies, Zurich, Switzerland, 2002.

GOEBEL, O., **Thermohydraulics of direct steam generation.** Journal de Physics IV, vol. 9, 9<sup>th</sup> SolarPaces, France, 1998.

GUIMARÃES, A. P. C.; VIEIRA, L. S. R.; SERRA, E. T.; MELO, S. R. F. C.; MACEDO, N. G. L. **Caracterização de localidades do semi-árido para implantação de um sistema piloto heliotérmico de geração elétrica.** Anais do III Congresso Brasileiro de Energia Solar, Belém, Brasil, 2010.

LACHKOV, V. I., LYSENKOV, A. I., MAMONOV Yu. V., **Expressions for Thermophysical Properties of Superheated Steam.** Measurement Techniques, vol. 42, n° 1, pgs. 58-60, 1999.

LÜPFERT, E.; ZARZA, E.; GEYER, M.; NAVA, P.; LANGENKAMP, J.; SCHIEL, W.; ESTEBAN A.; OSUMA, R.; MENDELBERG, E. **Eurotrough Collector Qualification Complete – Performance Test Results from PSA.** Proceedings of the ISES 2003 Solar World Congress, Göteborg, Sweden, 2003.

MONTES, M. J.; ABÁNADES, A.; MARTÍNEZ-VAL, J. M. **Performance of a direct steam generation solar thermal power plant for electricity production as a function of the solar multiple.** Solar Energy, vol. 83, pgs. 679-689, 2009.

NASCIMENTO, M. V. G.; CHEROTO, S.; GUIMARÃES, A. P. C.; VIANNA JÚNIOR, A. L.; PEREIRA, M. G. **Energia Heliotérmica,** Capítulo 7 do Livro “Fontes Renováveis de

Energia no Brasil”, Mauricio Tiommo Tolmasquim (Organizador), Rio de Janeiro, Interciência, CENERGIA, 2003.

OAK RIDGE NATIONAL MORATORY, **Thermophysical properties of saturated light and heavy water for advanced neutron source applications.** 1993.

ODEH, S. D.; MORRISON, G. L.; BEHNIA, M. **Modelling of parabolic trough direct steam generation solar collectors.** Solar Energy, vol. 62, n° 6, pgs. 395-406, 1998.

PATNODE, A. M. **Simulation and Performance Evaluation of Parabolic Trough Solar Power Plants.** Master of Science Thesis. Mechanical Engineering, University of Wisconsin-Madison, USA. 2006.

PAZ, A. E. C. **Simulação de Sistemas Térmicos de Potência para Geração de Energia Elétrica.** Dissertação de Mestrado, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2002.

PILKINGTON. **Status Report on Solar Thermal Power Plants.** Study sponsored by the German Federal Ministry for Education, Science, Research and Technology. Flabeg Solar International, Cologne, Germany, 1996.

PRICE, H. W.; KISTNER, R. **Parabolic trough solar power for competitive U.S. markets.** Proceedings of the ASME Renewable and Advanced Energy Systems for the 21st Century Conference, Maui, Hawaii, 1999.

RABL, A. **Active Solar Collectors and Their Applications.** Oxford University Press, 1985.

ROLIM, M. M. **Modelagem analítica de geração solar térmica de eletricidade, com concentradores parabólicos de foco linear.** Tese de Doutorado, Programa de Pós-graduação em Tecnologias Energéticas e Nucleares, Departamento de Energia Nuclear, UFPE, 2007.

ROLIM, M. M.; FRAIDENRAICH, N.; TIBA, C. **Analytic modeling of a solar power plant with parabolic linear collectors.** Solar Energy, vol. 83, pgs. 126-133, 2009.

SARGENT & LUNDY LLC CONSULTING GROUP, **Assessment of Parabolic Trough and Power Tower Solar Technology Cost and Performance Forecast**. NREL/SR-550-34440, preparado para o DOE-EUA, 2003.

WAGNER, W.; KRETZSCHMAR, H. **International Steam Tables – Properties of water and steam based on the industrial formulation IAPWS-IF97**. 2ª edição, Springer, 2008.

ZARZA, E. **Generación Directa de Vapor com Colectores Solares Cilindro Parabólicos – Proyecto Direct Solar Steam (DISS)**, CIEMAT, 2004.

ZARZA, E.; LÓPEZ, C.; CÁMARA, A.; MARTINEZ, A.; BURGALETA, J. I.; MARTÍN, J. C.; FRESNEDA, A. **Almería GDV: the first solar power plant with direct stem generation**. Proceedings of 14th International SolarPACES Symposium on Solar Thermal Concentrating Technologies, Las Vegas, USA, 2008.

ZARZA, E.; ROJAS, E. M.; GONZÁLEZ, L.; CABALLERO, J. M.; RUEDA, F. **INDITEP: The first pre-commercial DSG Solar power plant**. Solar Energy, vol. 80, pgs. 1270-1276, 2006.

ZARZA, E.; VALENZUELA, L.; LEÓN, J.; HENNECKE, K.; ECK, M.; WYERS, H.; EICKHOFF, M. **Direct Steam Generation in Parabolic Trough: Final Results and Conclusions of the DISS Project**. Energy, vol. 29, pgs. 635-644, 2004.

PROTERMOSOLAR. **Mapa interactivo de las Centrales Solares Termoeléctricas en España**. Disponível em: <http://www.protermosolar.com/boletines/23/Mapa.pdf>, acessado em Novembro de 2011.

## APÊNDICE 1

### Cálculo do coeficiente de transferência de calor ( $h$ )

A correlação de Dittus-Boelter (1930), dada pela Eq. 39 e usada para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção nas seções com fluxo monofásico, depende do número de Nusselt, que por sua vez depende dos números de Reynolds e Prandtl conforme a Eq. 40. Os números de Reynolds e Prandtl são coeficientes calculados a partir da geometria do sistema e das características termofísicas do fluido. Uma vez que a temperatura do fluido muda ao longo do comprimento do absorvedor, estas características também mudam e tornam necessário recalcular todos os coeficientes para que se obtenha o novo valor de  $h$ .

As características termofísicas usadas no cálculo dos números de Reynolds e Prandtl, e consequentemente do coeficiente  $h$ , são quatro: Densidade ( $\rho$ ), Viscosidade Dinâmica ( $\mu$ ), Condutividade Térmica ( $\kappa$ ) e Capacidade Calorífica ( $C_p$ ). Os valores destas características são em geral apresentados em forma de tabelas de temperatura ou de pressão. Para o uso neste trabalho, é mais conveniente expressar a dependência dessas características com a temperatura (a pressão do sistema é considerada constante) na forma de expressões. A seguir, são apresentadas as correlações usadas para as seções de pré-aquecimento e superaquecimento.

