



Guillaume Louis Pradère

**Simulação de desempenho de um sistema de
pré-aquecimento de motores diesel de uma
usina termoeletrica via energia solar**

Dissertação de Mestrado

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação
em Engenharia Mecânica da PUC-Rio como requisito
parcial para obtenção do grau de Mestre em Engenharia
Mecânica.

Orientador: Prof. José Alberto dos Reis Parise
Co-orientador: Prof. Alcir de Faro Orlando

Rio de Janeiro
Maio de 2017



Guillaume Louis Pradère

**Simulação de desempenho de um sistema de
pré-aquecimento de motores diesel de uma
usina termoeleétrica via energia solar**

Dissertação apresentada como requisito parcial para
obtenção do grau de Mestre pelo Programa de Pós-
Graduação em Engenharia Mecânica da PUC-Rio.
Aprovado pela Comissão Examinadora abaixo assinada.

Prof. José Alberto dos Reis Parise

Orientador

Departamento de Engenharia Mecânica – PUC-Rio

Prof. Alcir de Faro Orlando

Co-orientador

Departamento de Metrologia – PUC-Rio

Prof. Sergio Leal Braga

Departamento de Engenharia Mecânica – PUC-Rio

Dra. Iakya Borrakuens Couceiro

Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade
e Tecnologia - INMETRO

Dr. Renato Nunes Teixeira

Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade
e Tecnologia - INMETRO

Prof. Marcio da Silveira Carvalho

Coordenador Setorial de Pós-Graduação
do Centro Técnico Científico – PUC-Rio

Rio de Janeiro, 4 de Maio de 2017

Todos os direitos reservados. É proibida a reprodução total ou parcial do trabalho sem autorização da universidade, do autor e do orientador.

Guillaume Louis Pradère

Graduou-se em Engenharia Mecânica no INSA-Lyon (Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, França) e PUC-Rio (Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Brasil) em 2014. Cursou o Mestrado em Engenharia Mecânica com especialização em Ciências Térmicas na PUC-Rio entre 2015 e 2017. Ao longo da sua formação acadêmica, demonstrou um grande interesse em sistemas de energia e energias renováveis.

Ficha Catalográfica

Pradère, Guillaume Louis

Simulação de desempenho de um sistema de pré-aquecimento de motores diesel de uma usina termoeletrica via energia solar / Guillaume Louis Pradère ; orientador: José Alberto dos Reis Parise ; co-orientador: Alcir de Faro Orlando. – 2017.

107 f. : il. color. ; 30 cm

Dissertação (mestrado) – Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Departamento de Engenharia Mecânica, 2017.

Inclui bibliografia

1. Engenharia Mecânica – Teses. 2. Simulação de desempenho. 3. Coletores solares térmicos. 4. Pré-aquecimento motores. I. Parise, José Alberto dos Reis. II. Orlando, Alcir de Faro. III. Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro. Departamento de Engenharia Mecânica. IV. Título.

CDD: 621

Agradecimentos

Aos meus orientadores: Professor Alcir Orlando de Faro, pela parceria, acompanhamento e auxílios concedidos para a realização deste trabalho, e Professor José Alberto dos Reis Parise, pelo estímulo e grande acompanhamento ao longo da minha jornada na PUC-Rio.

À PUC-Rio, à CAPES e à ANEEL, pelos auxílios concedidos, sem os quais este trabalho não poderia ter sido realizado.

À Lara, pela sua presença ao meu lado, por tudo que ela pode inspirar na minha vida e por corrigir meu português ainda imperfeito.

À minha grande família franco-brasileira: os franceses, por todos esses anos juntos e por terem me apoiado na minha aventura transatlântica, os brasileiros, por terem me acolhido tão calorosamente: Catherine e Gilles; Étienne, Jérémie e Abel, Ginette, Ivan e Denise, Danichi e Alice, Iuri e Samanta, Mayume e Samir.

Resumo

Guillaume Louis Pradère, José Alberto dos Reis Parise, Alcir de Faro Orlando. **Simulação de desempenho de um sistema de pré-aquecimento de motores diesel de uma usina termelétrica via energia solar.** Rio de Janeiro, 2017. 107p. Dissertação de Mestrado – Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro.

Este trabalho tem por objetivo principal a avaliação de desempenho de um sistema piloto de preaquecimento dos motores da central termelétrica Gera Maranhão, via energia solar térmica, em Miranda do Norte, Maranhão, através de uma simulação numérica. Cinco subsistemas independentes, cada um responsável pelo preaquecimento de um motor Wärtsilä 20V32 de 8,73 MW, foram construídos, somando um total de 500 coletores solares instalados e uma superfície de captação solar total de 1000 m². Uma estação meteorológica com sensores de radiação solar global, difusa, direta e temperatura ambiente foi posicionada do lado dos sistemas para medir as condições ambientais na região. A simulação do desempenho do sistema solar foi efetuada ao longo de um ano com dados de radiação solar da estação meteorológica de Buriticupu, no Maranhão, dados que mais se aproximam dos dados disponíveis de Miranda do Norte. Correlações para transformar a radiação global medida numa superfície horizontal para uma superfície inclinada foram selecionadas após uma revisão bibliográfica dentre as disponíveis na literatura. Diferentes cenários de controle do acionamento das bombas de água foram comparados a fim de determinar a melhor configuração de operação. A influência da temperatura de preaquecimento dos motores no desempenho do sistema solar foi avaliada também. Os resultados da simulação foram comparados com os resultados obtidos via o método F-CHART. Uma participação média anual da energia solar de 11,5% foi encontrada para o preaquecimento dos motores levando a uma redução de 24693 kg/ano de óleo combustível usado na caldeira do sistema de preaquecimento dos motores da usina termelétrica.

Palavras-chave

Simulação de desempenho; coletores solares térmicos; pré-aquecimento motores.

Abstract

Guillaume Louis Pradère, José Alberto dos Reis Parise (Advisor), Alcir de Faro Orlando (Co-advisor). **Performance simulation of a thermoelectric plant preheating diesel engine system via solar energy.** Rio de Janeiro, 2017. 107p. Dissertação de Mestrado – Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro.

The present work has as main objective the performance evaluation of a pilot system for preheating the engines of Gera Maranhão power plant, in Miranda do Norte, state of Maranhão, via thermal solar energy using a numerical simulation. Five independent subsystems, each one responsible for the preheating of a Wärtsilä 20V32 internal combustion engine of 8.73 MW, were installed. These systems amount five hundred solar collectors, with a total solar collecting area of 1000 m². A meteorological station with sensors for global, diffusive and beam solar radiation, as well as ambient temperature recorders, was placed by the side of the system in mode to measure ambient condition in the area. The simulation of the solar system performance was processed over a year with data of solar radiation for a meteorological station of Buriticupu, state of Maranhão, Brazil. Correlations to transform the global radiation measured on a horizontal plane to a sloped plane were selected, following a selection from a literature review. For the control of the water pumps, different scenarios were compared in order to determine the best operational configuration. The influence of engine preheating temperature in the performance of the solar system was also evaluated. Simulation results were compared with results obtained with the F-CHART method. An annual average solar energy contribution of 11.5% was found for the preheating of the engines. This resulted in a reduction of 24693 kg per year of fuel oil used in the boiler of the traditional preheating system of the power plant.

Keywords

Performance simulation; Solar Thermal Collector; Preheating diesel engine system.

Sumário

1. Introdução	17
1.1. A energia solar térmica no Brasil	17
1.2. As motivações do projeto	18
1.3. A Usina Termelétrica de Energia (UTE) Gera Maranhão	20
1.4. Objetivos do trabalho	21
1.4.1. Objetivos iniciais do trabalho	21
1.4.2. Estado atual do projeto	22
1.4.3. Objetivos deste trabalho derivados do andamento do projeto	23
1.5. Estruturação do trabalho	23
2. Revisão bibliográfica	25
2.1. Uso da energia solar térmica e processos industriais	25
2.2. Preaquecimento de motores de uma usina termoelétrica com energia solar térmica	27
2.3. Métodos de simulação do sistema solar térmico	28
2.3.1. Modelos de identificação dos coeficientes dos coletores solares	28
2.3.2. Correlações Radiação solar global e difusa	32
3. Descrição do sistema e seus principais componentes	34
3.1. Elementos da planta original	34
3.1.1. Os motores	34
3.1.2. Sistema de preaquecimento dos motores	35
3.2. Sistema de coletores solares	35
3.2.1. Coletores solares	36
3.2.2. Reservatórios	37
3.2.3. Tubulações	39
3.2.4. Trocador de calor	40
3.3. A estação meteorológica	40
3.3.1. Velocidade do vento	41
3.3.2. Temperatura ambiente	41
3.3.3. Radiação global e difusa	41

3.3.4. Radiação direta	42
3.3.5. Outras medições	43
3.3.6. Sistema de aquisição	43
4. Fundamentos teóricos	44
4.1. Coletor solar	44
4.1.1. Correção de $F_r(\tau\alpha)$ e F_rU_L em função da vazão	46
4.1.2. Correção $F_r(\tau\alpha)$ e F_rU_L para instalação dos coletores solares em série	47
4.1.3. Correção $F_r(\tau\alpha)$ e F_rU_L para determinação das perdas térmicas ao longo das tubulações	48
4.2. Tanque	50
4.3. Trocador de calor	51
4.4. Sistema de equações	52
4.4.1. Reservatório solar	53
4.4.2. Reservatório auxiliar	53
4.4.3. Trocador de calor	54
4.4.4. Energia útil do sistema solar	54
4.5. Controle do acionamento das bombas do sistema	56
4.5.1. Cenário 1: UTE parada	56
4.5.2. Cenário 2: UTE em funcionamento	60
4.6. Modelos de radiação solar	61
4.6.1. Radiação absorvida pelo coletor	61
4.6.2. Modelos para a radiação difusa e global	64
4.7. Método F-CHART	65
5. Simulação e resultados	68
5.1. Seleção da estação INMET no Maranhão	68
5.2. Seleção da correlação para o modelo de radiação difusa	70
5.3. Determinação dos parâmetros da simulação	71
5.3.1. Carga térmica para o aquecimento do motor	72
5.3.2. Conjunto de coletores solares	72
5.3.3. Coeficiente global de troca de calor dos tanques	78
5.3.4. Eficiência do trocador de calor	79

5.4. Simulação do sistema	79
5.4.1. Avaliação dos cenários 1.1 e 1.2	80
5.4.2. Comparação dos resultados em Miranda do Norte e Buriticupu	82
5.4.3. Desempenho anual do sistema e influência da temperatura do motor	84
5.4.4. Cenário 2: Central ligada e preaquecimento dos motores parado	86
5.5. Economia anual de combustível	89
6. Considerações finais e conclusões	91
6.1. Análise dos resultados	91
6.2. Comentários e recomendações para próximos estudos	93
7. Referências bibliográficas	95
Anexos	98

Lista de figuras

Figura 1.1 - Distribuição dos sistemas solares térmicos por aplicação no final de 2009 (Fonte: Weiss et Mauthner, 2011)	17
Figura 1.2 - Radiação solar global horizontal média anual no Brasil (Fonte: Atlas Brasileiro de Energia Solar, 2006)	18
Figura 1.3 - Potencial de geração elétrica instalado no Brasil (Fonte: ANEEL, 2016)	19
Figura 1.4 - Foto aérea da UTE Gera Maranhão (Fonte: Wärtsilä)	21
Figura 2.1 - Matriz brasileira de consumo energético (Fonte: EPE, 2013)	27
Figura 2.2 - Consumo energético no setor industrial brasileiro (Fonte: EPE, 2013)	27
Figura 2.3 - Configuração do ensaio para o teste da norma ASHRAE 93 (Fonte: ASHRAE, 2014)	29
Figura 3.1 - Motor Wärtsilä 20V32 (Fonte: High Tec Finland)	35
Figura 3.2 - Coletores solares montados	37
Figura 3.3 - Desenho técnico dos reservatórios (Fonte: Domel, 2014)	38
Figura 3.4 - Instalação dos reservatórios solares	39
Figura 3.5 - Tubulações com isolamento térmico	40
Figura 3.6 - Medidores de velocidade e direção do vento instalados na torre	41
Figura 3.7 - Sensores para medição da radiação global e difusa com esfera de sombreamento, fixos em robô SOLYS2	42
Figura 3.8 - Sensor de medição da radiação direta	42
Figura 4.1 - Seção transversal de um coletor solar plano (Fonte: Duffie et Beckman, 2013)	45
Figura 4.2 - Esquema de dois coletores solares em série (Fonte: Duffie and Beckman, 2013)	47
Figura 4.3 - Perfil de temperatura ao longo das linhas de conexão entre o reservatório e os coletores (Fonte: Duffie et Beckman, 2013)	49
Figura 4.4 - Esquema da tubulação com isolamento	50
Figura 4.5 - Esquema de um conjunto tanque e coletor solar	50
Figura 4.6 - Esquema das temperaturas no trocador de calor contracorrente	52
Figura 4.7 - Esquema do sistema de preaquecimento dos motores via energia solar	55

Figura 4.8 - Diagrama de fluxo para o cálculo das temperaturas dos reservatórios no cenário 1.1	58
Figura 4.9 - Diagrama de fluxo para o cálculo das temperaturas dos reservatórios no cenário 1.2	59
Figura 4.10 - Diagrama de fluxo do cálculo das temperaturas de saída do trocador de calor	60
Figura 4.11 - Seção transversal da Terra mostrando os diversos ângulos (Fonte: Duffie et Beckman, 2013)	62
Figura 4.12 - Configuração padronizada de um sistema de aquecimento solar de água para o método F-CHART (Fonte: Duffie et Beckman, 2013)	66
Figura 5.1 - Mapa das estações automáticas do INMET e Miranda do Norte	68
Figura 5.2 - Valores de radiação global para as diversas estações meteorológicas	69
Figura 5.3 - Valores dos coeficientes k_d para os modelos Orgill, Reindl e Erbs e os dados experimentais	71
Figura 5.4 - Esquema da instalação do conjunto de 100 coletores solares	73
Figura 5.5 - Esquema da instalação de uma linha de coletores solares	74
Figura 5.6 - Esquema dos coletores solares na configuração intermediária para a simulação	75
Figura 5.7 - Esquema do coletor solar equivalente final para a simulação	75
Figura 5.8 - Participação da energia do sistema solar em Miranda do Norte para os cenários 1.1 e 1.2	80
Figura 5.9 - Perfil das temperaturas no cenário 1.1 e 1.2 para os dias 1 e 2 de novembro	81
Figura 5.10 - Valores de radiação solar incidente no plano do coletor	83
Figura 5.11 - Comparação da participação solar entre Miranda do Norte e Buriticupu	83
Figura 5.12 - Influência da temperatura do motor no desempenho do sistema	84
Figura 5.13 - Variação da temperatura T_{oTC2} e da participação solar do sistema para os dias 1 e 2 de novembro	85
Figura 5.14 - Resultados da simulação e do método F-CHART	86
Figura 5.15 - Temperatura máxima do reservatório solar para os cenários 2.1, 2.2 e 2.3	87
Figura 5.16 - Temperatura máxima do reservatório auxiliar para os cenários 2.1, 2.2 e 2.3	88

Lista de tabelas

Tabela 1.1 - Empreendimentos de geração elétrica instalados no Brasil (Fonte: ANEEL, 2016)	19
Tabela 2.1 - Níveis de temperatura nos principais processos industriais (Fonte: Kalogirou 2013)	26
Tabela 2.2 - Condições de ensaio	32
Tabela 3.1 - Características do motor Wärtsilä 20V32	34
Tabela 3.2 - Principais componentes do sistema de coletores solares	36
Tabela 3.3 - Características dos coletores solares (INMETRO, 2016)	37
Tabela 3.4 - Características dos reservatórios	38
Tabela 3.5 - Características das tubulações	39
Tabela 3.6 - Características do trocador de calor	40
Tabela 3.7 - Resumo dos principais dados coletados pela estação meteorológica	43
Tabela 4.1 - Resumo dos cenários 2.2 e 2.3	61
Tabela 4.2 - Correlações para modelo da radiação difusa em função da radiação global	65
Tabela 4.3 - Valores padrões usados no método F-CHART (Fonte: Klein et al., 1976)	66
Tabela 5.1 - Localização geográfica das estações automáticas do INMET e da cidade de Miranda do Norte	68
Tabela 5.2 - Valores de radiação global e temperatura ambiente	69
Tabela 5.3 - Resultados das correlações de k_d	71
Tabela 5.4 - Valores dos parâmetros para a simulação do conjunto de coletores solares	76
Tabela 5.5 - Parâmetros das tubulações e isolamento	76
Tabela 5.6 - Valores para o cálculo da correções dos coeficientes $Fr(\tau\alpha) _{C3}$ e $FrU_L _{C3}$	77
Tabela 5.7 - Cálculo do coeficiente global de troca de calor dos tanques	78
Tabela 5.8 - Valores dos parâmetros usados na simulação F-CHART	85
Tabela 5.9 - Economia de combustível em função da temperatura de preaquecimento dos motores	90