#### Seção de Pré-aquecimento

Nesta seção, a água se encontra em estado líquido e as correlações para as quatro características termofísicas citadas foram obtidas a partir de (OAK,1993), são elas:

Densidade (kg/m<sup>3</sup>)

$$\rho(T) = A + B \cdot (1,8 \cdot T + 32) + C \cdot (1,8 \cdot T + 32)^2 \quad \text{Eq. 63}$$

$$A=1004,789042 \quad B=-0,046283 \quad C=-7,9738 \cdot 10^{-4}$$

Viscosidade dinâmica (Pa.s)

$$\mu(T) = e^{\left(\frac{A+CT}{1+B\cdot T+D\cdot T^2}\right)} \quad \text{Eq. 64}$$

$$A=-6,325203964 \quad B=8,7053171 \cdot 10^{-3} \quad C= -0,088832312 \quad D=-9,657 \cdot 10^{-7}$$

Condutividade Térmica (W/m.K)

$$\kappa(T) = A + B \cdot T + C \cdot T^2 + D \cdot T^3 \quad \text{Eq. 65}$$

$$A=0,5677829144 \quad B=1,8774171 \cdot 10^{-3} \quad C= -8,179 \cdot 10^{-6} \quad D=5,66294775 \cdot 10^{-9}$$

Calor Específico (J/kg.K)

$$Cp(T) = 1000 \cdot \sqrt{\frac{A + C \cdot T}{1 + B \cdot T + D \cdot T^2}} \quad \text{Eq. 66}$$

$$A=17,48908904 \quad B=1,67507 \cdot 10^{-3} \quad C= -0,03189591 \quad D=-2,8748 \cdot 10^{-6}$$

### Seção de Superaquecimento

Para o caso do vapor superaquecido, foram geradas correlações a partir de dados tabelados em (WAGNER; KRETZSCHMAR, 2008) para a faixa de temperatura de interesse neste trabalho. As expressões obtidas foram:

Densidade (kg/m<sup>3</sup>)

$$\rho(T) = A + B \cdot T + C \cdot T^2 + D \cdot T^3 + E \cdot T^4 \quad \text{Eq. 67}$$

$$A=232,2514 \quad B=-1,5537 \quad C= 0,0045 \quad D=-5,9675 \cdot 10^{-6} \quad E=2,9965 \cdot 10^{-9}$$

Viscosidade Dinâmica (Pa.s)

$$\nu(T) = 10^{-6} \cdot (A + B \cdot T + C \cdot T^2) \quad \text{Eq. 68}$$

$$A=3,5159 \quad B=0,0588 \quad C=1,6476 \cdot 10^{-5}$$

Condutividade Térmica (W/m.K)

$$k(T) = 10^{-3} \cdot (A + B \cdot T + C \cdot T^2 + D \cdot T^3 + E \cdot T^4) \quad \text{Eq. 69}$$

$$A=476,0412 \quad B=-3,6039 \quad C= 0,0113 \quad D=-1,5246 \cdot 10^{-5} \quad E=7,7317 \cdot 10^{-9}$$

Calor Específico (J/kg.K)

$$C_p(T) = 10^3 \cdot (A + B \cdot e^{-\frac{T}{C}})$$

Eq. 70

$$A=2,4075 \quad B=1277,0079 \quad C=46,2186$$

Em todas as correlações apresentadas, a temperatura deve estar em graus Celsius. A Figura 48 mostra os gráficos das correlações geradas para o vapor superaquecido juntamente com os dados tabelados correspondentes.

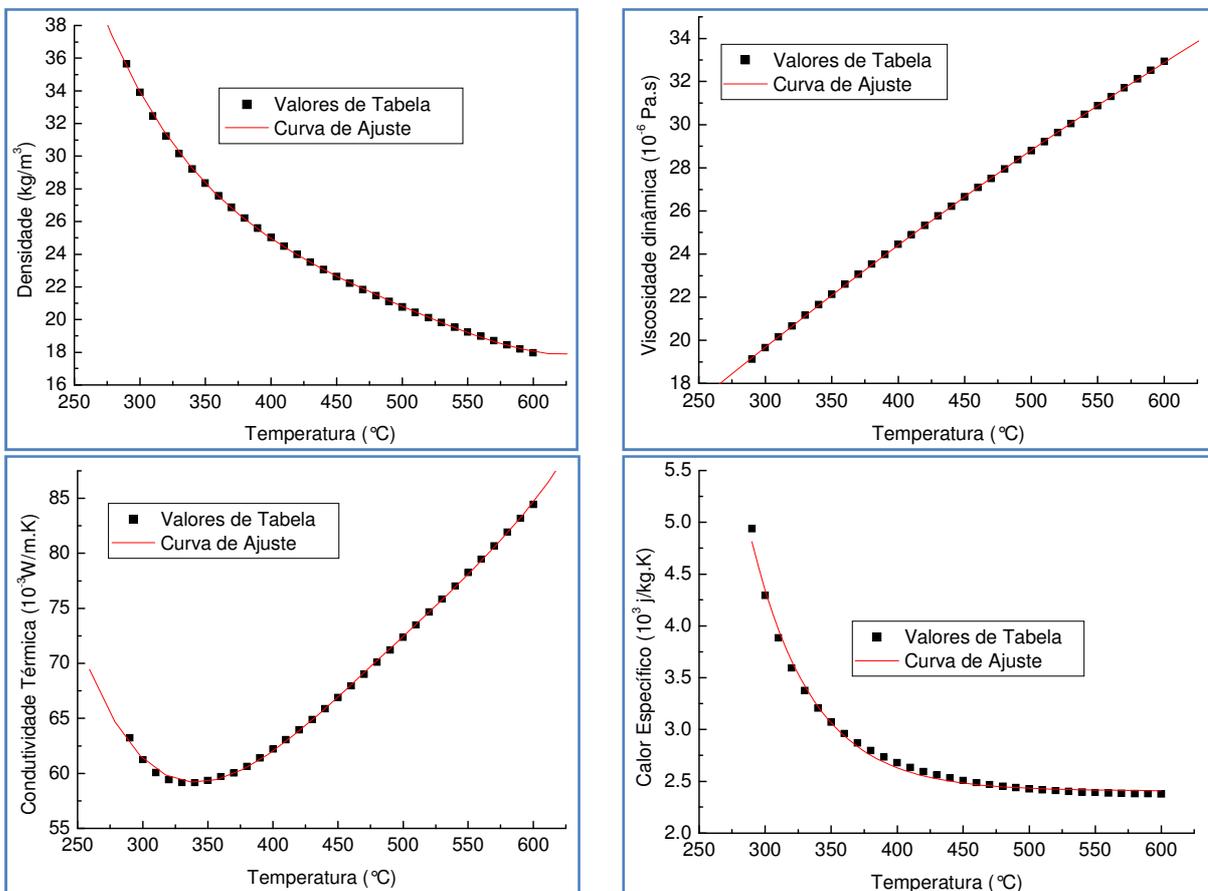


Figura 48 – Curvas de ajustes das características termofísicas do vapor superaquecido.

## APÊNDICE 2

### Correlações para o cálculo de Entalpias e Entropias

#### Cálculo das Entalpias

##### 1) Entalpia do Vapor (kJ/kg)

Na correlação a seguir, a temperatura deve ser informada em Kelvin e a pressão em MPa. A validade esta restrita a temperaturas no intervalo de 100°C até 660°C e pressões variando entre 0,05MPa e 30MPa (LACHKOV et al., 1999).

$$\begin{aligned}
 H_V(T, p) = & (10258,8 - \frac{20231,3}{T_R(T)} + \frac{24702,8}{T_R(T)^2} - \frac{16307,3}{T_R(T)^3} + \frac{5579,31}{T_R(T)^4} - \frac{777,285}{T_R(T)^5}) + \\
 & + P_R(p) \cdot (\frac{-355,878}{T_R(T)} + \frac{817,288}{T_R(T)^2} - \frac{845,841}{T_R(T)^3}) - P_R(p)^2 \cdot (\frac{160,276}{T_R(T)^3}) + \\
 & + P_R(p)^3 \cdot (\frac{-95607,5}{T_R(T)} + \frac{443740}{T_R(T)^2} - \frac{767668}{T_R(T)^3} + \frac{587261}{T_R(T)^4} - \frac{167657}{T_R(T)^5}) + \\
 & + P_R(p)^4 \cdot (\frac{22542,8}{T_R(T)^2} - \frac{84140,2}{T_R(T)^3} + \frac{104198,0}{T_R(T)^4} - \frac{42886,7}{T_R(T)^5})
 \end{aligned}
 \tag{Eq. 71}$$

onde TR e PR são respectivamente a temperatura reduzida e pressão reduzida, dadas por:

$$T_R(T) = \frac{T}{647,14} \tag{Eq. 72}$$

$$P_R(p) = \frac{p}{22,064} \tag{Eq. 73}$$

##### 2) Entalpia do líquido

A validade da correlação a seguir esta restrita a temperaturas no intervalo de 0°C até 300°C e pressões variando entre 0,05MPa e 30MPa.

$$\begin{aligned}
 H_L(T, p) = & 7809,096 \cdot T_R(T) - 13868,72 + \frac{12725,22}{T_R(T)} - \frac{6370,893}{T_R(T)^2} + \frac{1595,86}{T_R(T)^3} - \frac{159,9064}{T_R(T)^4} + \\
 & + P_R(p) \cdot \frac{9,488789}{T_R(T)} + P_R(p)^2 \cdot (-148,1135 \cdot T_R(T) + 224,3027 - \frac{111,4602}{T_R(T)} + \frac{18,15823}{T_R(T)^2})
 \end{aligned}
 \tag{Eq. 74}$$

## 3) Entalpia de Vaporização (kJ/kg)

$$H_{ev}(T_{ev}) = \sqrt{6254828,560 - 11742,337953 \cdot T_{ev} + 6,336845 \cdot T_{ev}^2 - 0,049241 \cdot T_{ev}^3} \quad \text{Eq. 75}$$

onde  $T_{ev}$  é a temperatura de evaporação em °C. A validade da correlação esta restrita a temperaturas de 20°C a 300°C ou pressões de 0,0025MPa a 8,5MPa.

Cálculo das Entropias

## 1) Entropia do líquido saturado (kJ/kg.K)

$$S_w(T_{ev}) = -0,00057846 + 0,015297489 \cdot T_{ev} - 2,63129 \cdot 10^{-5} \cdot T_{ev}^2 + 4,11959 \cdot 10^{-8} \cdot T_{ev}^3 \quad \text{Eq. 76}$$

com  $T_{ev}$  em °C e dentro do intervalo de 0,01°C a 200°C.

## 2) Entropia do vapor saturado (kJ/kg.K)

$$S_v(T_{ev}) = 9,13032 - 2,446 \cdot 10^{-2} \cdot T_{ev} + 7,78698 \cdot 10^{-5} \cdot T_{ev}^2 - 1,14756 \cdot 10^{-7} \cdot T_{ev}^3 \quad \text{Eq. 77}$$

com  $T_{ev}$  em °C e dentro do intervalo de 0,01°C a 320°C.

## 3) Entropia de vaporização (kJ/kg.K)

$$S_{ev}(T_{ev}) = \frac{H_{ev}(T_{ev})}{T_{ev} + 273,15} \quad \text{Eq. 78}$$

com  $T_{ev}$  em °C e dentro do intervalo de 20°C a 300°C.

## 4) Entropia do vapor superaquecido (kJ/kg.K)

$$S_{\text{vaq}}(T, p) = A + B \cdot T + C \cdot T^2 \quad \text{Eq. 79}$$

onde  $T$  deve ser informado em unidades de °C e os coeficientes  $A$ ,  $B$  e  $C$  são funções polinomiais da pressão  $p$ , dados por

$$A(p) = 7,51479 - 2,20522 \cdot p + 0,71549 \cdot p^2 - 0,09856 \cdot p^3 + 0,00455 \cdot p^4 \quad \text{Eq. 80}$$

$$B(p) = 0,00458 + 1,6336 \cdot 10^{-4} \cdot p - 1,22832 \cdot 10^{-4} \cdot p^2 + 3,93687 \cdot 10^{-5} \cdot p^3 - 2,64918 \cdot 10^{-6} \cdot p^4 \quad \text{Eq. 81}$$

$$C(p) = -1,722 \cdot 10^{-3} - 5,7765 \cdot 10^{-8} \cdot p + 8,6191 \cdot 10^{-8} \cdot p^2 - 3,0562 \cdot 10^{-8} \cdot p^3 + 2,1073 \cdot 10^{-9} \cdot p^4 \quad \text{Eq. 82}$$

onde a pressão  $p$  deve estar em MPa. A validade para esta correlação se restringe a intervalos de temperatura de 100°C a 800°C, e de pressão de 0,01MPa a 10MPa.

### APÊNDICE 3

Nas páginas que se seguem, é apresentado o código computacional de uma metodologia para solução do modelo desenvolvido. O código foi escrito utilizando o software Mathcad e na versão apresentada neste apêndice, a exibição e o salvamento de resultados foram ocultados ou removidos para obtenção de uma versão impressa de melhor qualidade.

Foram inseridos diversos comentários para facilitar o entendimento do código, que pode, a princípio, ser reproduzido por um usuário familiarizado com o tema e com software utilizado.

UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO - UFPE  
 DEPARTAMENTO DE ENERGIA NUCLEAR - DEN  
 PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM TECNOLOGIAS ENERGÉTICAS E NUCLEARES

Rotinas para o cálculo de um sistemas com DSG. Escrito por Carlos Antonio.

## 1. Dados Iniciais de Entrada

### 1.1 Dados locais

Lat := 37.4

Dados := Ibn\_Ano.xls

rad :=  $\frac{\pi}{180}$

dia := 1..365

n := 0..23

Latitude do local (graus)(positivo para o hemisfério Norte e negativo para o Sul)

Leitura do arquivo com valores de Irradiância normal direta e Temperatura Ambiente (arquivo Excel)

$\text{Ibn} := \left  \begin{array}{l} \text{Temp} \leftarrow \text{Dados}^{(0)} \\ \text{for } j \in 1..365 \\ \quad \text{for } i \in 0..23 \\ \quad \quad \text{Temp}^2_{j,i} \leftarrow \text{Temp}_{(j-1) \cdot 24 + i} \\ \text{Temp}^2 \end{array} \right.$	$\text{Tamb} := \left  \begin{array}{l} \text{Temp} \leftarrow \text{Dados}^{(1)} + 273 \\ \text{for } j \in 1..365 \\ \quad \text{for } i \in 0..23 \\ \quad \quad \text{Temp}^2_{j,i} \leftarrow \text{Temp}_{(j-1) \cdot 24 + i} \\ \text{Temp}^2 \end{array} \right.$	<p>Rotina para organizar os dados de irradiância e temperatura na forma de matrizes com dias e horas.</p>
--	---	---

## 2. Cálculo da Potência Absorvida

### 2.1 Declinação solar

$$\delta_{\text{dia}} := 23.45 \cdot \sin \left[ \left( \frac{360}{365.25} \right) \cdot (284 + \text{dia}) \cdot \text{rad} \right]$$

### 2.2 Ângulo horário

$$\omega := \left| \begin{array}{l} \text{for } j \in 0..23 \\ \quad \text{Temp}_j \leftarrow (j \cdot 15) - 180 \\ \text{Temp} \end{array} \right.$$

### 2.3 Cálculo da energia direta coletada

#### 2.3.1 Cosseno do ângulo entre o raio solar e a normal ao plano do coletor (eixo Norte-Sul)

$$\cos \theta_{\text{ns}_{\text{dia},n}} := \cos(\delta_{\text{dia}} \cdot \text{rad}) \cdot \sqrt{\left( \sin(\omega_n \cdot \text{rad}) \right)^2 + \left( \cos(\text{Lat} \cdot \text{rad}) \cdot \cos(\omega_n \cdot \text{rad}) + \tan(\delta_{\text{dia}} \cdot \text{rad}) \cdot \sin(\text{Lat} \cdot \text{rad}) \right)^2}$$