Lista de símbolos

Símbolos	Descrição	Unidade
A_c	Área do coletor solar	[m ²]
C	Capacidade térmica = $\dot{m}C_p$	[W/K]
C_p	Calor específico da água = 4180	[J/kg.K]
E	Equação do tempo	[min]
E_L	Radiação em grande comprimento de onda	[W/m ²]
$E_{\text{óleo}}$	Economia de óleo combustível	[kg/ano]
f	Participação da energia solar no preaquecimento dos motores	[%]
F	Taxa de funcionamento do sistema solar ao longo de um ano	[%]
F_r	Coeficiente de remoção de calor do coletor	[-]
$F_r U_L$	Coeficiente global de perda de calor do coletor	[W/m ² .K]
F'	Fator de rendimento do coletor	[-]
F'_r	Coeficiente de eficiência do trocador de calor entre o coletor solar e o reservatório	[-]
G	Radiação total no plano do coletor	[W/m ²]
G_o	Radiação extraterrestre incidente num plano horizontal	[W/m ²]
G_{SC}	Constante solar = 1367	[W/m ²]
\bar{H}	Média diária mensal da radiação incidente no plano do coletor por unidade de área	[MJ/dia.m ²]
k_d	Coeficiente de radiação difusa	[-]
k_t	Índice de claridade	[-]
$K_{\theta b}$	Modificador do ângulo de incidência para a radiação direta	[-]
$K_{\theta d}$	Modificador do ângulo de incidência para a radiação difusa	[-]
L_{Loc}	Hora Local	[min]
$long$	Longitude	[°]
L_s	Energia saindo dos reservatórios	[W]
L_{ST}	Hora Solar Local	[min]
L_{Total}	Carga total de energia de preaquecimento do motor	[kW]
mc	Capacidade efetiva térmica do coletor	[J/m ² .K]
\dot{m}	Vazão água	[kg/s]
M	Massa água no reservatório	[kg]

N	Número de dia no mês	[-]
n	Número do dia no ano	[-]
NTU	Número de unidade de transferência	[-]
q_u	Energia útil por unidade de área	[W/m ²]
Q_u	Energia útil	[W]
S	Radiação solar absorvida pelo coletor solar	[W/m ²]
T	Temperatura	[°C]
T^+	Temperatura no instante $t=t+\Delta t$	[°C]
T_a	Temperatura ambiente	[°C]
UA	Coeficiente global de troca de calor	[W/K]
Δt	Incremento de tempo	[s]

Letras Latinas e Gregas

$(\tau\alpha)$	Coeficiente transmissão-absorção do coletor solar
β	Ângulo de inclinação do coletor solar em relação à horizontal
γ	Angulo do azimuth da superfície
δ	Declinação solar
ε	Eficiência de trocador de calor
θ	Ângulo de incidência: ângulo entre a radiação direta e a direção normal da superfície
θ_z	Ângulo do Zenith: ângulo entre a radiação direta e a direção normal de uma superfície horizontal
φ	Latitude
ω	Angulo da hora, negativo de manhã, positivo de tarde.
σ	Constante de Stefan-Boltzman

Índices

aux	Reservatório auxiliar
b	Direta
col	Coletor
$C1$	Correção sobre a vazão dos coeficientes térmicos
$C2$	Correção dos coeficientes térmicos para coletores em serie
$C3$	Correção dos coeficientes térmicos devido a perda de calor das tubulações

<i>d</i>	Difusa
<i>g</i>	Global
<i>i</i>	in = entrada
<i>m</i>	Média
<i>mot</i>	Motor
<i>o</i>	out = saída
<i>rs</i>	Reservatório solar
<i>sis</i>	Sistema
<i>TC</i>	Trocador de calor

Le monde est dangereux à vivre ! Non pas tant à cause de ceux qui font le mal, mais à cause de ceux qui regardent et laissent faire.

Albert Einstein

1. Introdução

1.1. A energia solar térmica no Brasil

A energia solar é uma das fontes energéticas mais cobiçadas hoje em dia e pode ser dividida em duas grandes categorias: a energia solar fotovoltaica para produção de eletricidade e a energia solar térmica para processos de aquecimento de fluidos como ar e água e produção de energia elétrica. É uma fonte de energia limpa, gratuita e abundante. Em 2013, o Brasil possuía 10 milhões de m² de coletores térmicos instalados correspondendo a uma geração anual de energia elétrica de 6,363 GWh. (Academia Nacional de Engenharia, 2015). O principal uso da energia solar térmica é voltado para pequenos sistemas domésticos de aquecimento de água de banho e/ou de piscina como mostrado na Figura 1.1. Porém, muitos setores industriais oferecem configurações operacionais favorecendo o uso da energia solar térmica.

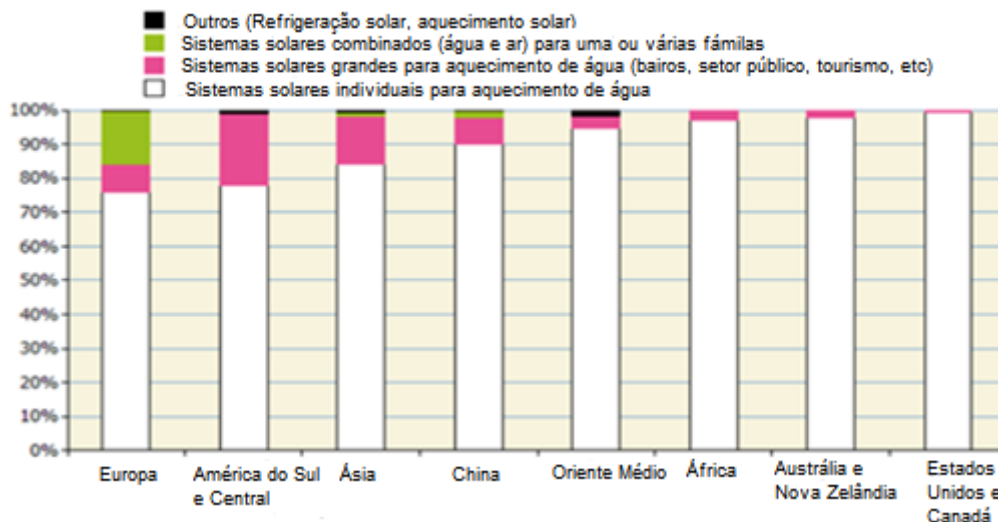


Figura 1.1- Distribuição dos sistemas solares térmicos por aplicação no final de 2009 (Fonte: Weiss et Mauthner, 2011)

O Brasil tem um alto potencial energético devido a sua localização geográfica e pode-se considerar que é possível aproveitar essa energia em qualquer localidade do país. A Figura 1.2 mostra um mapa da radiação solar

global horizontal média anual no Brasil que varia entre aproximadamente 4,20 e 6,30 kWh/m² em função da localização. É interessante notar que o estado do Maranhão, localidade de referência do presente estudo, possui um elevado nível de radiação solar.



Figura 1.2- Radiação solar global horizontal média anual no Brasil (Fonte: Atlas Brasileiro de Energia Solar, 2006)

1.2.

As motivações do projeto

A matriz energética brasileira é composta principalmente por fontes de energia renováveis, sendo a quase totalidade dessas fontes renováveis, recursos hídricos. A Tabela 1.1 e a Figura 1.3 apresentam o perfil da matriz energética brasileira em dezembro 2016.

Tabela 1.1- Empreendimentos de geração elétrica instalados no Brasil (Fonte: ANEEL, 2016)

Tipo		Quantidade	% do total	Potência Instalada (kW)	% do total
Usina Hidrelétrica de Energia	UHE	219	4,71%	91499178	60,94%
Pequena Central Hidrelétrica	PCH	441	9,49%	4918967	3,28%
Central Geradora Hidrelétrica	CGH	581	12,51%	480933	0,32%
Usina Termelétrica de Energia	UTE	2947	63,44%	41099709	27,38%
Usina Termonuclear	UTN	2	0,04%	1990000	1,33%
Central Geradora Eolielétrica	EOL	413	8,89%	10123942	6,74%
Central Geradora Solar Fotovoltaica	UFV	42	0,90%	23008	0,02%
TOTAL		4645	100,00%	150135737	100,00%

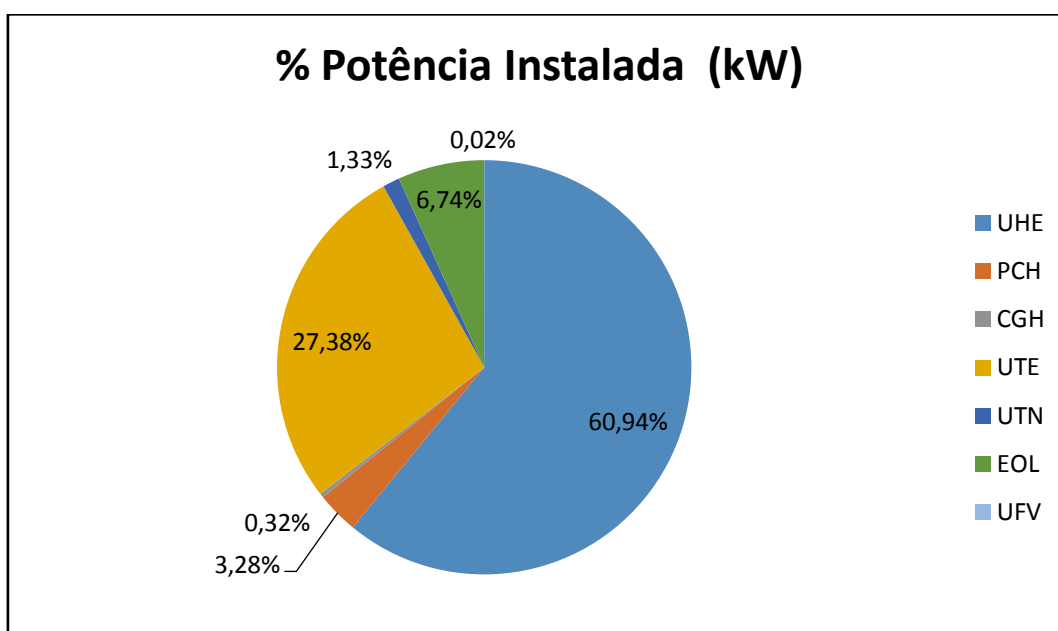


Figura 1.3- Potencial de geração elétrica instalado no Brasil (Fonte: ANEEL, 2016)

A vulnerabilidade de um sistema composto na sua grande maioria por usinas hidrelétricas frente às variações climáticas e, principalmente, às variações dos regimes de chuvas reforça a necessidade de um sistema nacional integrado que possa coordenar a operação das diversas usinas do Sistema Interligado Nacional (SIN). O principal desafio do Operador Nacional de Sistema Elétrico (ONS) é atender à carga prevista para o SIN, minimizando o custo da geração elétrica, ou seja, diminuindo a utilização de geração térmica como, nesse caso, a UTE Gera

Maranhão. Ela foi planejada para funcionar em torno de 25 % do tempo, servindo principalmente de fonte complementar de energia elétrica quando o nível dos reservatórios das usinas hidroelétricas estiver muito baixo. A UTE Gera Maranhão é classificada como UTE Sistêmica pelo ONS, indicando que suas características operativas e suas interligações regionais podem fornecer energia para o território nacional todo.

Ao receber solicitação do ONS, a UTE Gera Maranhão deve, em curto prazo, atingir plena carga e iniciar o fornecimento de energia. Isso só é possível com os blocos dos motores preaquecidos a uma temperatura de aproximadamente 70 °C seguindo as recomendações do fabricante. Atualmente, esse preaquecimento é realizado com vapor de água gerado numa caldeira queimando combustível fóssil.

O projeto descrito nesse trabalho pretende substituir parcialmente o vapor gerado nas caldeiras e, conseqüentemente, a quantidade de combustível gasto no preaquecimento dos motores, pela energia térmica de um sistema de coletores solares. Uma planta piloto, que será descrita mais para frente, foi instalada, e o trabalho a seguir consiste na simulação termodinâmica do desempenho do sistema.

1.3.

A Usina Termelétrica de Energia (UTE) Gera Maranhão

O presente estudo faz parte do projeto da Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL) número PD-6492-0113/2013, elaborado em parceria entre a Geradora de Energia do Maranhão S/A e a Faculdades Católicas – PUC-Rio, tendo como coordenador o professor Alcir de Faro Orlando, do Laboratório de Avaliação Metrológica e Energética (LAME) da PUC-Rio (Orlando, 2016). O sistema de preaquecimento dos motores diesel via energia solar foi instalado na Usina Termelétrica de Energia (UTE) Gera Maranhão, localizada em Miranda do Norte, no Maranhão. Uma UTE pode ser definida como uma instalação industrial usada para gerar energia elétrica a partir da energia liberada em forma de calor, normalmente por meio da combustão de algum tipo de combustível renovável ou não renovável.

A UTE Gera Maranhão é composta por duas plantas gêmeas, Geramar I e Geramar II, como mostra a Figura 1.4, que têm capacidade, cada uma, para gerar

165,87 MW. Os 19 motores geradores da cada planta são motores do fabricante Wärtsilä operando com combustível pesado OC-1B.



Figura 1.4- Foto aérea da UTE Gera Maranhão (Fonte: Wärtsilä)

1.4. Objetivos do trabalho

Este trabalho consiste em simular o desempenho de um sistema de preaquecimento de motores diesel de uma central termoeletrica via energia solar. O detalhe dos objetivos do trabalho, assim como suas evoluções ao longo do projeto, é descrito em seguida.

1.4.1. Objetivos iniciais do trabalho

Quando foi elaborado este trabalho, os objetivos iniciais eram:

- Avaliar o desempenho de um sistema de preaquecimento dos motores de uma central termoeletrica via energia solar térmica, quantificando a redução de combustível fóssil usado para deixar os motores à temperatura desejada;
- Validar o modelo de simulação com dados experimentais coletados em campo;

- Determinar os coeficientes de eficiência e perdas térmicas dos coletores solares e compará-los com os resultados de testes padronizados;

Para alcançar esses resultados, dados experimentais de radiação solar, vazão e temperaturas, em diversos pontos do sistema, seriam coletados por meio da instalação de uma série de sensores na UTE Gera Maranhão.

1.4.2.

Estado atual do projeto

A instalação do sistema de preaquecimento solar começou em agosto de 2014 e, segundo o cronograma, os primeiros testes aconteceriam em setembro de 2016. Porém, o projeto teve um atraso devido às dificuldades técnicas de instalação e o fim da instalação agora está previsto para a metade de abril de 2017, fazendo com que os primeiros testes não aconteçam antes de maio de 2017. Esse atraso teve algumas consequências sobre o presente trabalho:

- A estação meteorológica começou a operar com todos os aparelhos a partir de novembro de 2016. Como o objetivo da simulação é avaliar o desempenho do sistema ao longo de um ano, valores de radiação de estações meteorológicas próximas de Miranda do Norte foram usadas. Além disso, métodos matemáticos para transformar a radiação global em radiação direta e difusa também foram testados;
- Um dos objetivos da simulação era caracterizar os coeficientes térmicos $F_r(\tau\alpha)$, coeficiente de remoção de calor, e F_rU_L , coeficiente das perdas térmicas, dos coletores solares a partir de modelos matemáticos e das medições no campo dos diversos parâmetros necessários. Devido ao atraso da instalação da planta, a temperatura da água ao longo do sistema não foi medida nesse projeto, tornando impossível aplicar os modelos para determinar $F_r(\tau\alpha)$ e F_rU_L . Para remediar essa falta de dados experimentais, os modelos foram testados a partir de dados oriundos de outro trabalho, que avaliou o desempenho de coletores solares de um hospital do Rio de Janeiro. Essa parte do trabalho e os resultados se

encontram no Anexo 1 com mais detalhes sobre a metodologia usada;

- A falta de dados experimentais relativos à medição da temperatura da água ao longo do sistema dificultou a avaliação do modelo implementado para simular o desempenho do sistema. Outro método de simulação a longo prazo, chamado F-CHART, foi usado para comparar os resultados da simulação.

1.4.3.

Objetivos deste trabalho derivados do andamento do projeto

Em consequência das modificações do cronograma de instalação do sistema listadas no item anterior, os objetivos iniciais do trabalho foram ligeiramente modificados da seguinte maneira:

- Escolher e validar correlações básicas de transformação da radiação global em radiação difusa e direta a partir dos dados da estação de Miranda do Norte;
- Avaliar o desempenho do sistema e comparar os resultados com o método de simulação a longo prazo F-CHART;
- Avaliar a influência do acionamento das bombas na eficiência do sistema validando um cenário que será usado para seu controle;
- Quantificar a redução de consumo de combustível para o preaquecimento dos motores diesel da central;
- Testar os modelos para determinar os coeficientes $F_r(\tau\alpha)$ e $F_r U_L$ dos coletores solares com dados experimentais de um outro projeto.

1.5.

Estruturação do trabalho

O capítulo 2 consiste numa revisão bibliográfica. O sistema de preaquecimento dos motores via energia solar é apresentado no capítulo 3. Os modelos matemáticos usados na simulação são descritos no capítulo 4. Finalmente, os resultados das simulações são apresentados e comentados no capítulo 5. Já capítulo 6 resume as principais conclusões e comentários deste

trabalho. O anexo 1 se refere ao estudo dos métodos de caracterização dos coeficientes térmicos $F_r(\tau\alpha)$ e F_rU_L dos coletores solares. O anexo 2 apresenta desenhos técnicos da planta da central termelétrica e do sistema de preaquecimento via energia solar.

2. Revisão bibliográfica

2.1. Uso da energia solar térmica e processos industriais

Segundo a International Renewable Energy Agency (2015), a energia solar pode fornecer uma parte importante da energia térmica consumida em processos industriais. No contexto mundial, metade do consumo energético industrial ocorre a temperaturas de trabalho classificadas de baixa e média, isso significa inferior a 400 °C. A agência reconhece três principais grupos tecnológicos usados para configurações diferentes que permitem alcançar níveis de temperaturas distintos:

- Aquecimento de ar para processos de secagem principalmente na indústria alimentícia com temperaturas de até 60 °C;
- Aquecimento de água por coletores planos, usados na maioria das vezes em aplicações residenciais, mas também em aplicações industriais com níveis de temperaturas chegando até 125 °C;
- Cozimento industrial e produção de energia elétrica via tecnologia solar concentrada onde temperaturas acima de 400 °C podem ser alcançadas.