### 2.3.2 Irradiação direta no plano de abertura coletor

$$I_{b_{dia, \alpha}} := I_{bn_{dia, \alpha}} \cdot \cos \theta_{n_{dia, \alpha}}$$

## 2.4. Campo Solar

### Dados do Coletor



$L1 := 3.98$	Comprimento da seção de pré-aquecimento
$L2 := 5.98$	Comprimento da seção de evaporação
$L3 := 98$	Comprimento da seção de superaquecimento até antes da Injeção.
$L4 := 98$	Comprimento da seção de superaquecimento do início da Injeção até o final da coluna.
Abertura := 5.76	Largura da abertura do coletor (m)
$De := 0.07$	Diâmetro externo do absorvedor
$Di := 0.055$	Diâmetro interno do absorvedor
$W_{\text{ext}} := \pi \cdot De$	Perímetro externo do absorvedor
$W_i := \pi \cdot Di$	Perímetro interno do absorvedor
$C_c := \frac{\text{Abertura}}{W}$	Razão de concentração do coletor
$C_i := \frac{\text{Abertura}}{W_i}$	
$\text{AreaTubo} := \pi \cdot \frac{Di^2}{4}$	Área da seção interna do tubo
$k_{\text{tubo}} := 38$	Condutividade térmica do tubo (W/m.K)
$\tau_{\alpha} := 0.74$	Eficiência óptica de pico
$\epsilon_s := 0.4 \cdot 10^{-5}$	Rugosidade do tubo (m)
$\epsilon_r := 7.23 \cdot 10^{-4}$	

### Coletor EuroTrough com absorvedor UVAC

$$A(I) := -32.4578 + 0.0427 \cdot I$$

$$B1(I) := 0.2675 + 1.2342 \cdot 10^{-4} \cdot I - 5.3642 \cdot 10^{-8} \cdot I^2$$

$$B2(I) := 0.0014 + 4.0889 \cdot 10^{-7} \cdot I + 4.1623 \cdot 10^{-10} \cdot I^2$$

$$q_l(T, I) := \frac{1}{\pi \cdot De} \cdot (A(I) + B1(I) \cdot T + B2(I) \cdot T^2) \quad (\text{W/m}^2)$$

$I$  é a irradiância normal direta ( $\text{W/m}^2$ )

$T$  é a diferença entre a temperatura local do absorvedor e a ambiente

Correlação para as perdas térmicas (considera-se área externa do absorvedor)



### Dados do Campo de Coletores



$$FLD := \frac{18}{5.76}$$

Relação entre a distância entre as colunas de coletores e a largura do coletor



### 2.5 Cálculo da área não sombreada



$$\cos\theta_{\text{dia},n} := \cos(\delta_{\text{dia}} \cdot \text{rad}) \cdot \cos(\text{Lat} \cdot \text{rad}) \cdot \cos(\omega_n \cdot \text{rad}) + \sin(\delta_{\text{dia}} \cdot \text{rad}) \cdot \sin(\text{Lat} \cdot \text{rad})$$

$$FS_{\text{dia},n} := \begin{cases} \text{Temp} \leftarrow FLD \cdot \frac{\cos\theta_{\text{dia},n}}{\cos\theta_{\text{ns}}_{\text{dia},n}} \\ \text{Temp} \leftarrow 0 \text{ if } \text{Temp} < 0 \\ \text{Temp} \leftarrow 1 \text{ if } \text{Temp} > 1 \\ \text{Temp} \end{cases}$$



### 2.6 Modificador do ângulo de Incidência (Eurotrough)



$$IAM := \begin{cases} \text{for } i \in 1..365 \\ \quad \text{for } j \in 0..23 \\ \quad \quad IAM \leftarrow 1 - \frac{\left[ 0.00044 \cdot \left( \frac{\text{acos}(\cos\theta_{\text{ns}}_{i,j})}{\text{rad}} \right) \right]}{\cos\theta_{\text{ns}}_{i,j}} - \frac{\left[ 0.00003 \cdot \left( \frac{\text{acos}(\cos\theta_{\text{ns}}_{i,j})}{\text{rad}} \right)^2 \right]}{\cos\theta_{\text{ns}}_{i,j}} \\ \quad \quad \text{Temp} \leftarrow IAM \\ \quad \quad Mtemp_{i,j} \leftarrow 1 \text{ if } |\text{Temp}| > 1 \\ \quad \quad Mtemp_{i,j} \leftarrow \text{Temp} \text{ otherwise} \\ \quad Mtemp \end{cases}$$



### 3.6 Cálculo da Potência Absorvida pelos coletores



#### 3.6.1 Potência por unidade de área na abertura do coletor

$$Insolcol_{\text{dia},n} := I_{b,\text{dia},n} \cdot FS_{\text{dia},n} \cdot IAM_{\text{dia},n}$$

#### 3.6.2 Potência Absorvida (Absorvedor)

$$Pabs_{\text{dia},n} := Insolcol_{\text{dia},n} \cdot C \cdot \tau\alpha$$



### Correlações para o cálculo de entalpias e entropias



$$Tr(T) := \frac{(T)}{647.14} \quad T \text{ em [K]} \quad Pr(P) := \frac{P}{22.064} \quad (P \text{ em [MPa]}) \quad \text{Temperatura e pressão reduzida}$$

a) Entalpia do vapor [kJ/kg], *Valido de 100 a 660 C e 0,05 a 30 MPa*: T[K] e P[MPa]

$$Hv\_temp\_1(T, P) := \left( 10258.8 - \frac{20231.3}{Tr(T)} + \frac{24702.8}{Tr(T)^2} - \frac{16307.3}{Tr(T)^3} + \frac{5579.31}{Tr(T)^4} - \frac{777.285}{Tr(T)^5} \right) + Pr(P) \cdot \left( \frac{-845.841}{Tr(T)^3} + \frac{-355.878}{Tr(T)} + \frac{817.288}{Tr(T)^2} \right)$$

$$Hv\_temp\_2(T, P) := Hv\_temp\_1(T, P) - Pr(P)^2 \cdot \left( \frac{160.276}{Tr(T)^3} \right) + Pr(P)^3 \cdot \left( \frac{-95607.5}{Tr(T)} + \frac{443740}{Tr(T)^2} + \frac{-767668}{Tr(T)^3} + \frac{587261}{Tr(T)^4} + \frac{-167657}{Tr(T)^5} \right)$$

$$Hv(T, P) := Hv\_temp\_2(T, P) + Pr(P)^4 \cdot \left( \frac{22542.8}{Tr(T)^2} - \frac{84140.2}{Tr(T)^3} + \frac{104198.0}{Tr(T)^4} + \frac{-42886.7}{Tr(T)^5} \right)$$

b) Entalpia do líquido [kJ/kg], *Valido de 0 a 300 C e 0,05 a 30 MPa*: T[K] e P[MPa]

$$Hw\_temp(T, P) := 7809.096 \cdot Tr(T) - 13868.72 + \frac{12725.22}{Tr(T)} + \frac{-6370.893}{Tr(T)^2} + \frac{1595.86}{Tr(T)^3} - \frac{159.9064}{Tr(T)^4}$$

$$Hw(T, P) := Hw\_temp(T, P) + Pr(P) \cdot \frac{9.488789}{Tr(T)} + Pr(P)^2 \cdot \left( -148.1135 \cdot Tr(T) + 224.3027 - \frac{111.4602}{Tr(T)} + \frac{18.15823}{Tr(T)^2} \right)$$

c) Pressão de Saturação [MPa] (Tev é temperatura em Celsius)

$$Psat(Tev) := e^{\frac{\left[ -7.395489709 + 3.6337285 \cdot 10^{-2} \cdot Tev + 2.651419 \cdot 10^{-5} \cdot (Tev)^2 \right]}{\left[ 1 + 4.884152 \cdot 10^{-3} \cdot Tev + 4.308960 \cdot 10^{-6} \cdot (Tev)^2 - 4.14934 \cdot 10^{-9} \cdot (Tev)^3 \right]}}$$