Kalogirou (2013) fez um levantamento dos diferentes processos industriais com a respectiva faixa de temperatura que precisa ser atingida. Um resumo desse levantamento é apresentado na Tabela 2.1:

Tabela 2.1- Níveis de temperatura nos principais processos industriais (Fonte: Kalogirou 2013)

Sector Industrial	Uso	Faixa Temperatura [°C]
Alimentação Bebidas	Secagem	30 - 120
	Lavagem	
	Pasteurização	
	Esterilização	
	Tratamento Térmico	
	Fervura	
Indústria Papel	Cozimento	60 - 90
	Secagem	
	Branqueamento	
Tratamento Superfície Metálicas	Tratamento Térmico	30 - 80
Indústria Têxtil	Branqueamento	40 - 180
	Secagem	
	Lavagem	
	Fixação	
Indústria Química	Borracha Sintética	60 - 200
	Aquecimento	
	Preaquecimento água	
	Saponificação	
Indústria Plástica	Preparação	120 - 220
	Destilação	
	Separação	
	Secagem	
	Mistura	
Indústrias Diversas	Preaquecimento água	30 - 180
	Refrigeração solar	
	Aquecimento prédios	

Todos os processos industriais citados na tabela anterior ocorrem a temperaturas que podem ser alcançadas com a energia solar térmica.

O setor industrial é o maior consumidor final de energia no Brasil sendo os setores de bebidas e de alimentos os que mais consomem energia. (Oliveira et Pacheco, 2015). A Figura 2.1 apresenta o consumo final energético no Brasil e a Figura 2.2 detalha o consumo final energético no setor industrial.

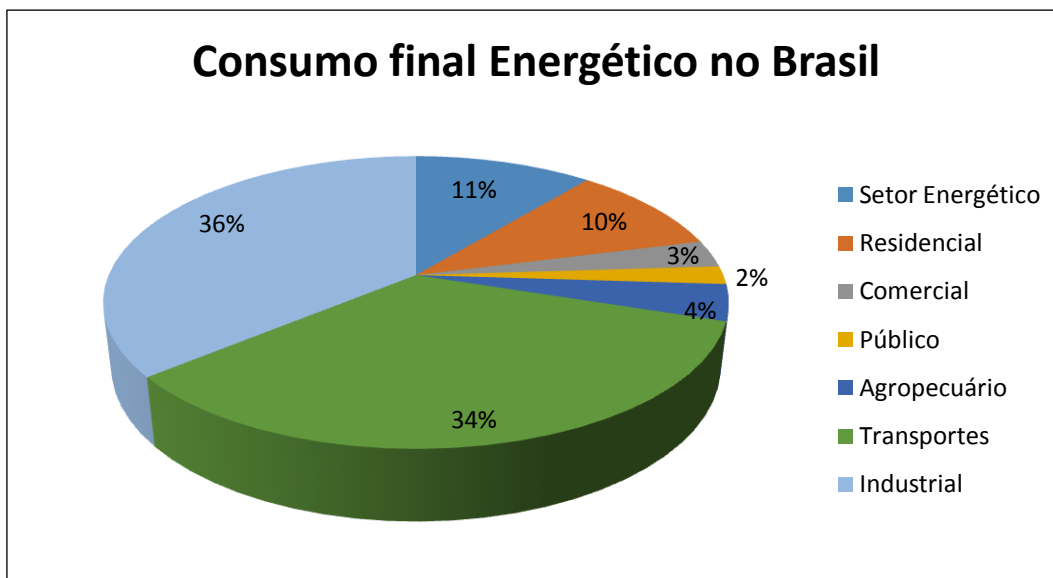


Figura 2.1-Matriz brasileira de consumo energético (Fonte: EPE, 2013)

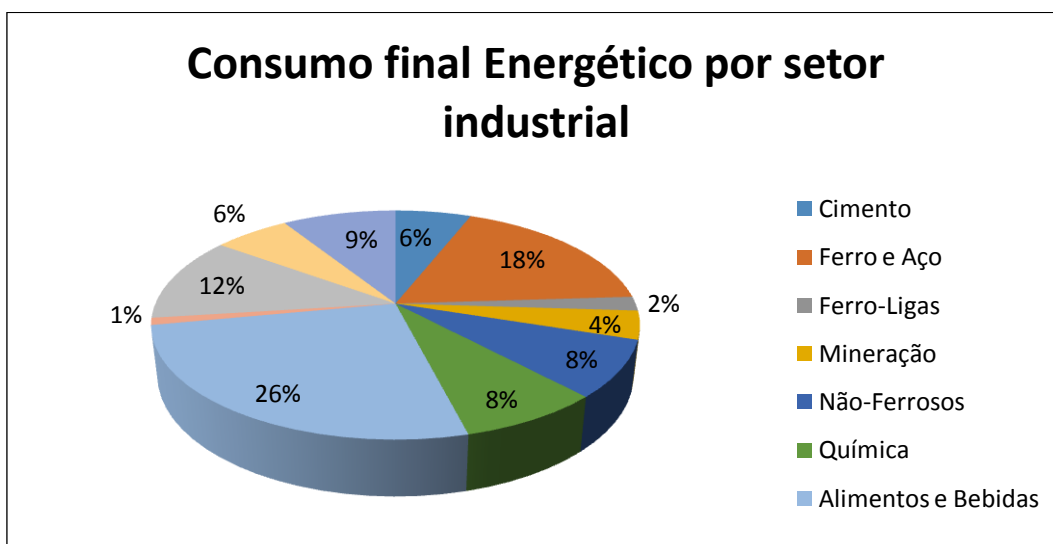


Figura 2.2-Consumo energético no setor industrial brasileiro (Fonte: EPE, 2013)

Considerando o nível elevado de radiação solar que atinge o território brasileiro, a tecnologia existente e a matriz de consumo energético do País, é fato que a energia solar térmica tem um grande potencial e pode se tornar uma excelente alternativa às energias fósseis para diversos setores industriais.

2.2.

Preaquecimento de motores de uma usina termoeletrica com energia solar térmica

Como visto anteriormente, a energia solar térmica já é usada em diversos setores industriais. A maioria das pesquisas relacionadas à energia solar é focada para a geração de energia elétrica e não para processos industriais de baixa e média temperatura. Uma extensa revisão da literatura confirmou que,

provavelmente, sistemas para o preaquecimento de motores diesel de centrais termoeletricas via energia solar nunca foram estudados academicamente.

No Brasil, o sistema utilizado na UTE Gera Maranhão é o segundo desse tipo a ser instalado. A Usina TERMOCABO, no Cabo de Santo Agostinho, em Pernambuco, possui igualmente um sistema de preaquecimento dos motores via energia solar. Os projetos da Gera Maranhão e Termocabo podem ser considerados como projetos pilotos, tendo como principal objetivo de ambos destacar o potencial de uso da energia solar para o preaquecimento de motores de uma usina termoeletrica. Apesar dessa semelhança, um grande número de parâmetros diverge entre os projetos fazendo com que possam ser considerados como realmente diferentes (Orlando, 2016). O projeto da Gera Maranhão também inclui a instalação de uma série de sensores para poder analisar o comportamento do sistema e realizar uma simulação computacional. Este último ponto caracteriza a originalidade deste trabalho.

2.3.

Métodos de simulação do sistema solar térmico

Coletores solares foram alvos de inúmeros trabalhos de pesquisa. Neste trabalho, uma série de modelos e equações é usada para montar um sistema de equação permitindo a simulação do sistema instalado. Duffie & Beckman (2013), no livro *Solar Engineering of Thermal Process*, apresentam a quase totalidade dos conceitos e modelos que foram usados no presente trabalho. Esse livro é considerado com uma obra de referência na ciência da energia solar térmica e foi a base teórica principal dessa dissertação.

2.3.1.

Modelos de identificação dos coeficientes dos coletores solares

Todos os modelos de simulação do desempenho de coletores solares são baseados em diversos parâmetros, como por exemplo, os parâmetros térmicos $F_r(\tau\alpha)$ e F_rU_L . A determinação desses parâmetros foi o alvo de muitos trabalhos envolvendo diversas técnicas e metodologias que levaram inclusive a criação de normas técnicas. Os ensaios dos coletores solares são geralmente feitos em condição de regime permanente, ou quase permanente, em laboratórios ou ambiente externo. Enquanto testes em laboratórios são geralmente mais caros, testes no exterior em regime permanente demandam valores de condições

ambientais específicas podendo tornar as medições mais complexas (Amer et al, 1997).

No caso dos testes em regime permanente, o principal método usado é detalhado dentro da norma ASHRAE 93. Ele é um método que necessita muitos recursos já que são necessários pelo menos 22 testes de 20 minutos cada para poder caracterizar corretamente o coletor solar (ASHRAE, 2014). A Figura 2.3 apresenta a configuração do ensaio para o teste da norma ASHRAE 93.

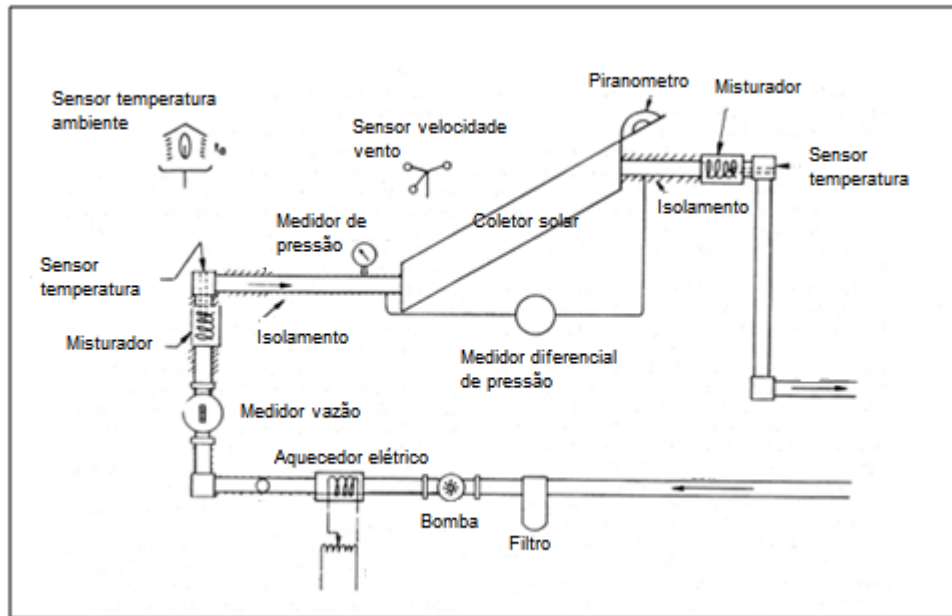


Figura 2.3- Configuração do ensaio para o teste da norma ASHRAE 93 (Fonte: ASHRAE, 2014)

A equação que define a energia útil de um coletor plano em regime permanente, trabalhando com um fluido líquido, é baseada no modelo de Hottel-Whillier-Bliss:

$$\frac{Q_u}{A_c} = G_t F_r (\tau\alpha) - F_r U_L (T_{f,i} - T_a) \quad (2.1)$$

Onde Q_u é a energia útil do coletor solar, A_c a área do coletor solar, G_t a radiação solar total incidente no plano do coletor, $F_r(\tau\alpha)$ o coeficiente de remoção de calor, $F_r U_L$ o coeficiente de perdas térmicas, $T_{f,i}$ a temperatura do fluido na entrada do coletor e T_a a temperatura ambiente.

Esse método é permanente, não considera a capacidade térmica dos elementos que constituem o coletor e requer ensaios com condições ambientais estacionárias com vários níveis de temperatura de entrada diferentes, o que resulta em ensaios demorados e pouco robustos (Osório, 2011).

Para contornar os problemas do método estacionário, diversos modelos em regime transiente foram criados e podem ser classificados dentro de três grupos: um nó, multinodo e função de resposta (Amer et al., 1997). A abordagem mais simples é o modelo de um nó, que acrescenta ao modelo em regime permanente, um termo de capacidade térmica relativo à temperatura média do fluido dentro do coletor.

O primeiro modelo transiente a um nodo foi introduzido por Arranovitch (1977):

$$q_u = G_t F' (\tau \alpha) - F' U_L (T_{f,m} - T_a) - (mc) \frac{dT_{f,m}}{dt} \quad (2.2)$$

Onde q_u é a energia útil do coletor solar por unidade de área, G_t a radiação solar total incidente no plano do coletor, F' o fator de rendimento do coletor, $(\tau \alpha)$ o produto transmitância absorvância efetivo, $F' U_L$ o coeficiente de perdas térmicas, $T_{f,m}$ a temperatura média do fluido entre entrada e saída do coletor, T_a a temperatura ambiente e mc a capacidade térmica do coletor.

Outros autores desenvolveram métodos a um nó, como por exemplo, Perers (1993). A diferença do Perers em relação à Arranovitch consiste em incluir adicionalmente a dependência do coeficiente de perda $F' U$ na temperatura ambiente, velocidade do vento e radiação em grande comprimento de onda. Quer seja para o modelo permanente ou o modelo de Arranovitch, os coeficientes podem ser determinados via método dos mínimos quadrados (ver Anexo I). Amer e al. (1997) descreve uma série de outros métodos transientes existentes com suas respectivas características. Dentro dessa grande diversidade de modelos transientes, pode ser destacado o modelo do Ensaio Quase Dinâmico (QDT) da norma europeia EN 12975, que tem por origem a equação de Perers (1993).

O método QDT apresenta grandes vantagens. Devido à sua metodologia, ele permite trabalhar em condições externas com uma quantidade de dias bem maiores em relação a outros métodos. Por exemplo, Osório (2011) conclui no seu trabalho sobre o método QDT que o Laboratório de Energia Solar (LES) de Lisboa poderia testar cerca de duas vezes mais coletores durante o ano usando o QDT. Em configuração de regime transiente, o QDT permite uma descrição mais detalhada do comportamento do coletor solar introduzindo vários termos de dependência como o mostra a eq. (2.3):

$$\frac{\dot{Q}_u}{A_c} = F'(\tau\alpha)_{en} K_{\theta b}(\theta) G_b + F'(\tau\alpha)_{en} K_{\theta d}(\theta) G_d - c_6 u G - c_1 (T_m - T_a) - c_2 (T_m - T_a)^2 - c_3 u (T_m - T_a) + c_4 (E_L - \sigma T^4) - c_5 \frac{dT_m}{dt} \quad (2.3)$$

Onde Q_u é a energia útil do coletor solar, A_c a área do coletor solar, G_b a radiação solar direta incidente no plano do coletor, G_d a radiação solar difusa incidente no plano do coletor, G a radiação solar global incidente no plano do coletor, E_L a radiação de grande comprimento de onda, σ a constante de Stefan-Boltzman, F' o fator de rendimento do coletor, $(\tau\alpha)_{en}$ o produto efetivo dos coeficientes de transmissão e de absorção para a radiação solar direta em incidência normal, u a velocidade do vento, T_m a temperatura média do fluido entre entrada e saída do coletor, T_a a temperatura ambiente e os parâmetros seguintes:

c_1	coeficiente de perdas térmicas a $(T_m - T_a) = 0$	[W/m ² K]
c_2	dependência na temperatura do coeficiente de perdas térmicas	[W/m ² K ²]
c_3	dependência na velocidade do vento do coeficiente de perdas térmicas	[J/m ³ K]
c_4	dependência na temperatura do céu do coeficiente de perdas térmicas	[W/m ² K]
c_5	capacidade térmica efetiva	[J/m ² K]
c_6	dependência na velocidade do vento do rendimento com perdas térmicas	[s/m]
	nulas	
$K_{\theta b}$	modificador do ângulo de incidência para a radiação direta	[-]
$K_{\theta d}$	modificador do ângulo de incidência para a radiação difusa	[-]

A Tabela 2.2 apresenta as condições ambientais dos ensaios que devem ser respeitadas no caso dos métodos da ASHRAE 93 e do método QDT.

Tabela 2.2- Condições de ensaio

Método	ASHRAE 93	Método Quase Dinâmico
Radiação solar [W/m ²]	$> 790 \pm 32$	-
Fração Difusa G_d/G [%]	< 20	-
Velocidade vento [m/s]	$2 < u < 4$	$1 < u < 4$
Temperatura ambiente [°C]	$T_a \pm 1.5$	T_a
Temperatura de entrada [°C]	$T_{in} \pm 0,1$	$T_{in} \pm 1$

Como descrito nos objetivos do trabalho, a ideia inicial era testar esses três modelos, ASHRAE 93, Arranovitch e QDT a partir das medições feito no campo em Miranda do Norte. Devido às modificações no prazo de instalação do sistema, não foi possível realizar essa parte do trabalho. No Anexo 1, os modelos ASHRAE 93 e Arranovitch foram testados a partir de dados experimentais provindos de um trabalho realizado num sistema de coletor solar no Rio de Janeiro.

2.3.2. Correlações Radiação solar global e difusa

Para poder aplicar os modelos de desempenho de um coletor solar apresentados anteriormente, o valor da radiação incidente no plano de uma superfície deve ser conhecido. Na maioria das vezes, as estações meteorológicas medem o valor de radiação global no plano horizontal, e modelos devem ser aplicados para transformar a radiação global em radiação difusa e direta. Muitos autores trabalharam nesses modelos a partir de 1960 exprimindo com funções polinomiais o coeficiente da radiação difusa k_d em função do coeficiente de claridade k_t . Esses modelos são baseados em valores empíricos e envolvem geralmente formulações matemáticas com diversos coeficientes cujos valores dependem da localização geográfica (Dervishi et Mahdavi, 2012). Frente ao grande número de modelos disponíveis na literatura científica, os modelos

apresentados por Duffie & Beckman (2013) são selecionados e testados a fim de determinar qual dos três representa melhor a radiação em Miranda do Norte. Orgill & Hollands (1997) desenvolveram um método a partir de dados de radiação de estações meteorológicas do Canadá. Erbs et al (1982) usaram dados de quatro estações norte-americanas e de uma estação australiana. Finalmente, Reindl et al (1990) usaram dados independentes de estações dos Estados Unidos e da Europa. A partir da revisão bibliográfica, mostrou-se que as correlações propostas por esses três autores foram usadas em diversos trabalhos o que reforçou a decisão de trabalhar com elas.

3. Descrição do sistema e seus principais componentes

O sistema instalado na UTE Gera Maranhão é composto de diversos elementos descritos em seguida. Somente os componentes considerados como mais importantes serão analisados. No Anexo 2, diversos desenhos técnicos descrevem com mais detalhes os elementos da planta. Na análise dos componentes, uma divisão pode ser feita entre os elementos que já existiam na planta, como por exemplo, os motores, e os elementos instalados durante o projeto, como os coletores solares.

3.1. Elementos da planta original

3.1.1. Os motores

Os motores instalados nas plantas Geramar I e Geramar II são motores do fabricante Finlandês Wärtsilä, modelo Wärtsilä 20V32 (Figura 3.1). Cada um desses motores tem uma potência nominal de 8,73 MW. São motores diesel 4 tempos não reversíveis com injeção direta dotados de turbo compressor e um intercooler. A Tabela 3.1 apresenta as principais características desse tipo de motor.

Tabela 3.1- Características do motor Wärtsilä 20V32

Motor Wärtsilä 20V32	
Diâmetro do cilindro	320 mm
Curso	400 mm
Deslocamento do pistão	32,2 L/cilindro
Ângulo do V	55°
Velocidade	720 - 750 rpm
Velocidade média do pistão	9,6 – 10 m/s

Segundo o fabricante, eles são projetados para poder operar com uma grande flexibilidade, podendo trabalhar com regimes de “*starts and stops*” frequentes, o que responde perfeitamente ao perfil da central que é usada como usina geradora de apoio do SIN.

A temperatura de preaquecimento recomendada pelo fabricante é de 70 °C, principalmente para plantas que operam com combustível pesado. A potência mínima requerida para preaquecer os motores de 20 °C até 60 – 70 °C em 10-15 h é de 5 kW/cil. Também é indicado que são necessários em torno 3 kW/cil para manter os motores quentes na faixa de temperatura recomendada.



Figura 3.1- Motor Wärtsilä 20V32 (Fonte: High Tec Finland)

3.1.2. Sistema de preaquecimento dos motores

Na planta original, os motores são preaquecidos por meio de um circuito auxiliar em que uma caldeira gera vapor de água queimando um combustível fóssil. Esse vapor troca calor via um trocador de calor com a água que circula no motor deixando-o a temperatura preconizada pelo fabricante.

3.2. Sistema de coletores solares

O projeto consistiu na instalação de cinco subsistemas independentes de coletores solares que são responsáveis, respectivamente, pelo preaquecimento de

um motor Wärtsilä 20V32 com uma caldeira de recuperação de calor acoplada. Após a partida destes cinco motores, os outros trinta e três das plantas Geramar I e Geramar II são preaquecidos pela energia térmica das caldeiras de recuperação de calor e a suas partidas podem ser iniciadas. A Tabela 3.2 mostra os principais componentes de cada subsistema.

Tabela 3.2 – Principais componentes do sistema de coletores solares

Componente	Fabricante/Modelo	Característica	Quantidade
Coletor Solar	JELLY FISH / JF 20	A=2 m ²	100
Reservatório 5000 L	DOMEL / BICV 5000	V=5000 L	3
Reservatório 3000 L	DOMEL / BICV 3000	V=3000L	1
Trocador de calor	EMMETI / SPES 526	80 placas	1
Motobomba Coletor Solar	Danfoss	Q=8 m ³ /h	2
Motobomba Reservatório 3000 L	Danfoss	Q=8 m ³ /h	2
Motobomba Trocador Calor	Danfoss	Q=8 m ³ /h	2

3.2.1. Coletores solares

Os coletores solares usados são fabricados por JELLY FISH, modelo JF 20 com uma cobertura de vidro. A Tabela 3.3 apresenta as principais características desse coletor solar. A Figura 3.2 mostra os coletores solares instalados na UTE Gera Maranhão.

Tabela 3.3 – Características dos coletores solares (INMETRO, 2016)

Fabricante		Área Externa (m ²)	Produção Média Mensal de energia (kWh/mês.m ²)	Eficiência Energética média (%)	Fr($\tau\alpha$)	FrU _L
JELLY FISH	JF 20	2	79,8	57,8	0,728	6,18



Figura 3.2- Coletores solares montados

3.2.2. Reservatórios

Os reservatórios usados são Armazenadores Térmicos Solares Verticais do fabricante DOMEL. A Tabela 3.4 traz as principais características desses tanques, a Figura 3.3 mostra um desenho técnico dos tanques e na Figura 3.4 é possível ver os reservatórios instalados na UTE Gera Maranhão.

Tabela 3.4 – Características dos reservatórios

Modelo	BCIV 3000 DOMEL	BCIV 5000 DOMEL
Capacidade	3000 L	5000 L
Peso (vazio)	830 kg	1200 kg
H=Altura total	2750 mm	3100 mm
D=Diâmetro externo	1400 mm	1600 mm
Isolamento térmico	Lã de PET ISOSOFT	
Espessura isolamento	80 mm	80 mm
k=Condutividade térmica	0,035 W/mK	

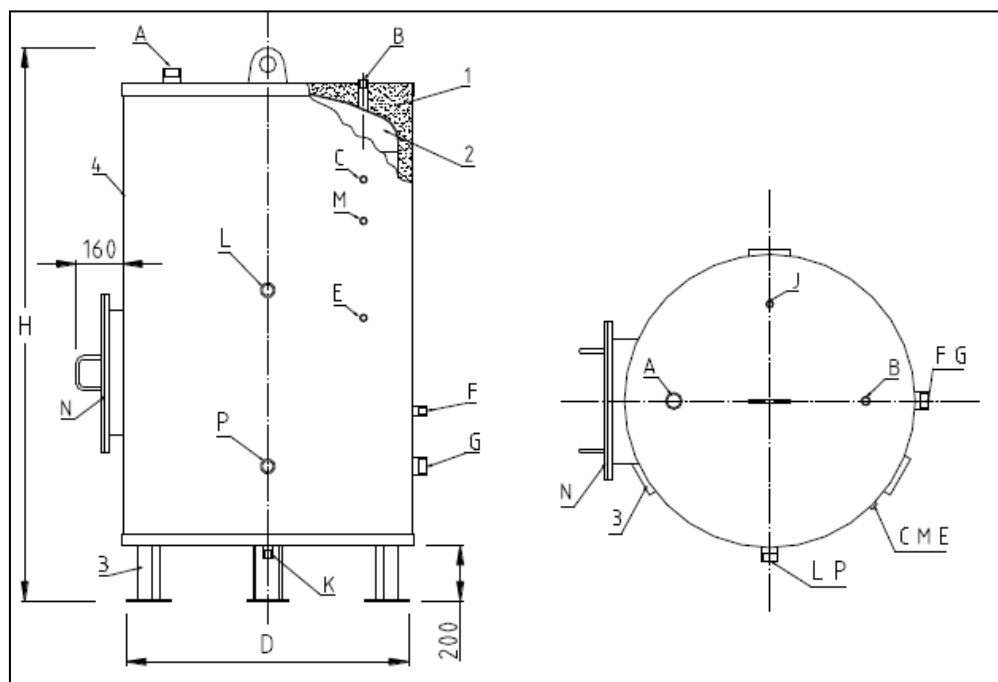


Figura 3.3- Desenho técnico dos reservatórios (Fonte: Domel, 2014)



Figura 3.4- Instalação dos reservatórios solares

3.2.3. Tubulações

Tubos de aço Inox de 2'' de diâmetro são usados para ligar os coletores solares aos tanques de armazenamento. Para diminuir as perdas térmicas ao longo das tubulações, um isolante tipo espuma elastomérica de 1'' de espessura foi instalado como mostrado na Figura 3.5. Esse isolante flexível é indicado para temperaturas entre 50 °C e 120 °C e tem características técnicas resumidas na Tabela 3.5.

Tabela 3.5 – Características das tubulações

Tubulações	
L = Comprimento	600 m
D = Diâmetro	2'' = 50,8 mm
Isolamento térmico	Espuma Elastomérica AF ARMAFLEX
Espessura isolamento	1'' = 25,4 mm
k=Condutividade térmica	0,035 W/mK



Figura 3.5- Tubulações com isolamento térmico

3.2.4.

Trocador de calor

Um trocador de calor permite conectar o sistema térmico dos coletores solares com o circuito de preaquecimento dos motores. Para cada um dos cinco subsistemas, foi instalado um trocador de calor de placas paralelas do fabricante EMMI com características técnicas apresentadas na Tabela 3.6.

Tabela 3.6 – Características do trocador de calor

Trocador de Calor	
Tipo trocador de Calor	EMMI SPES 526
Número de placas	80
Área de troca	4,91 m ²

3.3.

A estação meteorológica

Uma Estação Meteorológica foi instalada no sítio da UTE Gera Maranhão a fim de coletar dados como radiação solar, temperatura ambiente e velocidade do vento do local. Todos os sensores foram fornecidos pelo fabricante Hobeco.

3.3.1. Velocidade do vento

Foi instalada uma torre com um medidor de velocidade e direção do vento tipo WMT703 como ilustrado na Figura 3.6.



Figura 3.6- Medidores de velocidade e direção do vento instalados na torre

3.3.2. Temperatura ambiente

A temperatura ambiente é medida via um Termohigrômetro modelo HMP155.

3.3.3. Radiação global e difusa

Foi instalado um sensor piranômetro tipo CMP21 para a medição da radiação global. A Radiação difusa é medida com um segundo sensor piranômetro CMP22. Uma esfera negra de sombreamento é instalada em cima do medidor para impedir a passagem da radiação direta, o que faz que esse segundo sensor meça somente a radiação difusa. Os sensores são fixos num robô que acompanha o movimento do sol conforme a Figura 3.7. Esse robô rastreador solar é do modelo SOLYS2 com tripé e GPS integrado.



Figura 3.7- Sensores para medição da radiação global e difusa com esfera de sombreamento, fixos em robô SOLYS2

3.3.4. Radiação direta

Foi instalado um sensor pireliômetro para medição da radiação solar direta tipo CHP1. Esse sensor também é fixo no robô para acompanhar o movimento do sol como pode ser observado na Figura 3.8.



Figura 3.8- Sensor de medição da radiação direta

3.3.5. Outras medições

A estação meteorológica também contém sensores para medir a umidade do ar, pressão atmosférica e quantidade de precipitação de chuva.

3.3.6. Sistema de aquisição

Os dados, coletados na UTE Gera Maranhão por meio de um sistema de aquisição MAWS110 da VAISALA são gravados e mandados via Internet por um cabeamento de fibra ótica. Um software desenvolvido pela VAISALA e denominado AWS Client V.08.4 permite acessar esses dados de forma remota. O sistema de aquisição permite receber os dados em forma de arquivos com os valores medidos a cada 1 minuto (L0) ou cada 10 minutos (L10). A Tabela 3.7 apresenta um resumo dos diversos sensores instalados na estação meteorológica assim que as especificações técnicas de cada um desses sensores.

Tabela 3.7 – Resumo dos principais dados coletados pela estação meteorológica

Grandeza Medida	Fabricante	Sensor de Medição	Faixa de aquisição	Precisão
Temperatura Ambiente	Vaisala	HMP155	[-80, +60] °C	0,1 °C
Radiação Solar Global	Kipp&Zonen	CMP21	4000 W/m ²	0,5 %
Radiação Solar Difusa	Kipp&Zonen	CMP22	4000 W/m ²	0,5 %
Radiação Solar Direta	Kipp&Zonen	CHP1	4000 W/m ²	1 %
Velocidade do vento	Vaisala	WMT703	0 – 60 m/s	2 %
Rastreador	Kipp&Zonen	SOLYS 2	[-]	<0,02 °

4. Fundamentos teóricos

Nessa seção, são apresentadas as principais considerações e equações matemáticas usadas para desenvolver a simulação do sistema.

4.1. Coletor solar

Um coletor solar pode ser considerado como o ponto central de qualquer sistema de energia solar térmica e pode ser definido, de forma simplificada, como um trocador de calor que transforma a energia radiativa em calor. Coletores solares planos são usados em sistemas funcionando a temperaturas moderadas, em torno de até 100 °C acima da temperatura ambiente, e são relativamente simples em termos de concepção mecânica. Eles são usados em aplicações como aquecimento de água, sistemas de refrigeração solar ou ainda para aquecimento do ar.

Os principais componentes de um coletor solar plano são:

- a) superfícies absorvedoras da energia solar radiante que transferem a energia para o fluido de trabalho;
- b) superfícies transparentes à radiação solar, posicionadas em cima da superfície absorvedora e cujo papel é reduzir as perdas térmicas devido à convecção e radiação;
- c) tubos em que circula o fluido de trabalho aquecido;
- d) o isolante térmico que limita as perdas de calor por condução e convecção.

A Figura 4.1 ilustra uma seção transversal de um coletor solar plano básico.

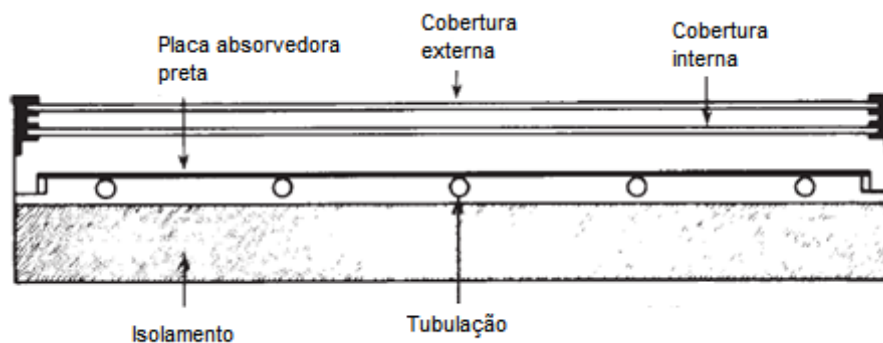


Figura 4.1- Seção transversal de um coletor solar plano (Fonte: Duffie et Beckman, 2013)

Para dimensionar e simular o desempenho de qualquer sistema de energia solar térmico é preciso poder caracterizar a quantidade de energia útil que um dado coletor solar poderá fornecer a partir de condições ambientais conhecidas. Um balanço de energia entre a entrada e a saída do coletor permite definir a energia útil em função da vazão e das temperaturas de entrada e saída:

$$\dot{Q}_u = \dot{m}C_p(T_{fo} - T_{fi}) \quad (4.1)$$

Onde \dot{Q}_u é a energia útil do coletor solar, C_p o calor específico do fluido que circula no coletor, T_{fo} e T_{fi} as temperaturas do fluido, respectivamente na saída e entrada do coletor solar.

Balanços energéticos são usados para relacionar a energia radiante absorvida pelo coletor com as perdas térmicas por convecção, condução e radiação. Em regime permanente, a energia útil de um coletor é a diferença entre a energia solar absorvida e as perdas térmicas (Duffie et Beckman, 2013):

$$\dot{Q}_u = A_c[S - U_L(T_{pm} - T_a)] \quad (4.2)$$

Onde \dot{Q}_u é a energia útil do coletor solar, A_c a área de coleta do coletor solar, S a radiação solar absorvida pelo coletor solar, U_L o coeficiente de perdas térmicas do coletor solar, T_{pm} a temperatura média da placa absorvedora e T_a a temperatura ambiente.

O problema dessa equação é a dificuldade de calcular e medir a temperatura média da placa absorvedora T_{pm} . Modelos foram criados para definir a energia útil de um coletor solar em função de grandezas mais fáceis de medir. Esses modelos baseiam-se na análise do coeficiente global de perda de calor, U_L , e na distribuição da temperatura ao longo do escoamento dentro do coletor. O fator de remoção de calor F_r define uma quantidade que relaciona a energia útil obtida de

um coletor solar com a energia útil máxima possível que seria obtida por ele caso toda a superfície absorvedora estivesse à temperatura de entrada do fluido.

$$F_r = \frac{\dot{m}C_p(T_{fo} - T_{fi})}{A_c[S - U_L(T_{fi} - T_a)]} \quad (4.3)$$

Onde F_r é o fator de remoção de calor do coletor solar.

O fator F_r equivale à efetividade de um trocador de calor convencional e a máxima energia útil possível de um coletor de calor é dada por:

$$\dot{Q}_u = A_c F_r [S - U_L(T_{fi} - T_a)] \quad (4.4)$$

Transmissão, reflexão e absorção da radiação solar por diversos componentes do coletor solar são fatores importantes que influenciam no desempenho de um coletor. O coeficiente efetivo de transmissão-absorção, $(\tau\alpha)$, de um coletor permite relacionar a energia solar absorvida S com a irradiação solar total no plano do coletor G_T . Considerando o fator $(\tau\alpha)$ constante independente da posição angular solar, pode-se assumir que:

$$S = G_T(\tau\alpha) \quad (4.5)$$

E a equação da energia útil do coletor solar em regime permanente se torna:

$$\dot{Q}_u = A_c [F_r(\tau\alpha)G_T - F_r U_L(T_{fi} - T_a)] \quad (4.6)$$

Nessa equação, os parâmetros $F_r(\tau\alpha)$ e $F_r U_L$ são características que dependem do tipo do coletor e são fornecidas pelo fabricante a partir de testes padronizados. Como descrito no item 2.3.1, esses testes ocorrem principalmente em laboratórios com condições de radiação, vazão e temperaturas específicas. No caso de aplicações com condições de funcionamento diferentes das condições do teste, fatores de correções podem ser calculados para incluir essas variações na determinação dos parâmetros $F_r(\tau\alpha)$ e $F_r U_L$. Da mesma forma, correções podem ser calculadas para levar em conta perdas de calor ao longo das tubulações e a forma como foram conectados os coletores solares entre eles.