d) Entalpia de vaporização (hev em [kJ/kg]) valido de 20 a 300 C ou 0,0025 a 8,5 MPa): Tev[C]

$$Hev(Tev) := \left[ 6254828.560 - 11742.337953 \cdot Tev + 6.336845 \cdot (Tev)^2 - 0.049241 \cdot (Tev)^3 \right]^{0.5}$$

e) Entropia do líquido saturado [kJ/kg.K], *Valido de 0,01 a 200 C*: Tev[C]

$$sw(Tev) := -0.00057846 + 0.015297489 \cdot Tev - 2.63129 \cdot 10^{-5} \cdot Tev^2 + 4.11959 \cdot 10^{-8} \cdot Tev^3$$

f) Entropia do vapor saturado [kJ/kg.K], *Valido de 0,01 a 320 C*: Tev[C] (\*)

$$sv(Tev) := 9.13032 - 2.446 \cdot 10^{-2} \cdot Tev + 7.78698 \cdot 10^{-5} \cdot Tev^2 - 1.14756 \cdot 10^{-7} \cdot Tev^3$$

g) Entropia de vaporização [kJ/kg.K], valido de 20 a 300 C ou 0,0025 a 8,5 MPa: Tev [C]

$$sev(Tev) := \frac{Hev(Tev)}{Tev + 273.15}$$

h) Entropia do vapor superaquecido [kJ/kg.K], valido de 100 a 800 C e 0.01 a 10 MPa. T [C] e P[MPa] (\*)

$$\text{svaq2}(P, T) := \begin{cases} A \leftarrow 7.51479 - 2.20522 \cdot P + 0.71549 \cdot P^2 - 0.09856 \cdot P^3 + 0.00455 \cdot P^4 \\ B \leftarrow 0.00458 + 1.63363 \cdot 10^{-4} \cdot P - 1.22832 \cdot 10^{-4} \cdot P^2 + 3.93687 \cdot 10^{-5} \cdot P^3 - 2.64918 \cdot 10^{-6} \cdot P^4 \\ C \leftarrow -1.72176 \cdot 10^{-6} - 5.77647 \cdot 10^{-8} \cdot P + 8.61907 \cdot 10^{-8} \cdot P^2 - 3.05619 \cdot 10^{-8} \cdot P^3 + 2.10731 \cdot 10^{-9} \cdot P^4 \\ A + B \cdot T + C \cdot T^2 \end{cases}$$



### Parâmetros do Campo solar

$T_{ev} := 290 + 273$	Temperatura de evaporação (K) (75bar)
$p := \text{Psat}(T_{ev} - 273) \cdot 10 = 74.3608$	Pressao de trabalho (bar)
$T_{fd} := 153 + 273$	Temperatura do fluido na entrada da coluna de coletores (K)
$T_{sh} := 411 + 273$	Temperatura do vapor superaquecido na saída da coluna de coletores (K)
$h_{ev} := 1000 \cdot h_{ev}(T_{ev} - 273)$	Entalphia de evaporação (J/kg)

### Característica da água em estado líquido (correlações)



1) Densidade

$$\rho(T) := \begin{cases} A1 \leftarrow 1004.789042 \\ B1 \leftarrow -0.046283 \\ C1 \leftarrow -7.9738 \cdot 10^{-4} \\ A1 - B1 \cdot (1.8 \cdot T + 32) + C1 \cdot (1.8 \cdot T + 32)^2 \end{cases} \quad \text{Densidade da água (kg/m}^3\text{) } T(^{\circ}\text{C)}$$

2) Viscosidade

$$\text{Visc}(T) := \begin{cases} A2 \leftarrow -6.325203964 \\ B2 \leftarrow 8.705317 \cdot 10^{-3} \\ C2 \leftarrow -0.088832314 \\ D2 \leftarrow -9.657 \cdot 10^{-7} \\ \frac{A2 + C2 \cdot T}{1 + B2 \cdot T + D2 \cdot T^2} \end{cases} \quad \text{Viscosidade dinâmica do fluido (Pa.s) } T(^{\circ}\text{C)}$$

3) Condutividade Térmica

Condutividade térmica do fluido (W/m.K) T (°C)

$$k(T) := \begin{cases} A3 \leftarrow 0.5677829144 \\ B3 \leftarrow 1.8774171 \cdot 10^{-3} \\ C3 \leftarrow -8.179 \cdot 10^{-6} \\ D3 \leftarrow 5.66294775 \cdot 10^{-9} \\ A3 + B3 \cdot T + C3 \cdot T^2 + D3 \cdot T^3 \end{cases}$$

## 4) Capacidade Calorífica

$$C_p(T) := \begin{cases} A4 \leftarrow 17.48908904 \\ B4 \leftarrow -1.67507 \cdot 10^{-3} \\ C4 \leftarrow -0.03189591 \\ D4 \leftarrow -2.8748 \cdot 10^{-6} \\ 1000 \cdot \sqrt{\frac{A4 + C4 \cdot T}{1 + B4 \cdot T + D4 \cdot T^2}} \end{cases} \quad \text{Calor específico da água (J/kg.K) } T(^{\circ}\text{C})$$

**Característica do Vapor superaquecido**1) Densidade (kg/m<sup>3</sup>) T(°C)

$$\rho_2(T) := \begin{cases} A \leftarrow 232.2514 \\ B1 \leftarrow -1.5537 \\ B2 \leftarrow 0.0045 \\ B3 \leftarrow -5.9675 \cdot 10^{-6} \\ B4 \leftarrow 2.9965 \cdot 10^{-9} \\ A + B1 \cdot T + B2 \cdot T^2 + B3 \cdot T^3 + B4 \cdot T^4 \end{cases}$$

## 2) Viscosidade (Pa.s) T(°C)

$$\text{Vise}_2(T) := \begin{cases} A \leftarrow 3.5159 \\ B1 \leftarrow 0.0588 \\ B2 \leftarrow -1.6476 \cdot 10^{-5} \\ 10^{-6} (A + B1 \cdot T + B2 \cdot T^2) \end{cases}$$

## 3) Condutividade Térmica (W/m.K) T(°C)

$$k_2(T) := \begin{cases} A \leftarrow 476.0412 \\ B1 \leftarrow -3.6039 \\ B2 \leftarrow 0.0113 \\ B3 \leftarrow -1.5246 \cdot 10^{-5} \\ B4 \leftarrow 7.7317 \cdot 10^{-9} \\ 10^{-3} (A + B1 \cdot T + B2 \cdot T^2 + B3 \cdot T^3 + B4 \cdot T^4) \end{cases}$$

## 4) Capacidade Calorífica (J/kg.K) T(°C)

$$C_{p2}(T) := \begin{cases} y_0 \leftarrow 2.4075 \\ A1 \leftarrow 1277.0079 \\ t1 \leftarrow 46.2186 \\ 10^3 \left( y_0 + A1 \cdot e^{-\frac{T}{t1}} \right) \end{cases}$$