4.1.1.

Correção de $F_r(\tau\alpha)$ e $F_r U_L$ em função da vazão

Idealmente, os testes padronizados descritos no item 2.3.1 devem ocorrer na mesma vazão que na aplicação. Caso contrário, equações foram desenvolvidas para corrigir os parâmetros $F_r(\tau\alpha)$ e $F_r U_L$ fornecidos pelo fabricante ou pelo laboratório de teste, como por exemplo o INMETRO. O índice *teste* se refere aos valores fornecidos e o índice *CI* se refere ao valor dos coeficientes térmicos

corrigidos para uma vazão de aplicação diferente da vazão dos testes (Duffie et Beckman, 2013):

$$r = \frac{F_r U_L|_{C1}}{F_r U_L|_{teste}} = \frac{Fr(\tau\alpha)|_{C1}}{Fr(\tau\alpha)|_{teste}} \quad (4.7)$$

O fator de correção pode ser calculado pela equação seguinte como indicado em Duffie & Beckman (2013):

$$r = \frac{\frac{\dot{m} C_p}{A_c} \left[1 - \exp \left(- \frac{A_c F' U_L}{\dot{m} C_p} \right) \right]_{C1}}{F_r U_L|_{teste}} \quad (4.8)$$

Onde $F' U_L$ é calculado pela equação:

$$F' U_L = \frac{-\dot{m} C_p}{A_c} \ln \left(1 - \frac{F_r U_L|_{teste} A_c}{\dot{m} C_p} \right) \quad (4.9)$$

4.1.2.

Correção $Fr(\tau\alpha)$ e $FrUL$ para instalação dos coletores solares em série

Quando coletores solares são instalados em série, Figura 4.2, a temperatura de entrada dos coletores não é igual, já que a água que entra no segundo coletor solar foi aquecida passando pelo primeiro coletor solar. Essa mudança na temperatura de entrada impacta na determinação do coeficiente F_r .

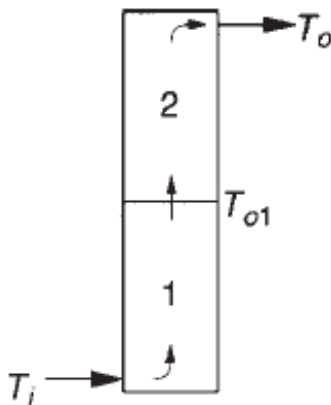


Figura 4.2- Esquema de dois coletores solares em série (Fonte: Duffie and Beckman, 2013)

Uma vez aplicada à correção sobre a vazão apresentada no item anterior, aplica-se a correção para a instalação dos coletores em série representada pelo índice $C2$. Considerando um sistema com N coletores solares idênticos instalados

em série e aplicando um balanço de energia para o conjunto dos coletores solares, usam-se as correções seguintes:

$$Fr(\tau\alpha)|_{c2} = Fr(\tau\alpha)|_{c1} \left(\frac{1 - (1 - K)^N}{NK} \right) \quad (4.10)$$

$$FrU_L(\tau\alpha)|_{c2} = FrU_L(\tau\alpha)|_{c1} \left(\frac{1 - (1 - K)^N}{NK} \right) \quad (4.11)$$

Com

$$K = \frac{A_c FrU_L|_{c1}}{\dot{m} C_p} \quad (4.12)$$

No caso de uma montagem de coletores solares idênticos em paralelo, as energias podem ser somadas. Por exemplo, no caso de dois coletores tem-se:

$$\dot{Q}_u = m_1 C_p (T_{o1} - T_i) + m_2 C_p (T_{o2} - T_i) \quad (4.13)$$

Onde T_i a temperatura de entrada nos coletores e T_{o1} e T_{o2} as temperatura de saída dos coletores solares montados em paralelos.

4.1.3.

Correção $Fr(\tau\alpha)$ e FrU_L para determinação das perdas térmicas ao longo das tubulações

As perdas de calor ao longo das tubulações que ligam os reservatórios aos coletores solares podem ser significantes (Beckman, 1978). Essas perdas de calor impactam na eficiência total do sistema já que a temperatura de entrada do coletor solar e a temperatura de entrada do reservatório térmico são menores do que seriam sem essas perdas. A Figura 4.3 ilustra o perfil de temperatura entre as linhas de conexão e o coletor solar.

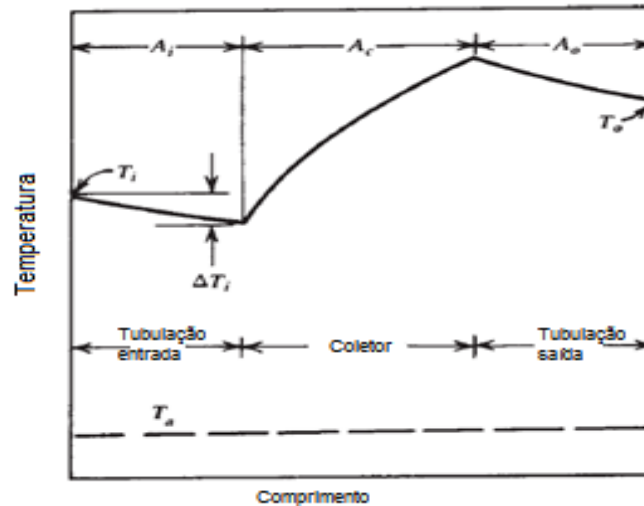


Figura 4.3- Perfil de temperatura ao longo das linhas de conexão entre o reservatório e os coletores (Fonte: Duffie et Beckman, 2013)

Considerando dutos de entrada e saída do sistema de coletores solares, com áreas de transferência de calor, respectivamente, A_i e A_o , e um coeficiente de transferência de calor dos dutos U_d , a equação da energia útil do sistema de coletores solares em regime permanente, eq. (4.6), pode ser utilizada substituindo os parâmetros $F_r(\tau\alpha)$ e $F_r U_L$ corrigidos. Depois das correções $C1$ e $C2$, a correção $C3$ relacionada às perdas térmicas das tubulações é aplicada usando as equações:

$$\frac{Fr(\tau\alpha)|_{C3}}{Fr(\tau\alpha)|_{C2}} = \frac{1}{1 + \frac{U_d A_o}{mC_p}} \quad (4.14)$$

$$\frac{FrU_L|_{C3}}{FrU_L|_{C2}} = \frac{1 - \frac{U_d A_i}{mC_p} + \frac{U_d (A_i + A_o)}{FrU_L|_{C2} A_c}}{1 + \frac{U_d A_o}{mC_p}} \quad (4.15)$$

Com U_d sendo o coeficiente global de troca de calor. Considerando que a maior parte da troca de calor acontece por condução através o isolamento térmico de condutividade térmica k_t e desconsiderando a resistividade térmica das paredes metálicas da tubulação, tem-se:

$$U_d = \frac{2k_t}{D_2 \ln(D_2 / D_1)} \quad (4.16)$$

Onde $D1$ e $D2$ são representados na Figura 4.4

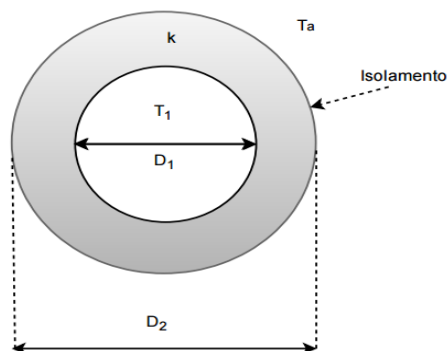


Figura 4.4- Esquema da tubulação com isolamento

4.2. Tanque

Os reservatórios térmicos são componentes que permitem armazenar a energia que será usada para o preaquecimento dos motores. Nesta simulação, considera-se que a temperatura dentro do reservatório é uniforme, ou seja, descartam-se os efeitos de estratificação da temperatura. A capacidade de armazenamento da energia de um reservatório é dada pela relação:

$$\dot{Q}_s = (MC_p)_s \Delta T_s \quad (4.17)$$

Onde Q_s é a energia armazenada no reservatório, M a massa de água dentro do reservatório, C_p o calor específico da água e ΔT_s a variação de temperatura dentro do reservatório como indicado na Figura 4.5.

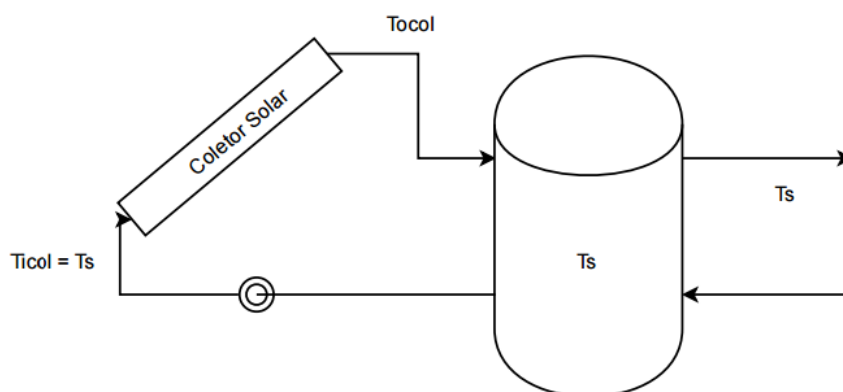


Figura 4.5- Esquema de um conjunto tanque e coletor solar

Um balanço de energia para um tanque com temperatura uniforme permite relacionar a variação de energia interna do reservatório com a entrada e saída de energia e com as perdas térmicas pelas paredes:

$$(MC_p)_s \frac{dT_s}{dt} = Q_u - L_s - (UA)_s (T_s - T'_a) \quad (4.18)$$

Com T'_a sendo a temperatura ambiente na localização do tanque, e T_s a temperatura da água no tanque.

Essa equação deve ser integrada no tempo para determinar o desempenho do reservatório. Devido à complexidade dessa integração, dada a dependência de vários termos com o tempo, precisam-se usar métodos numéricos de integração. Segundo Duffie & Beckman (2013), o método de integração de Euler pode ser aplicado e fornece resultados satisfatórios. Escrevendo:

$$\frac{dT_s}{dt} = \frac{T_s^+ - T_s}{\Delta t} \quad (4.19)$$

e resolvendo a eq. (4.19) para a temperatura do reservatório no final do incremento de tempo, T_s^+ , tem-se:

$$T_s^+ = T_s + \frac{\Delta t}{(MC_p)_s} [Q_u - L_s - (UA)_s (T_s - T'_a)] \quad (4.20)$$

Para poder escrever essa equação considera-se que Q_u , L_s , T'_a e as perdas térmicas não variam durante o intervalo de tempo Δt .

O termo UA corresponde ao coeficiente global de troca de calor do reservatório. Considerando o reservatório como um cilindro no qual a quase a totalidade da perda de calor ocorre pela superfície lateral por condução de calor através o isolamento térmico de condutividade térmica k_r e desprezando a resistividade térmica das paredes metálicas dos tanques, pode ser escrito:

$$(UA)_s = \frac{2\pi k_r H}{\ln \frac{R_2}{R_1}} \quad (4.21)$$

Onde H a altura do reservatório, R_1 e R_2 , os raios internos e externos da parede do tanque incluindo a espessura do isolamento térmico.

4.3.

Trocador de calor

O trocador de calor faz a conexão entre o sistema de aquecimento solar térmico e o sistema principal de aquecimento interno dos motores que funciona com uma caldeira. O método de parâmetros concentrados é usado para determinar

a eficiência do trocador de calor assim como a temperatura de saída dos fluidos. A Figura 4.6 apresenta o perfil de temperaturas dentro do trocador de calor.

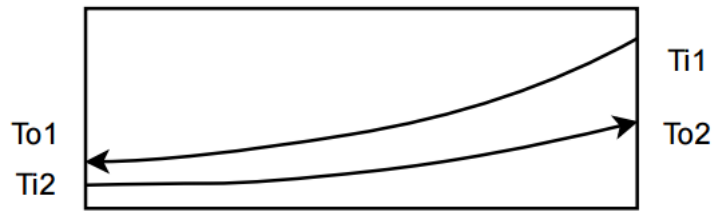


Figura 4.6- Esquema das temperaturas no trocador de calor contracorrente

Considerando um trocador de placas funcionando em contracorrente, a efetividade ε é definida por:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-N(1 - C^*)]}{1 - C^* \exp[-N(1 - C^*)]} \quad (4.22)$$

Com

$$N = NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (4.23)$$

Onde UA é o coeficiente global de troca de calor.

$$C = mC_p \quad (4.24)$$

$$C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (4.25)$$

Conhecendo o valor da efetividade, determinam-se as temperaturas de saída do trocador de calor a partir das equações:

$$m_1 C_p (T_{i1} - T_{o1}) = \varepsilon \cdot C_{\min} (T_{i1} - T_{i2}) \quad (4.26)$$

$$T_{o1} = T_{i1} - \frac{\varepsilon \cdot C_{\min} (T_{i1} - T_{i2})}{m_1 C_p} \quad (4.27)$$

Onde T_{o1} e T_{i1} as temperaturas de saída e entrada do fluido do lado “quente”.

Da mesma forma:

$$T_{o2} = T_{i2} + \frac{\varepsilon \cdot C_{\min} (T_{i1} - T_{i2})}{m_2 C_p} \quad (4.28)$$

Onde T_{o2} e T_{i2} as temperaturas de saída e entrada do fluido do lado “frio”.

4.4. Sistema de equações

A partir das equações teóricas descritas nos itens 4.1, 4.2 e 4.3 e do esquema do sistema representado na Figura 4.7, pode-se escrever um sistema de equações

descrevendo o desempenho do sistema de coletores solares. Esse sistema de equação formando o modelo de simulação é resolvido no Excel via a programação em Visual Basic for Application (VBA). Como ilustrado na Figura 4.7, o sistema piloto pode ser decomposto em dois grandes subsistemas, um sistema que pode ser chamado de sistema solar e o circuito principal de preaquecimento do motor, interligados pelo trocador de calor. O circuito principal de preaquecimento possui uma caldeira que gera o vapor de água que troca calor com o fluido de resfriamento do motor diesel. O sistema solar permite preaquecer esse fluido diminuindo assim a quantidade de energia necessária para alcançar a temperatura desejada na entrada do motor.

4.4.1. Reservatório solar

O sistema é composto por três reservatórios solares de cada um 5000 L. Aplicando a eq.(4.20), a variação da temperatura dos reservatórios solares pode ser calculada pela equação seguinte:

$$T_{rs}^+ = T_{rs} + \frac{\Delta t}{(MC_p)_{rs}} [Q_{urs} - L_{rs} - (UA)_{rs} (T_{rs} - T_a)] \quad (4.29)$$

Com

$$Q_{urs} = A_c [F_r(\tau\alpha)|_{C3} G_T - F_r U_L|_{C3} (T_{rs} - T_a)] \quad (4.30)$$

$$L_{rs} = \dot{m}_2 C_p (T_{rs} - T_{aux}) \quad (4.31)$$

Onde Q_{urs} a energia útil fornecida pelos coletores solares, L_{rs} a carga térmica que sai dos reservatórios solares e o termo $(UA)_{rs}(T_{rs}-T_a)$ as perdas térmicas dos reservatórios solares.

4.4.2. Reservatório auxiliar

Cada sistema possui um reservatório auxiliar fazendo a conexão entre os reservatórios solares e o trocador de calor TCI da Figura 4.7. Esse reservatório auxiliar possui um volume menor que os reservatórios solares. Da mesma forma que para os reservatórios solares, a variação da temperatura do reservatório solar é calculada via a equação seguinte:

$$T_{aux}^+ = T_{aux} + \frac{\Delta t}{(MC_p)_{aux}} [Q_{aux} - L_{aux} - (UA)_{aux} (T_{aux} - T_a)] \quad (4.32)$$

Com

$$Q_{aux} = \dot{m}_2 C_p (T_{rs} - T_{aux}) \quad (4.33)$$

$$L_{aux} = \dot{m}_3 C_p (T_{aux} - T_{oTC1}) \quad (4.34)$$

Onde Q_{aux} é a energia útil fornecida pelos reservatórios solares, L_{aux} a carga térmica que sai do reservatório auxiliar e o termo $(UA)_{aux}(T_{aux}-T_a)$ as perdas térmicas do reservatório auxiliar.

4.4.3.

Trocador de calor

Aplicando as eqs. (4.27) e (4.28) no caso do trocador de calor TC1 apresentado na Figura 4.7, as temperaturas de T_{oTC1} e T_{oTC2} , respectivamente temperaturas de saída do lado “quente” e do lado “frio” são calculadas:

$$T_{oTC1} = T_{aux} - \frac{\varepsilon \cdot C_{\min} (T_{aux} - T_{omot})}{\dot{m}_3 C_p} \quad (4.35)$$

$$T_{oTC2} = T_{omot} + \frac{\varepsilon \cdot C_{\min} (T_{aux} - T_{omot})}{\dot{m}_4 C_p} \quad (4.36)$$

4.4.4.

Energia útil do sistema solar

A energia útil para o aquecimento dos motores da central, fornecida pelo sistema de coletores solares, pode ser calculada pela seguinte equação:

$$\dot{Q}_{usis} = \dot{m}_4 C_p \cdot (T_{oTC2} - T_{omot}) \quad (4.37)$$

Onde \dot{Q}_{usis} é a energia útil fornecida pelo sistema solar para o preaquecimento do motor, T_{oTC2} a temperatura do fluido de preaquecimento do motor saindo do trocador de calor TC1 e T_{omot} a temperatura desejada de preaquecimento do motor.

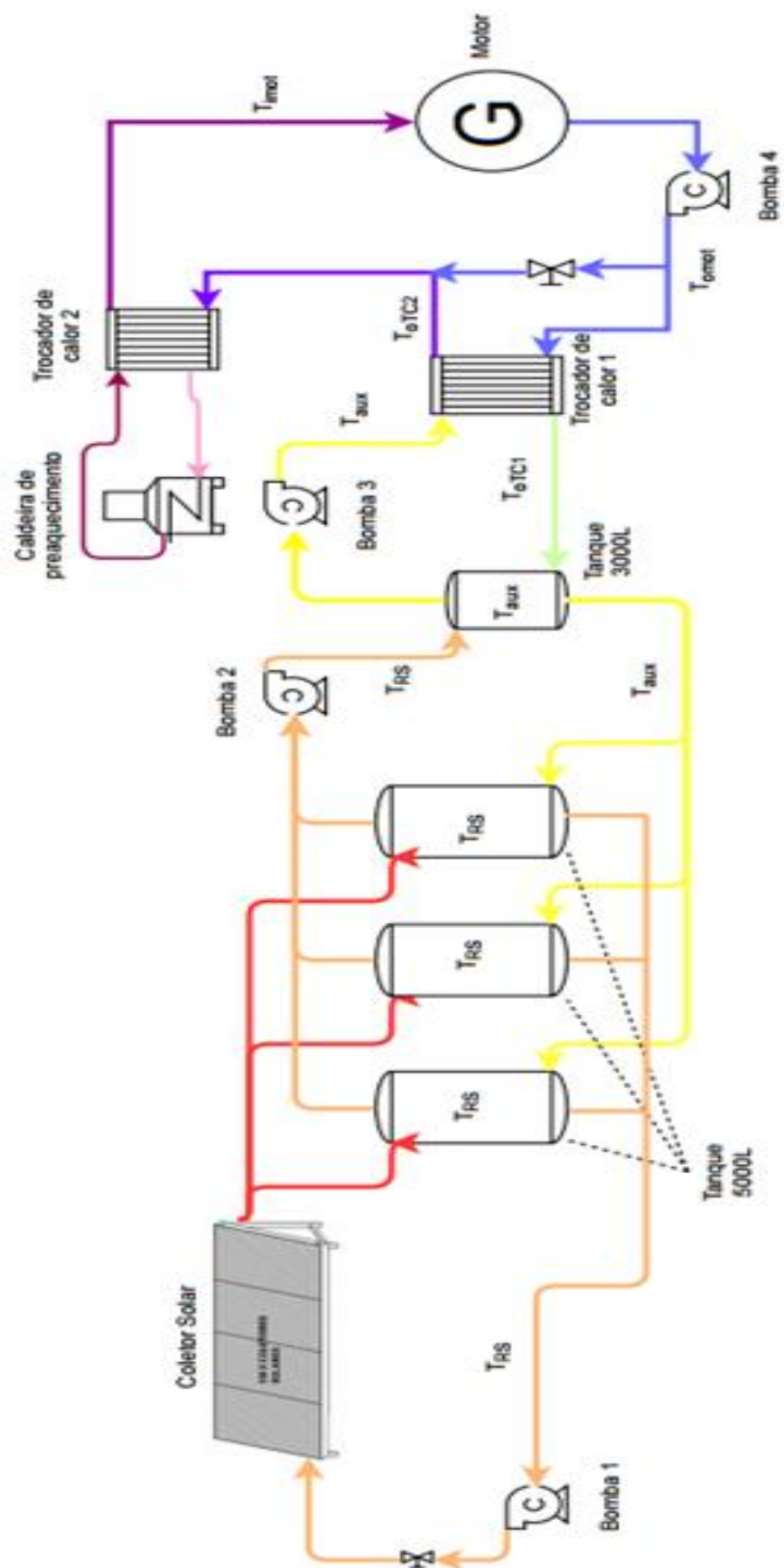


Figura 4.7- Esquema do sistema de preaquecimento dos motores via energia solar

4.5.

Controle do acionamento das bombas do sistema

O sistema de coletores solares é controlado por um programa que permite acionar ou desligar as bombas de circulação da água entre os diversos componentes do circuito. Na simulação, são testados vários cenários de controle a fim de avaliar o impacto no desempenho do sistema do acionamento das bombas em função das condições climáticas. Também são testadas as duas configurações nas quais a central pode se encontrar: motores da UTE parados necessitando o preaquecimento deles (Cenário 1) e motores funcionando para produção de energia elétrica com o sistema auxiliar de preaquecimento parado (Cenário 2).

4.5.1.

Cenário 1: UTE parada

No caso do cenário 1, existem muitas possibilidades de configurar o acionamento dos coletores solares em função das condições ambientais. Na simulação, duas possibilidades são testadas (Cenários 1.1 e 1.2) que se diferenciam pela configuração do acionamento das bombas nº 2 e nº 3. A diferença entre essas duas configurações são descritas nos diagramas de fluxo representados na Figura 4.8 e na Figura 4.9. O objetivo dessa simulação é determinar qual dessas duas configurações proporciona um melhor aproveitamento energético da radiação solar. O principal critério de acionamento da bomba nº 1 é que os coletores solares devem funcionar como fornecedores de energia e sem perder energia. Na prática, isso consiste em acionar a circulação de água no coletor solar quando a temperatura de saída do coletor estiver maior que a temperatura de entrada. Usando as eqs. (4.1) e (4.6), podemos escrever esse critério de forma matemática usando parâmetros conhecidos do sistema.

$$Q_u = \dot{m} C_p (T_o - T_i) = A_c [F_r S - F_r U_L (T_i - T_a)] \quad (4.38)$$

$$T_o - T_i = \frac{A_c [F_r S - F_r U_L (T_i - T_a)]}{\dot{m} C_p} \quad (4.39)$$

$$T_o - T_i > 0 \Rightarrow \frac{A_c [F_r S - F_r U_L (T_i - T_a)]}{\dot{m} C_p} > 0 \quad (4.40)$$

Como A_c e $\dot{m} C_p$ são valores positivos tem-se:

$$\frac{A_c [F_r S - F_r U_L (T_i - T_a)]}{\dot{m} C_p} > 0 \Rightarrow F_r S - F_r U_L (T_i - T_a) > 0 \quad (4.41)$$

E, finalmente, o critério de acionamento da bomba nº 1 torna-se:

$$F_r S > F_r U_L (T_i - T_a) \quad (4.42)$$

Onde o termo $F_r S$ representa a energia absorvida pelo coletor solar e $F_r U_L (T_i - T_a)$ as perdas térmicas do coletor solar.

Para a bomba nº 2, o critério de acionamento consiste em fazer com que o reservatório auxiliar não perca calor para o reservatório solar, ou seja, usando a eq. (4.1):

$$Q_{aux} = \dot{m}_2 C_p (T_{rs} - T_{aux}) \quad (4.43)$$

$$T_{rs} > T_{aux} \quad (4.44)$$

Onde T_{rs} é a temperatura do reservatório solar e T_{aux} a temperatura do reservatório auxiliar.

Para a bomba nº 3, o critério de acionamento obriga a temperatura do reservatório auxiliar a ser maior que a temperatura de saída do motor para poder ligar a bomba

$$T_{aux} > T_{omot} \quad (4.45)$$

Onde T_{aux} é a temperatura do reservatório auxiliar e T_{omot} a temperatura de preaquecimento do motor.

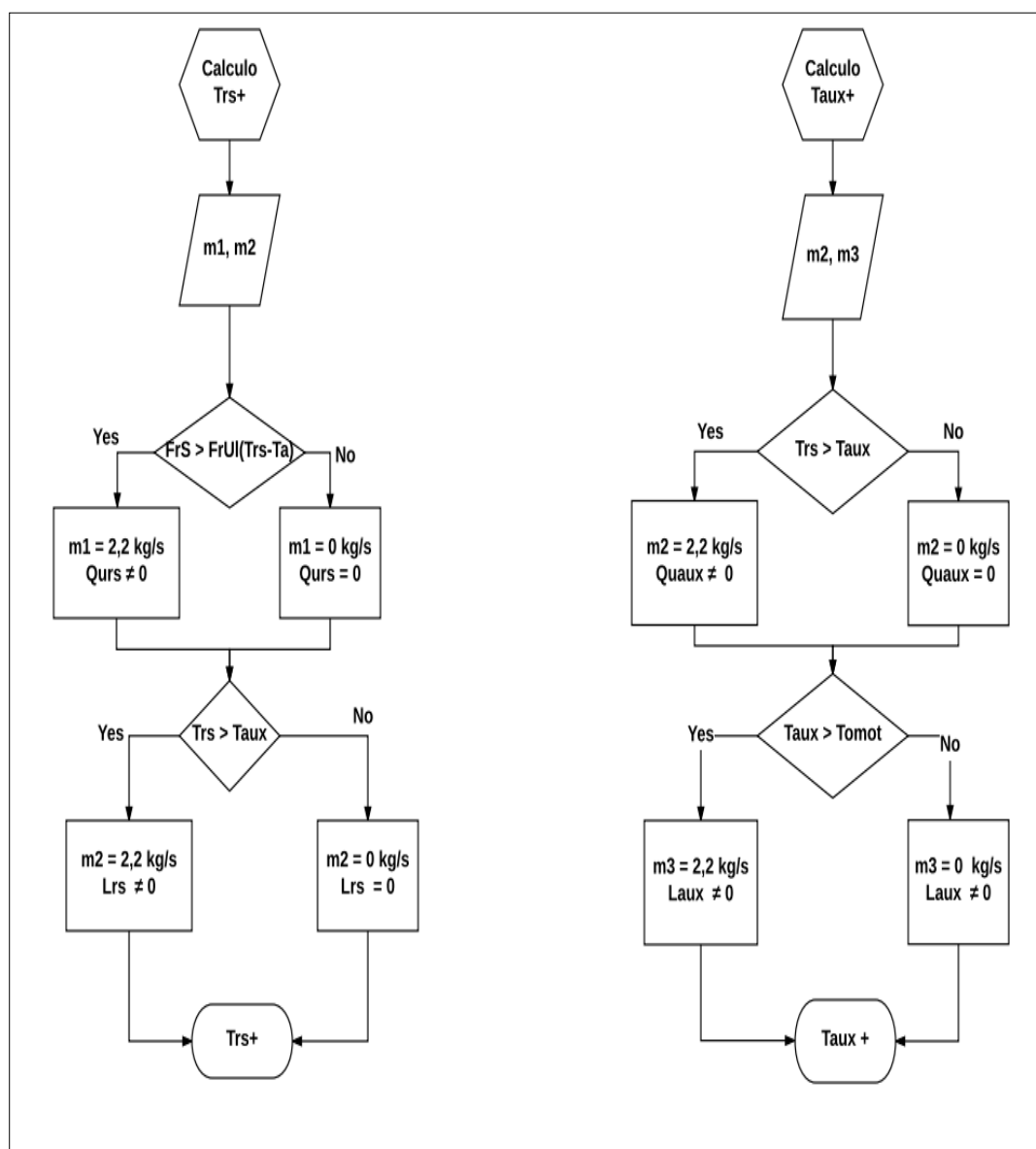


Figura 4.8- Diagrama de fluxo para o cálculo das temperaturas dos reservatórios no cenário 1.1

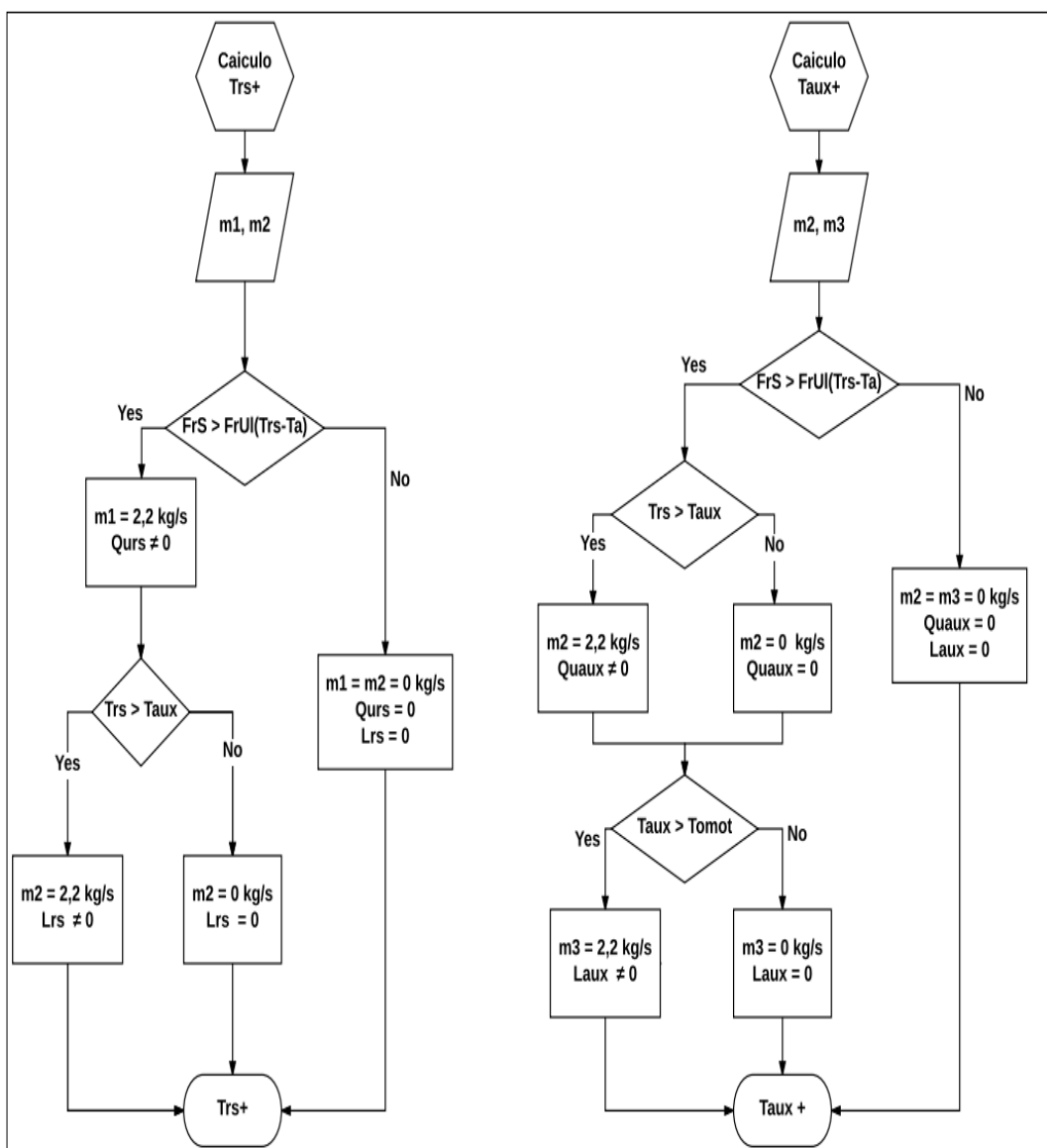


Figura 4.9- Diagrama de fluxo para o cálculo das temperaturas dos reservatórios no cenário 1.2

O acionamento das bombas é representado nos digramas com uma vazão não nula, como por exemplo, $\dot{m}_1 = 2,2 \text{ kg/s}$. Um valor nulo de vazão, por exemplo, $\dot{m}_2 = 0 \text{ kg/s}$ significa que a bomba está parada. O cálculo das temperaturas T_{rs}^+ e T_{aux}^+ é realizado usando respectivamente as eqs. (4.29) e (4.32), usando valores de vazões das bombas definido nos diagramas.

O cálculo das temperaturas de saída do trocador de calor T_{oTC2} e T_{oTC1} é idêntico para os cenários 1.1 e 1.2 como indicado na Figura 4.10.

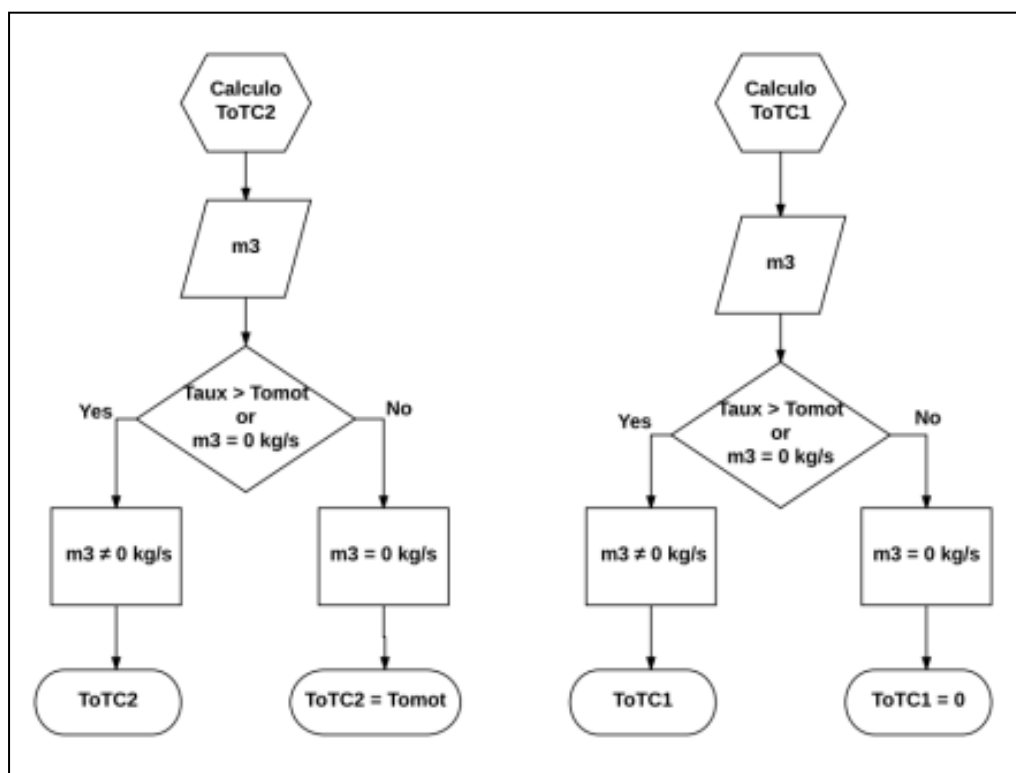


Figura 4.10-Diagrama de fluxo do cálculo das temperaturas de saída do trocador de calor

4.5.2.