### Coefficiente de transferência de calor para a seção líquida



$$\begin{aligned}
 h_{\text{liq}}(T, Qm) := & \left\{ \begin{array}{l}
 \text{Viscine}(T) \leftarrow \frac{\text{Visc}(T)}{\rho(T)} \\
 \text{Difus}(T) \leftarrow \frac{k(T)}{\rho(T) \cdot C_p(T)} \\
 \text{Npr}(T) \leftarrow \frac{\text{Viscine}(T)}{\text{Difus}(T)} \\
 \text{Vel}(T) \leftarrow \frac{Qm}{\rho(T) \cdot \text{AreaTubo}} \\
 \text{Nre}(T) \leftarrow \frac{\text{Vel}(T) \cdot Di}{\text{Viscine}(T)} \\
 \text{Nnu}(T) \leftarrow 0.023 \cdot \text{Nre}(T)^{0.8} \cdot \text{Npr}(T)^{0.4} \\
 h(T) \leftarrow \frac{k(T) \cdot \text{Nnu}(T)}{Di} \\
 h(T)
 \end{array} \right.
 \end{aligned}$$

$$\text{der}_h_{\text{liq}}(T, Qm) := \frac{d}{dT} h_{\text{liq}}(T, Qm) \quad \text{Derivada de do coeficiente h (seção líquida)}$$



### Coefficiente de transferência de calor para seção de evaporação



$$\begin{aligned}
 h_{\text{evap}}(\chi, Qm, Pabs) := & \left\{ \begin{array}{l}
 f1 \leftarrow 0.56247 + 0.0241265 \cdot \frac{Pabs \cdot 2}{1000} - 5.7786 \cdot 10^{-5} \cdot \left( \frac{Pabs \cdot 2}{1000} \right)^2 \\
 f2(\chi) \leftarrow 1 + \left[ 0.72 - \left( \frac{144 \cdot \pi \cdot Di^2}{4 \cdot Qm \cdot \chi + 150 \cdot \pi \cdot Di^2} \right) \right] \cdot \frac{25 \cdot 1000}{Pabs \cdot 2} \\
 h(\chi) \leftarrow 1000 \cdot f1 \cdot f2(\chi) \cdot (5.85 - 2.78 \cdot 10^{-2} \cdot p + 6.4286 \cdot 10^{-4} \cdot p^2) \\
 h(\chi)
 \end{array} \right.
 \end{aligned}$$

$$\text{der}_h_{\text{evap}}(\chi, Qm, Pabs) := \frac{d}{d\chi} h_{\text{evap}}(\chi, Qm, Pabs) \quad \text{Derivada de do coeficiente h (seção evaporação)}$$



### Coefficiente de transferência de calor para a seção de vapor superaquecido



$$\begin{aligned}
 h_{\text{vsa}}(T, Qm) := & \left\{ \begin{array}{l}
 \text{Viscine}(T) \leftarrow \frac{\text{Visc2}(T)}{\rho2(T)} \\
 \text{Difus}(T) \leftarrow \frac{k2(T)}{\rho2(T) \cdot C_p2(T)} \\
 \text{Npr}(T) \leftarrow \frac{\text{Viscine}(T)}{\text{Difus}(T)} \\
 \text{Vel}(T) \leftarrow \frac{Qm}{\rho2(T) \cdot \text{AreaTubo}} \\
 \text{Nre}(T) \leftarrow \frac{\text{Vel}(T) \cdot Di}{\text{Viscine}(T)} \\
 \text{Nnu}(T) \leftarrow 0.023 \cdot \text{Nre}(T)^{0.8} \cdot \text{Npr}(T)^{0.4} \\
 h(T) \leftarrow \frac{k2(T) \cdot \text{Nnu}(T)}{Di} \\
 h(T)
 \end{array} \right.
 \end{aligned}$$

$$\text{der\_h\_vsa}(T, Qm) := \frac{d}{dT} h\_vsa(T, Qm)$$

Derivada de do coeficiente h (seção vapor superaquecido)



$$\Gamma := \frac{k\_tubo}{\frac{Di}{2} \cdot \ln\left(\frac{De}{Di}\right)}$$

$$U(T, I) := \frac{1}{\pi \cdot De} [B1(I) + 2 \cdot B2(I) \cdot (T)]$$

$$h(T) := -0.0082 \cdot T^2 + 8.8887 \cdot T + 906.49$$

Entalpia em (kJ/Kg) e temperatura em (°C)

$$T(h) := 2.3257 \cdot 10^{-4} \cdot h^2 - 1.0813 \cdot h + 1495.2$$

Temperatura em (°C) e entalpia em (kJ/Kg)

### Temperatura externa do absorvedor no início do pré-aquecimento



$$\text{Ta\_ext\_0}(Qm, Pabs, Tamb, Ib) := \left\{ \begin{array}{l} \text{temp} \leftarrow \frac{1}{h\_liq(Tf0 - 273, Qm)} + \frac{1}{\Gamma} \\ g(Ta) \leftarrow Ta + ql(Ta - Tamb, Ib) \cdot \text{temp} - Tf0 - Pabs \cdot \text{temp} \\ \text{temp2} \leftarrow \text{root}(g(Tf0), Tf0) \\ \text{temp2} \end{array} \right.$$



### Temperatura externa do absorvedor no início do superaquecimento



$$\text{Ta\_ext\_sa0}(Qm, Pabs, Tamb, Ib) := \left\{ \begin{array}{l} \text{temp} \leftarrow \frac{1}{h\_vsa(Tev - 273, Qm)} + \frac{1}{\Gamma} \\ g(Ta) \leftarrow Ta + ql(Ta - Tamb, Ib) \cdot \text{temp} - Tev - Pabs \cdot \text{temp} \\ \text{temp2} \leftarrow \text{root}(g(Tev), Tev) \\ \text{temp2} \end{array} \right.$$



### Temperatura externa do absorvedor no superaquecimento após Injeção



$$\text{Ta\_ext\_sa0\_2}(Qm, Pabs, Tamb, Tm, Ib) := \left\{ \begin{array}{l} \text{temp} \leftarrow \frac{1}{h\_vsa(Tm - 273, Qm)} + \frac{1}{\Gamma} \\ g(Ta) \leftarrow Ta + ql(Ta - Tamb, Ib) \cdot \text{temp} - Tm - Pabs \cdot \text{temp} \\ \text{temp2} \leftarrow \text{root}(g(Tm), Tm) \\ \text{temp2} \end{array} \right.$$



**Solução da EDO para seção líquida**



$$\begin{aligned}
 & \left[ \begin{array}{l} \frac{-W}{Qm \cdot Cp(Y_1 - 273)} \cdot \frac{h_{liq}(Y_1 - 273, Qm)}{1 + \frac{\Gamma}{U(Y_2 - Tamb, Ib)}} \cdot \frac{Y_0}{\left(1 + \frac{\Gamma}{U(Y_2 - Tamb, Ib)}\right)} \cdot \left( \frac{h_{liq}(Y_1 - 273, Qm)}{h_{liq}(Y_1 - 273, Qm)} - \frac{der_{h_{liq}}(Y_1 - 273, Qm) \cdot Y_0}{h_{liq}(Y_1 - 273, Qm)} \right) \\ \\ -1 \left[ \frac{-W}{Qm \cdot Cp(Y_1 - 273)} \cdot \frac{h_{liq}(Y_1 - 273, Qm)}{1 + \frac{\Gamma}{U(Y_2 - Tamb, Ib)}} \cdot \frac{Y_0}{\left(1 + \frac{\Gamma}{U(Y_2 - Tamb, Ib)}\right)} \cdot \left( \frac{h_{liq}(Y_1 - 273, Qm)}{h_{liq}(Y_1 - 273, Qm)} - \frac{der_{h_{liq}}(Y_1 - 273, Qm) \cdot Y_0}{h_{liq}(Y_1 - 273, Qm)} \right) \right] \end{array} \right] \\
 & D(u, Y) \leftarrow \\
 & Sol\_EDO\_liq(Qm, Pabs, Tamb, Ib, N1) := \\
 & z0 \leftarrow 0 \\
 & Taext0 \leftarrow Ta\_ext\_0(Qm, Pabs, Tamb, Ib) \\
 & Tain0 \leftarrow \frac{1}{1 + \frac{\Gamma}{h_{liq}(Tf0 - 273, Qm)}} \cdot \left( \frac{\Gamma}{h_{liq}(Tf0 - 273, Qm)} \cdot Taext0 + Tf0 \right) \\
 & QUin \leftarrow h_{liq}(Tf0 - 273, Qm) \cdot (Tain0 - Tf0) \\
 & Y0 \leftarrow \begin{pmatrix} QUin \\ Tf0 \\ Taext0 \end{pmatrix} \\
 & S1 \leftarrow Rkadapt(Y0, z0, L1, N1, D) \\
 & S1
 \end{aligned}$$