Cenário 2: UTE em funcionamento

No caso dos cenários 2, os motores da central se encontram em funcionamento o que faz com que o sistema de preaquecimento esteja “desligado”. O fluido de trabalho dos coletores solares não pode ficar parado durante o dia devido às altas temperaturas que seriam atingidas e que poderiam danificar o coletor solar. Três cenários diferentes são então testados de maneira a determinar a variação das temperaturas do reservatório solar e auxiliar.

O cenário 2.1 consiste em aplicar o cenário 1.1, porém, com as bombas nº 2 e nº 3 desligadas, ou seja, com $\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = 0 \text{ kg/s}$. Os cenários 2.2 e 2.3 consistem em deixar a bomba nº 1 ligada o tempo todo, isso quer dizer, incluindo as horas de noite. A diferença entre o 2.2 e 2.3 fica no acionamento da bomba nº 2, como explicado na Tabela 4.1:

Tabela 4.1- Resumo dos cenários 2.2 e 2.3

Tipo Cenário	\dot{m}_1	\dot{m}_2	\dot{m}_3
Cenário 2.2	Sempre	Nunca	Nunca
Cenário 2.3	Sempre	Se $T_{rs} > T_{aux} \rightarrow \dot{m}_2 = 2,2 \text{ kg/s}$	Nunca

4.6.

Modelos de radiação solar

4.6.1.

Radiação absorvida pelo coletor

A radiação solar pode ser dividida em três componentes:

- Radiação difusa: é a radiação recebida do sol após sua direção ter sido mudada por espalhamento na atmosfera;
- Radiação direta: é a radiação recebida do sol sem que sua direção tenha sido mudada por espalhamento na atmosfera;
- Radiação global: é a soma da radiação difusa e direta recebida numa superfície.

Para determinar o desempenho de um coletor solar, é importante poder determinar a quantidade de energia recebida na sua superfície. Vários modelos existem para tentar quantificar essa quantidade de energia que é uma combinação da radiação direta, difusa e refletida pelo solo. Neste trabalho, será usado o modelo de radiação difusa isotrópica (Liu et Jordan, 1963).

$$G_T = G_b R_b + G_d \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + \rho_g G \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \quad (4.46)$$

Onde G_T , G_b , G_d são respectivamente a radiação incidente total no plano do coletor, a radiação direta incidente no plano do coletor, a radiação difusa incidente no plano do coletor, β é a inclinação do coletor em relação ao plano horizontal,

ρ_g é o fator de reflexão do solo ao redor do coletor, e R_b , a razão da radiação direta numa superfície inclinada em relação a mesma radiação numa superfície horizontal.

$$R_b = \frac{\cos \theta}{\cos \theta_z} \quad (4.47)$$

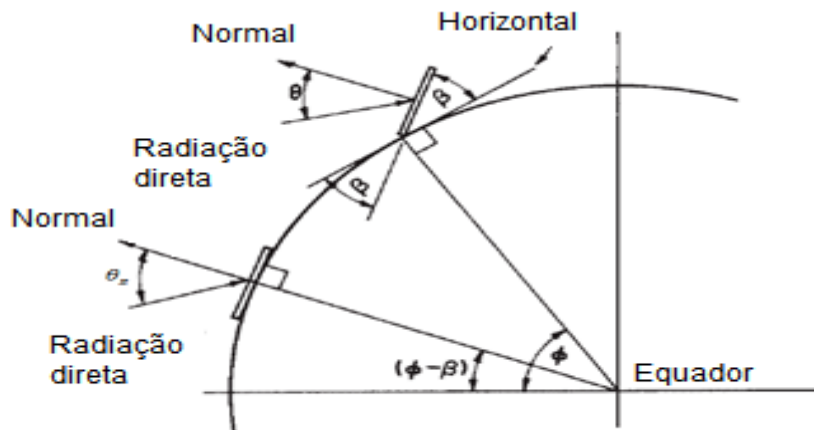


Figura 4.11- Seção transversal da Terra mostrando os diversos ângulos (Fonte: Duffie et Beckman, 2013)

Com os ângulos indicados na Figura 4.11.

θ = ângulo de incidência, ângulo entre a radiação direta e a direção normal da superfície.

θ_z = ângulo do zênite, ângulo entre a radiação direta e a direção normal de uma superfície horizontal.

$$\begin{aligned} \cos \theta = & \sin \delta \sin \varphi \cos \beta - \sin \delta \cos \varphi \sin \beta \cos \gamma + \cos \delta \cos \varphi \cos \beta \\ & + \cos \delta \sin \varphi \sin \beta \cos \gamma \cos \omega + \cos \delta \sin \beta \sin \gamma \sin \omega \end{aligned} \quad (4.48)$$

E com $\beta = 0^\circ$ e $\gamma = 180^\circ$, a eq. (4.48) pode ser reescrita:

$$\cos \theta_z = \cos \delta \cos \varphi \cos \omega + \sin \delta \sin \varphi \cos \beta \quad (4.49)$$

Com

δ = declinação

φ = latitude, positiva para o norte.

ω = ângulo da hora. (negativo de manhã, positivo de tarde).

γ = ângulo do azimute da superfície.

A declinação pode ser calculada via a equação aproximada:

$$\delta = 23,45 \sin\left(360 \frac{284 + n}{365}\right) \quad (4.50)$$

Com n , o número do dia entre 1 e 365.

O ângulo da hora pode ser calculado pela equação:

$$\omega = (L_{ST} - 12) \times 15 \quad (4.51)$$

Com L_{ST} a hora solar local calculada pela equação:

$$L_{ST} = L_{Loc} + 4 \cdot (long_R - long_{Loc}) + E \quad (4.52)$$

Com

L_{loc} = Hora local

$long_R$ = longitude de referência para a faixa horária da localidade

$long_{loc}$ = longitude da localidade

E = Equação do tempo

A equação do tempo pode ser determinada de forma aproximada pela equação:

$$E = 229,2(0,000075 + 0,001868 \cos B - 0,032077 \sin B - 0,014615 \cos 2B - 0,04089 \sin 2B) \quad (4.53)$$

Com

$$B = (n - 1) \frac{360}{365} \quad (4.54)$$

Para poder analisar o desempenho de um coletor solar, é necessário transformar a radiação total incidente no plano inclinado do coletor em radiação absorvida. Usando a eq. (4.46) do modelo de radiação difusa isotrópica e multiplicando cada termo pelo fator transmitância-absorbância respectivo obtém-se a equação:

$$S = G_b R_b (\tau\alpha)_b + G_d (\tau\alpha)_d \left(\frac{1 + \cos(\beta)}{2}\right) + \rho_g G (\tau\alpha)_g \left(\frac{1 - \cos(\beta)}{2}\right) \quad (4.55)$$

Segundo Duffie & Beckaman (2013) pode ser útil considerar um fator transmitância-absorbância médio, $(\tau\alpha)_m$:

$$S = (\tau\alpha)_m G_T \quad (4.56)$$

O ganho de energia de um coletor solar sendo maior quando a radiação direta for grande, a aproximação seguinte pode ser feita:

$$(\tau\alpha)_m \approx 0,96 \cdot (\tau\alpha)_b \quad (4.57)$$

A partir dessas equações e dos valores de radiação global, difusa e direta medidas pela estação meteorológica de Miranda do Norte, a radiação absorvida é calculada. Porém como explicado na introdução, para poder efetuar uma simulação ao longo de um ano, valores de radiação de outras estações são usados.

4.6.2.

Modelos para a radiação difusa e global

As estações automáticas do Instituto Nacional de Meteorologia (INMET) disponibilizam dados de temperatura ambiente e radiação global a cada hora em diversas localidades do Brasil. Como visto na eq. (4.54), para determinar a radiação absorvida pelo coletor é necessário calcular, a partir da radiação global, os valores de radiação direta e difusa.

Como descrito na parte 2.3.2, três das principais correlações usadas na literatura para converter a radiação global em radiação difusa são: Orgill & Hollands (1997), Reindl et al. (1990) e Erbs et al. (1983).

O fator k_t , também chamado de índice de claridade, relaciona a radiação global recebida num plano horizontal com a energia extraterrestre recebida na mesma superfície:

$$k_t = \frac{G_g}{G_o} \quad (4.58)$$

Com G_o , calculada da seguinte forma:

$$G_o = G_{sc} \left[1 + 0,033 \cos \left(\frac{360n}{365} \right) \right] \cos \theta_z \quad (4.59)$$

Com $G_{sc} = 1367 \text{ W/m}^2$

Os três autores citados anteriormente desenvolveram correlações, indicadas na Tabela 4.2, para determinar o fator k_d , em função do fator k_t . O fator k_d relaciona a radiação difusa G_d com a radiação global G_g e pode ser chamado de coeficiente de radiação difusa:

$$k_d = \frac{G_d}{G_g} \quad (4.60)$$

Tabela 4.2- Correlações para modelo da radiação difusa em função da radiação global

Orgill & Hollands	$k_t < 0,35$	$k_d = 1 - 0,249k_t$
	$0,35 \leq k_t \leq 0,75$	$k_d = 1,577 - 1,84k_t$
	$k_t > 0,75$	$k_d = 0,177$
Erbs et al.	$k_t < 0,22$	$k_d = 1 - 0,09k_t$
	$0,22 \leq k_t \leq 0,8$	$k_d = 0,9511 - 0,1604k_t + 4,39k_t^2 - 16,64k_t^3 + 12,34k_t^4$
	$k_t > 0,8$	$k_d = 0,165$
Reindl et al.	$k_t < 0,3$	$k_d = 1,02 - 0,248k_t$
	$0,3 \leq k_t \leq 0,78$	$k_d = 1,45 - 1,67k_t$
	$k_t > 0,78$	$k_d = 0,147$

Uma vez determinado o coeficiente k_d , as radiações difusas e diretas são calculadas usando:

$$G_d = G_g \cdot k_d \quad (4.61)$$

$$G_b = G_g - G_d \quad (4.62)$$

Onde G_d é a radiação difusa, G_g a radiação global e G_b a radiação direta.

4.7.

Método F-CHART

O método F-CHART é uma ferramenta para estimar o desempenho anual de um sistema de aquecimento via energia solar térmica. Ele determina a fração da energia total usada num processo de aquecimento que pode ser trocada por energia solar térmica. O método relaciona essa participação solar com dois parâmetros adimensionais, um correspondendo às perdas de energia do sistema e outro correspondendo à taxa de energia absorvida em relação à carga do sistema.

O F-CHART foi desenvolvido para o sistema específico, apresentado na Figura 4.12, e os parâmetros devem respeitar certos valores como indicados na

Tabela 4.3. Esse sistema possui uma configuração relativamente básica, composto por coletores solares e um trocador de calor que conecta os coletores a um tanque que armazena o fluido preaquecido via energia solar. Um segundo tanque é instalado com um sistema de aquecimento auxiliar caso a temperatura desejada não foi atingida via a energia solar.

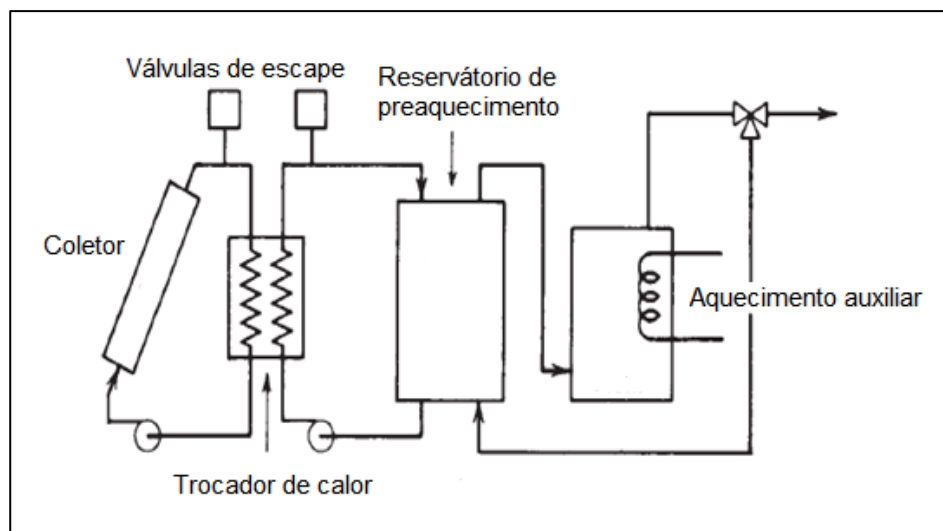


Figura 4.12 - Configuração padronizada de um sistema de aquecimento solar de água para o método F-CHART (Fonte: Duffie et Beckman, 2013)

Tabela 4.3 - Valores padrões usados no método F-CHART (Fonte: Klein et al., 1976)

Parâmetros método F-CHART
$0,6 \leq (\tau\alpha) \leq 0,9$
$5 \leq F'_r A_c \leq 120 \text{ m}^2$
$2,1 \leq U_L \leq 8,3 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$
$30 \leq \beta \leq 90^\circ$

No caso da simulação, podemos perceber que o sistema não corresponde exatamente ao padrão do F-CHART e que alguns parâmetros fogem dos valores recomendados listados na Tabela 4.3. Dentro das divergências entre os dois sistemas, podem ser notadas as diferenças seguintes. No sistema piloto o ângulo de inclinação dos coletores solares β é de 10° , não existe trocador de calor entre os coletores solares e foi instalado um reservatório auxiliar sem fonte de preaquecimento. Apesar dessas diferenças, o F-CHART vai ser usado para determinar a participação solar ao longo de um ano para poder conferir os resultados da simulação desenvolvida com números que servirão como comparativos de ordem de grandeza.

Os coeficientes adimensionais usados no método F-CHART para fluidos de trabalho líquidos são:

$$X = F_r U_L \times \frac{F_r'}{F_r} \times (T_{ref} - \bar{T}_a) \times \Delta t \times \frac{A_c}{L} \quad (4.63)$$

$$Y = F_r (\tau\alpha) \times \frac{F_r'}{F_r} \times \frac{(\overline{\tau\alpha})}{(\tau\alpha)} \times \bar{H} N \times \frac{A_c}{L} \quad (4.64)$$

Com

F_R'	coeficiente de eficiência do trocador de calor entre o coletor solar e o reservatório
Δt	número total de segundos no mês
T_{ref}	temperatura de referência empírica (100 °C)
\bar{T}_a	temperatura ambiente média do mês
L	carga total de energia usada no mês
$\overline{\tau\alpha}$	valor médio mensal do coeficiente transmitância-absorbância
\bar{H}	média diária mensal da radiação incidente no plano do coletor por unidade de área
N	número total de dias no mês

Quando o fluido de trabalho for água, um fator de correção no coeficiente X pode ser aplicado para levar em conta a influência da temperatura mínima aceitável, T_w , e a temperatura desejada, T_m , do sistema.

$$\frac{X_c}{X} = \frac{11,6 + 1,18T_w + 3,86T_m - 3,32T_a}{100 - T_a} \quad (4.65)$$

Onde X é o parâmetro adimensional calculado pela eq. (4.63) e X_c o valor corrigido de X pela eq. (4.65).

Uma vez determinados esses dois parâmetros adimensionais, um polinômio é usado para calcular a participação solar mensal:

$$f_m = 1,029Y - 0,065X_c - 0,245Y^2 + 0,0018X_c^2 + 0,02215Y^3 \quad (4.66)$$

E a participação anual solar pode ser determinada usando a equação:

$$f = \frac{\sum f_{mi} L_i}{\sum L_i} \quad (4.67)$$

5. Simulação e resultados

Nesta seção, os diversos passos da simulação serão apresentados junto com os resultados.

5.1. Seleção da estação INMET no Maranhão

Como explicado no item 1.4.2, os dados disponíveis de radiação solar para Miranda do Norte não cobrem o ano inteiro já que as primeiras medições da estação, instalada na UTE Gera Maranhão datam de novembro de 2016. Para poder processar a simulação ao longo de um ano, valores de radiação das estações automáticas do INMET, geograficamente localizadas perto de Miranda do Norte, foram analisados. Três estações foram selecionadas pela proximidade com Miranda do Norte: São Luís, Bacabal e Buriticupu (Figura 5.1) cujas coordenadas geográficas são dadas na Tabela 5.1.