**Solução da EDO para seção de evaporação**



Sol\_EDO\_evap(Qm, z0, N2, QUn, Taext, Pabs, Tamb, lb) :=

D(u, Y) ←

$$\begin{bmatrix} \frac{W}{Qm \cdot hev} \left[ \frac{1}{1 + \frac{h\_evap(Y_1, Qm, Pabs)}{\Gamma}} \cdot \left( 1 + \frac{\Gamma}{U(Y_2 - Tamb, lb)} \right) \right] - \frac{der\_h\_evap(Y_1, Qm, Pabs)}{h\_evap(Y_1, Qm, Pabs)} \cdot (Y_0)^2 \\ \frac{W}{Qm \cdot hev} \cdot Y_0 \\ \frac{W}{Qm \cdot hev} \left[ \frac{1}{1 + \frac{h\_evap(Y_1, Qm, Pabs)}{\Gamma}} \cdot \left( 1 + \frac{\Gamma}{U(Y_2 - Tamb, lb)} \right) \right] - \frac{der\_h\_evap(Y_1, Qm, Pabs)}{h\_evap(Y_1, Qm, Pabs)} \cdot (Y_0)^2 - 1 \\ \frac{der\_h\_evap(Y_1, Qm, Pabs)}{h\_evap(Y_1, Qm, Pabs)} \cdot (Y_0)^2 \end{bmatrix}$$

Y0 ←  $\begin{pmatrix} QUn \\ 0 \\ Taext \end{pmatrix}$

num ← 1 × 10<sup>3</sup>

S1 ← Rkadapt(Y0, z0, L1 + L2, N2, D)

S1



**Solução da EDO para seção de vapor superaquecido 1**

$$\begin{aligned}
 \text{Sol\_EDO\_vsa1}(Qm, Pabs, Tamb, lb, N3) := & \\
 D(u, Y) \leftarrow & \left[ \begin{array}{l} \frac{-W}{Qm \cdot Cp2(Y_1 - 273)} \cdot \frac{h\_vsa(Y_1 - 273, Qm)}{\Gamma} \cdot \frac{Y_0}{1 + \frac{\Gamma}{U(Y_2 - Tamb, lb)}} \cdot \left( \frac{h\_vsa(Y_1 - 273, Qm)}{h\_vsa(Y_1 - 273, Qm)} - \frac{der\_h\_vsa(Y_1 - 273, Qm) \cdot Y_0}{h\_vsa(Y_1 - 273, Qm)} \right) \\ \frac{-1}{U(Y_2 - Tamb, lb)} \cdot \left[ \frac{-W}{Qm \cdot Cp2(Y_1 - 273)} \cdot \frac{h\_vsa(Y_1 - 273, Qm)}{\Gamma} \cdot \frac{Y_0}{1 + \frac{\Gamma}{U(Y_2 - Tamb, lb)}} \cdot \left( \frac{h\_vsa(Y_1 - 273, Qm)}{h\_vsa(Y_1 - 273, Qm)} - \frac{der\_h\_vsa(Y_1 - 273, Qm) \cdot Y_0}{h\_vsa(Y_1 - 273, Qm)} \right) \right. \\ \left. - \frac{W}{Qm \cdot Cp2(Y_1 - 273)} \cdot \frac{Y_0}{1 + \frac{\Gamma}{U(Y_2 - Tamb, lb)}} \right] \end{array} \right] \\
 \text{Taextsa0} \leftarrow & \text{Ta\_ext\_sa0}(Qm, Pabs, Tamb, lb) \\
 \text{Tain0} \leftarrow & \frac{1}{1 + \frac{\Gamma}{h\_vsa(\text{Tev} - 273, Qm)}} \cdot \left( \frac{\Gamma}{h\_vsa(\text{Tev} - 273, Qm)} \cdot \text{Taextsa0} + \text{Tev} \right) \\
 \text{QUin} \leftarrow & h\_vsa(\text{Tev} - 273, Qm) \cdot (\text{Tain0} - \text{Tev}) \\
 Y0 \leftarrow & \begin{pmatrix} \text{QUin} \\ \text{Tev} \\ \text{Taextsa0} \end{pmatrix} \\
 S1 \leftarrow & \text{Rkadapt}(Y0, L1 + L2, L1 + L2 + L3, N3, D) \\
 & S1
 \end{aligned}$$



**Solução da EDO para seção de vapor superaquecido 2**

$$\begin{aligned}
 & \text{Sol\_EDO\_vsa2}(Qm, Pabs, Tamb, Tm, Ib, N4) := \\
 & D(u, Y) \leftarrow \begin{bmatrix} \frac{-W}{Qm \cdot Cp2(Y_1 - 273)} \cdot \frac{h\_vsa(Y_1 - 273, Qm)}{1 + \frac{\Gamma}{U(Y_2 - Tamb, Ib)}} \cdot \left( 1 + \frac{\Gamma}{U(Y_2 - Tamb, Ib)} \right) \cdot \frac{Y_0}{Qm \cdot Cp2(Y_1 - 273, Qm)} \cdot \left( \frac{h\_vsa(Y_1 - 273, Qm)}{h\_vsa(Y_1 - 273, Qm)} \cdot \frac{Y_0}{h\_vsa(Y_1 - 273, Qm)} \right) \\ \frac{-1}{U(Y_2 - Tamb, Ib)} \left[ \frac{-W}{Qm \cdot Cp2(Y_1 - 273)} \cdot \frac{h\_vsa(Y_1 - 273, Qm)}{1 + \frac{\Gamma}{U(Y_2 - Tamb, Ib)}} \cdot \left( 1 + \frac{\Gamma}{U(Y_2 - Tamb, Ib)} \right) \cdot \frac{Y_0}{Qm \cdot Cp2(Y_1 - 273, Qm)} \cdot \left( \frac{h\_vsa(Y_1 - 273, Qm)}{h\_vsa(Y_1 - 273, Qm)} \cdot \frac{Y_0}{h\_vsa(Y_1 - 273, Qm)} \right) \right. \\ \left. \frac{W}{Qm \cdot Cp2(Y_1 - 273)} \cdot \frac{Y_0}{U(Y_2 - Tamb, Ib)} \right] - \frac{Y_0}{\Gamma} \cdot \left( 1 + \frac{\Gamma}{U(Y_2 - Tamb, Ib)} \right) \cdot \left( \frac{h\_vsa(Y_1 - 273, Qm)}{h\_vsa(Y_1 - 273, Qm)} \cdot \frac{Y_0}{h\_vsa(Y_1 - 273, Qm)} \right) \end{bmatrix} \\
 & T_{aextsa0} \leftarrow T_{a\_ext\_sa0\_2}(Qm, Pabs, Tamb, Tm, Ib) \\
 & T_{ain0} \leftarrow \frac{1}{1 + \frac{\Gamma}{h\_vsa(Tm - 273, Qm)}} \cdot \left( \frac{\Gamma}{h\_vsa(Tm - 273, Qm)} \cdot T_{aextsa0} + Tm \right) \\
 & Q_{Uin} \leftarrow h\_vsa(Tm - 273, Qm) \cdot (T_{ain0} - Tm) \\
 & Y0 \leftarrow \begin{pmatrix} Q_{Uin} \\ Tm \\ T_{aextsa0} \end{pmatrix} \\
 & S1 \leftarrow Rkdep(Y0, L1 + L2 + L3, L1 + L2 + L3 + L4, N4, D) \\
 & S1
 \end{aligned}$$

## Definição de parâmetros para o cálculo do Laço Iterativo

Passo := 1 Comprimento do passo de cálculo ao longo da coluna de coletores (m)

$N1 := \frac{L1}{Passo}$        $N2 := \frac{L2}{Passo}$        $N3 := \frac{L3}{Passo}$        $N4 := \frac{L4}{Passo}$       Número de pontos de cada seção

max\_iteracoes := 10

erro := 0.01 Erro máximo para o título de vapor

max\_iteracoes2 := 10

erro2 := 2 Erro máximo para a temperatura de saída do vapor superaquecido (K)

## Laço Iterativo



```

Solucao(Icol, Pabs, Tamb, Ib) :=
  VazaoTemp ← 0.00185·Icol - 0.06575      otimização para uma coluna com a config. de Inditep
  iteracoes ← 0
  erroTemp ← 0.02
  TituloTemp ← 0.77
  while (|erroTemp| > erro) ∧ (iteracoes ≤ max_iteracoes)
    Sol_liq ← Sol_EDO_liq(VazaoTemp, Pabs, Tamb, Ib, N1)
    PontoEvap ←
      i ← 0
      while (Sol_liqi,2 ≤ Tev) ∧ (i < N1 - 1)
        i ← i + 1
      i
    ponto ← PontoEvap·Passo      Ponto de início da evaporação
    Taext ← Sol_liqPontoEvap,3
    QUin ← Sol_liqPontoEvap,1
    z0 ← ponto
    Sol_evap ← Sol_EDO_evap(VazaoTemp, z0, N2, QUin, Taext, Pabs, Tamb, Ib)
    TituloTemp ← Sol_evapN2,2
    erroTemp ← TituloTemp - 0.77
    VazaoTemp ← VazaoTemp + 0.6·erroTemp if (|erroTemp| > erro) ∧ (iteracoes ≤ max_iteracoes)
    saidasiteracoes ← TituloTemp
    iteracoes ← iteracoes + 1
  Vazao_vsa ← TituloTemp·VazaoTemp
  Sol_vsa1 ← Sol_EDO_vsa1(Vazao_vsa, Pabs, Tamb, Ib, N3)
  T_vsa ← Sol_vsa1N3,2
  Temp ← 1.27854·10-4·Icol - 0.01482      otimização para uma coluna com a config. de Inditep
  Vazao_inj ←
    Temp if Temp > 0
    0 otherwise
  iteracoes2 ← 0
  erroTemp2 ← 100
  while |erroTemp2| > erro2 ∧ iteracoes2 ≤ max_iteracoes2
    Vazao_mix ← Vazao_vsa + Vazao_inj
    h_mix ←
      Vazao_vsa·Hv(T_vsa,  $\frac{p}{10}$ ) + Vazao_inj·Hw(Tev,  $\frac{p}{10}$ )
      Vazao_mix

```

```

T_mix ← T(h_mix)
Sol_vsa2 ← Sol_EDO_vsa2(Vazao_mix, Pabs, Tamb, T_mix + 273, Ib, N4)
TshTemp ← Sol_vsa2N4,2
erroTemp2 ← TshTemp - Tsh
Vazao_inj ← Vazao_inj + 0.0007·erroTemp2 if (|erroTemp2| > erro2) ∧ (iteracoes2 < max_iteracoes2)
saidas2iteracoes2 ← TshTemp
iteracoes2 ← iteracoes2 + 1
Vazao_inj ← 0 if Vazao_inj ≤ 0
T_vsa2 ← TshTemp
Vazao_mix ← Vazao_vsa + Vazao_inj
Qu_out ← Vazao_mix · Hw(T_vsa2,  $\frac{P}{10}$ ) + (1 - TituloTemp) · VazaoTemp · Hw(Tev,  $\frac{P}{10}$ )
Qu_out ←  $\frac{Qu\_out - (VazaoTemp \cdot Hw(Tf0, \frac{P}{10}) + Vazao\_inj \cdot Hw(Tev, \frac{P}{10}))}{1000}$ 
( Sol_liq
  Sol_evap
  Sol_vsa1
  Sol_vsa2
  VazaoTemp
  Vazao_inj
  Vazao_mix
  TituloTemp
  Qu_out
  T_vsa2 )

```

### Legenda

Sol_liq	Matrizes com os
Sol_evap	valores das variáveis
Sol_vsa1	de cada seção ao longo
Sol_vsa2	da coluna de
	coletores
VazaoTemp	Vazão mássica que entra na coluna
Vazao_inj	Vazão mássica injetada no ponto de injeção
Vazao_mix	Vazão mássica de saída de vapor superaquecido
TituloTemp	Título de vapor no final da evaporação
Qu_out	Potência térmica de saída
T_vsa2	Temperatura de saída do vapor superaquecido







```

wt := h4 ← Hw(T4 + 273.15, P3)
      for j ∈ 1..365
        for i ∈ 0..23
          s1j,i ← svaq2(P1, T1j,i) [kJ/kg.K]
          s2 ← s1
          s3 ← s1
          x2j,i ← (s2j,i - sw(T2)) / sev(T2)
          x3j,i ← (s3j,i - sw(T3)) / sev(T3)
          h2j,i ← Hw(T2 + 273.15, P2) - x2j,i + (1 - x2j,i) · Hw(T2 + 273.15, P2) [kJ/kg]
          h3j,i ← Hw(T3 + 273.15, P3) - x3j,i + (1 - x3j,i) · Hw(T3 + 273.15, P3) [kJ/kg]
          h5 ← h4 [kJ/kg]
          yj,i ← (h6 - h5) / (h2j,i - h5) "obs: y=m2/m1" onde m1=m
          tempj,i ← (h1j,i - h2j,i) + (1 - yj,i) · (h2j,i - h3j,i)
temp

```

```

Wtdia,n := N_colunas · m_colunadia,n · wtdia,n [kW]

```

```

renddia,n := wtdia,n / (h1dia,n - h7) (Rendimento)

```

```

nc := 1 - (T4 + 273.15) / (T1 + 273.15) (Carnot)

```

```

Efi_isent(x) := -0.16453 + 0.33766 · x - 0.04242 · x2 + 0.00175 · x3

```

```

Weldia,n := Wtdia,n · Efi_isent(N_colunas · m_colunadia,n) · 0.97

```

```

mes := (31 28 31 30 31 30 31 31 30 31 30 31)

```

```

Wt_dia := for j ∈ 1..365
           tmp ← 0
           for i ∈ 0..23
             tmp ← tmp + Wtj,i
           somaj ← tmp
soma

Wt_mes := tmp ← 0
          for j ∈ 1..12
            tmp2 ← 0
            for i ∈ 1..mes0,j-1
              tmp2 ← tmp2 + Wt_diatmp+i
            tmp ← tmp + mes0,j-1
            somaj ← tmp2
soma

```

```

Wel_dia := for j ∈ 1..365
            tmp ← 0
            for i ∈ 0..23
              tmp ← tmp + Welj,i
            somaj ← tmp
soma

Wel_mes := tmp ← 0
          for j ∈ 1..12
            tmp2 ← 0
            for i ∈ 1..mes0,j-1
              tmp2 ← tmp2 + Wel_diatmp+i
            tmp ← tmp + mes0,j-1
            somaj ← tmp2
soma

```