Figura 5.1- Mapa das estações automáticas do INMET e Miranda do Norte

Tabela 5.1- Localização geográfica das estações automáticas do INMET e da cidade de Miranda do Norte

Estação	Miranda do Norte	São Luís	Bacabal	Buriticupu
Latitude	3,56 S	2,53 S	4,22 S	4,48 S
Longitude	44,58 W	44,28 W	44,78 W	46,32 W

As estações do INMET dão os valores de radiação global em kJ/m^2 e temperatura ambiente em $^{\circ}\text{C}$ a cada hora. A partir desses dados foi calculada a radiação global média diária mensal por unidade de área em MJ/dia.m^2 e a temperatura ambiente média mensal em $^{\circ}\text{C}$ para os meses de novembro, dezembro, janeiro e fevereiro, que correspondem aos meses de funcionamento da estação meteorológica da UTE de Gera Maranhão. Os valores de radiação disponíveis na UTE são valores de radiação média em W/m^2 e foram convertidos também em valores de radiação diária mensal por unidade de área. A Tabela 5.2 apresenta esses valores:

Tabela 5.2- Valores de radiação global e temperatura ambiente

	I [MJ/dia.m2]							T [°C]						
	Miranda	Buritcupu	E (%)	Bacabal	E (%)	São Luis	E (%)	Miranda	Buritcupu	E (%)	Bacabal	E (%)	São Luis	E (%)
Jan	16,14	15,98	1,00%	18,07	11,98%	14,34	11,13%	26,24	25,46	2,97%	26,72	1,80%	26,87	2,37%
Fev	15,52	16,86	8,65%	19,21	23,80%	14,88	4,12%	25,70	25,43	1,05%	26,50	3,10%	26,04	1,31%
Nov	18,96	18,89	0,35%	20,24	6,78%	18,68	1,43%	29,27	28,65	2,14%	30,25	3,35%	28,21	3,62%
Dez	16,16	16,28	0,75%	17,54	8,55%	16,36	1,25%	27,65	27,24	1,49%	28,45	2,88%	27,86	0,74%
Média	16,69	17,00	2,69%	18,77	12,78%	16,07	4,48%	27,22	26,70	1,91%	27,98	2,78%	27,24	2,01%

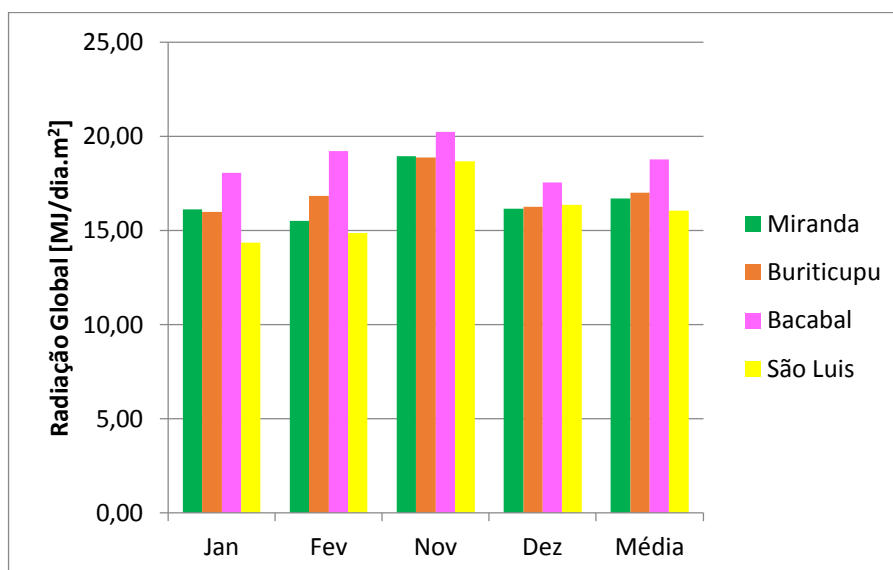


Figura 5.2- Valores de radiação global para as diversas estações meteorológicas

O erro relativo, calculado pela eq. (5.1), foi usado como critério de seleção entre as três estações. Como indicam os resultados da Tabela 5.2, a estação de Buritcupu tem os valores mais próximos em termos de radiação solar global e de temperatura com erros relativos médios de, respectivamente, 2,69 % e 1,91 % para os quatro meses da comparação. Consequentemente, os valores de radiação

da estação de Buriticupu são usados para simular o desempenho do sistema ao longo de um ano.

$$|E| = \frac{|Y_{ref} - Y_i|}{Y_{ref}} \times 100 \quad (5.1)$$

Onde E o erro relativo, Y_{ref} é o valor de referência de Miranda do Norte e Y_i o valor das estações do INMET.

5.2.

Seleção da correlação para o modelo de radiação difusa

Uma vez a estação do INMET selecionada, precisa-se escolher uma correlação, dentro dos três modelos selecionados no item 4.6.2, que transforma a radiação global em radiação difusa e direta, a fim de poder calcular a radiação absorvida pelo coletor solar via a eq.(4.55).

A seleção da correlação para o modelo de radiação difusa é desenvolvida com os dados medidos da estação da UTE Gera Maranhão para os meses de novembro e dezembro. Ocorreu um problema de medição da radiação difusa e da radiação direta para os meses de janeiro e fevereiro fazendo que somente os dados de novembro e dezembro eram disponíveis para comparar as correlações selecionadas com os dados experimentais. A partir do valor da radiação global medida e do cálculo da radiação extraterrestre o coeficiente k_t é calculado. Usando esse valor, o coeficiente k_d é determinado para os três modelos Orgill, Erbs e Reindl como ilustrado na Tabela 4.2.

O coeficiente k_{dexp} experimental é determinado usando os valores experimentais da radiação global e difusa via a eq.(4.61).

$$MSE = \frac{1}{n} \sum (Y_{ref} - Y_i)^2 \quad (5.2)$$

Finalmente o valor do k_{dexp} é comparado com o valor do k_d dos modelos de Orgill, Erbs e Reindl usando o critério de erro relativo médio e o erro quadrático médio (Mean Square Error, MSE, eq. (5.2)) como apresentado na Tabela 5.3.

Tabela 5.3 - Resultados das correlações de k_d

Resultados Correlações K_d						
	Orgill		Erbs		Reindl	
	Erro Relativo [%]	MSE [W/m^2] ²	Erro Relativo [%]	MSE [W/m^2] ²	Erro Relativo [%]	MSE [W/m^2] ²
Nov	12,67%	2120,26	13,05%	2316,31	12,31%	1940,07
Dez	11,63%	2151,22	12,04%	2396,93	11,39%	2051,39
Média	12,15%	2135,74	12,55%	2356,62	11,85%	1995,73

A Figura 5.3 apresenta o coeficiente k_d em função do coeficiente k_t para os três modelos e valores experimentais.

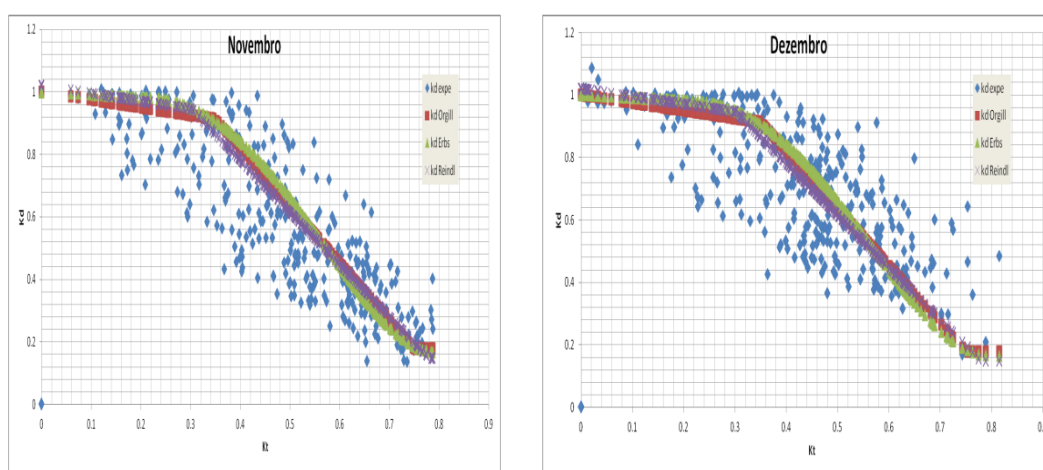


Figura 5.3- Valores dos coeficientes k_d para os modelos Orgill, Reindl e Erbs e os dados experimentais

A partir dos resultados da Tabela 5.3 e da Figura 5.3, pode-se concluir que os três modelos apresentam resultados muito próximos. Por possuir um erro relativo médio menor, o modelo de Reindl será selecionado para as próximas etapas da simulação.

5.3. Determinação dos parâmetros da simulação

Com a estação do INMET e a correlação da radiação difusa selecionadas, a simulação de desempenho do sistema de preaquecimento dos motores via energia solar pode ser realizada. A partir do sistema de equações desenvolvido no item 4.4.4, determina-se a participação mensal da energia solar no preaquecimento dos

motores da UTE Gera Maranhão. As hipóteses e os parâmetros usados na simulação são detalhados em seguida.

5.3.1.

Carga térmica para o aquecimento do motor

Para determinar a participação da energia solar, precisa-se saber a carga necessária para o preaquecimento dos motores. Considerando as recomendações técnicas do fabricante e as informações dadas pelos funcionários da UTE Gera Maranhão define-se a carga de preaquecimento:

$$L = \dot{m}_4 C_p (T_{imot} - T_{omot}) = \dot{m}_4 C_p \Delta T_{mot} \quad (5.3)$$

Onde L é a carga térmica de aquecimento do motor, T_{imot} e T_{omot} as temperaturas da água de aquecimento do motor na sua entrada e saída.

Com

$$\Delta T_{mot} = 6 \text{ °C e } \dot{m}_4 = 9,7 \text{ m}^3/\text{h} = 2,69 \text{ kg/s}$$

$$L = 2,69 \times 4180 \times 6 = 67,57 \text{ kW}$$

Essa carga L , corresponde a uma potência média por cilindro, de 3,37 kW/cil valor que pode ser comparado com os 3 kW/cil indicado pelo fabricante como a potência média para manter os motores preaquecidos. Por ser próxima da carga de referência, o valor de $L = 67,57 \text{ kW}$ é adotado para a simulação do sistema.

5.3.2.

Conjunto de coletores solares

O sistema de preaquecimento do motor via energia solar térmica é composto de 100 coletores solares, cada um com um área de 2 m^2 , instalados como indicado na Figura 5.4. Foram feitas 10 linhas paralelas de coletores, divididas em dois conjuntos em série, de cinco coletores em paralelo, como ilustrado na Figura 5.5.

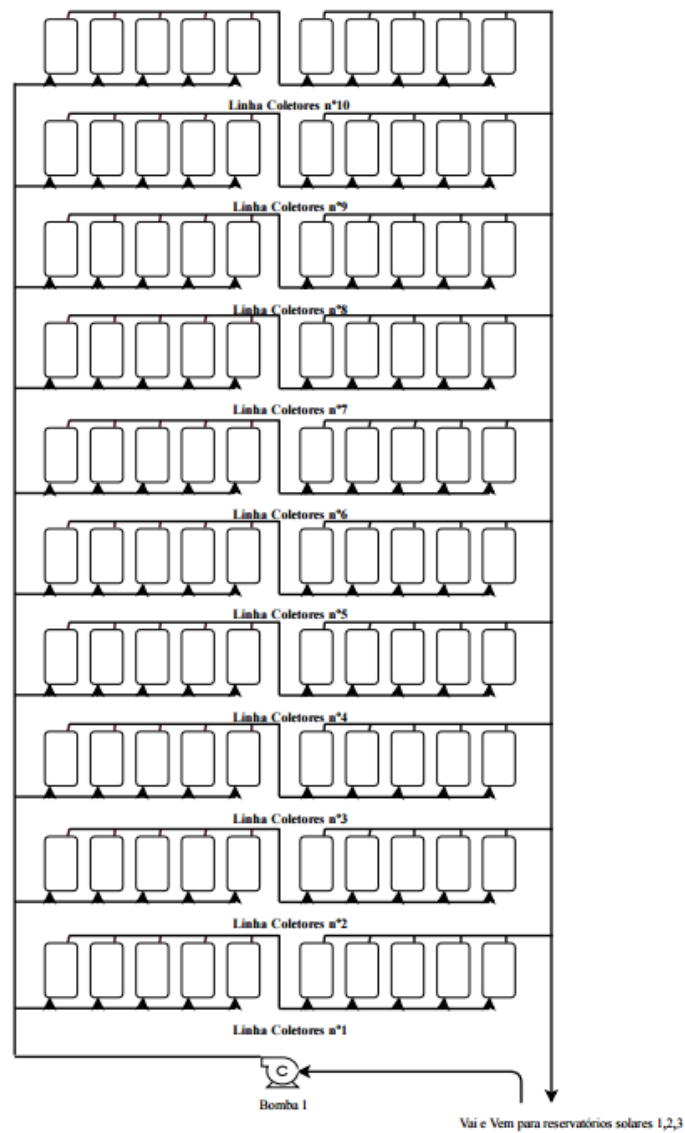


Figura 5.4-Esquema da instalação do conjunto de 100 coletores solares

Como indicado no relatório de Ensaios do Coletor Solar JF 20 (2014), a vazão usada durante os ensaios de determinação dos coeficientes $F_R(\tau\alpha)$ e $F_r U_L$ é igual a $1,2 \text{ L/min} \cdot \text{m}^2 = 0,04 \text{ kg/s}$. Na planta, usando um simples balanço de massa, calcula-se a vazão de circulação da água em cada coletor solar, \dot{m}_{col} , a partir da vazão de circulação da bomba n°1, \dot{m}_1 : $\dot{m}_{\text{col}} = \frac{\dot{m}_1}{10 \cdot 5} = \frac{2,22}{50} = 0,04 \text{ kg/s}$. Como a vazão de ensaio e a vazão de projeto dos coletores solares são iguais, os coeficientes $F_R(\tau\alpha)$ e $F_r U_L$ não precisam ser corrigidos pela eq. (4.7).

Para poder levar em consideração os efeitos da instalação em série dos coletores solares, uma nova configuração de instalação, equivalente em termos de energia produzida, é criada a partir da configuração inicial mostrada na Figura 5.5.

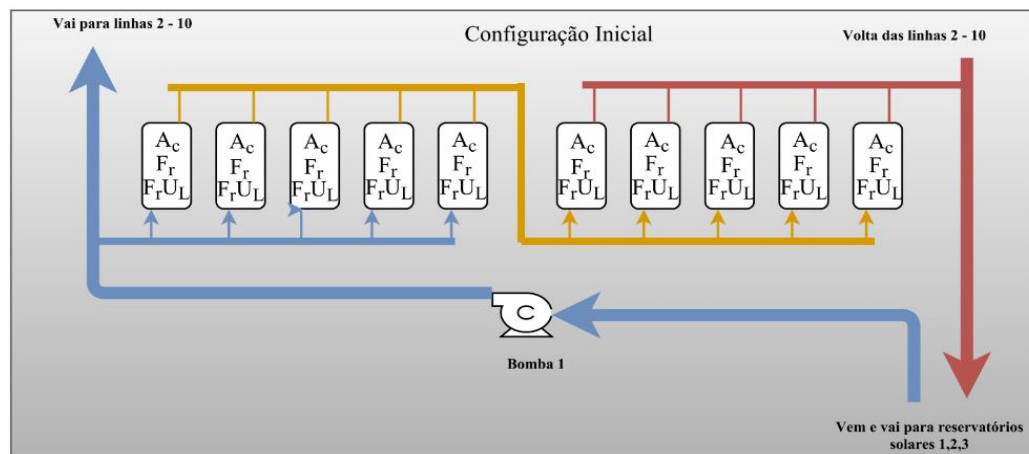


Figura 5.5 - Esquema da instalação de uma linha de coletores solares

Primeiramente, para cada linha de 10 coletores solares, o conjunto de cinco coletores em paralelo pode ser tratado como um único coletor solar, cuja superfície e vazão são recalculadas e com os coeficientes $F_R(\tau\alpha)$ e $F_r U_L$ iguais à configuração inicial. Fazendo isso, obtém-se a configuração intermediária da Figura 5.6.

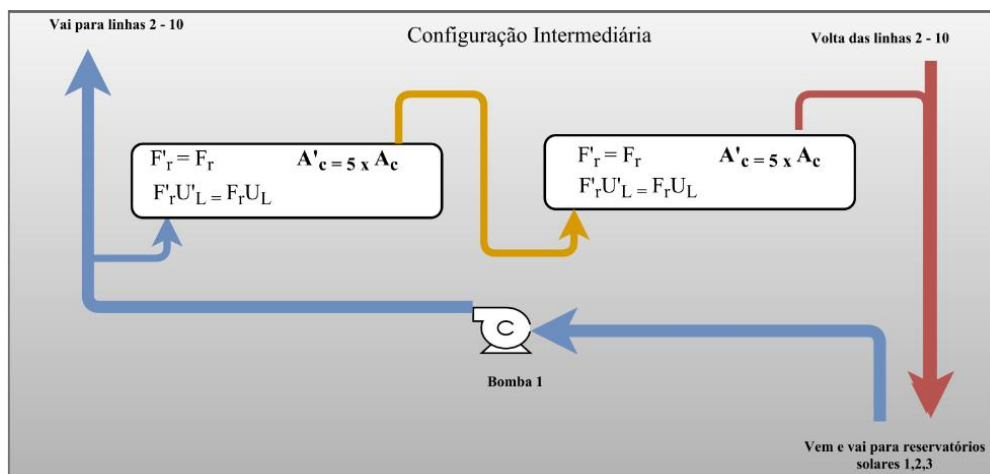


Figura 5.6- Esquema dos coletores solares na configuração intermediária para a simulação

Depois, os dois novos coletores solares em série de cada linha podem ser considerados com um novo coletor solar de superfície maior e com os coeficientes $Fr(\tau\alpha)|_{C2}$ e $FrU_L|_{C2}$ corrigidos a partir das eqs. (4.10) e (4.11). Isso leva a configuração de simulação apresentada na Figura 5.7.

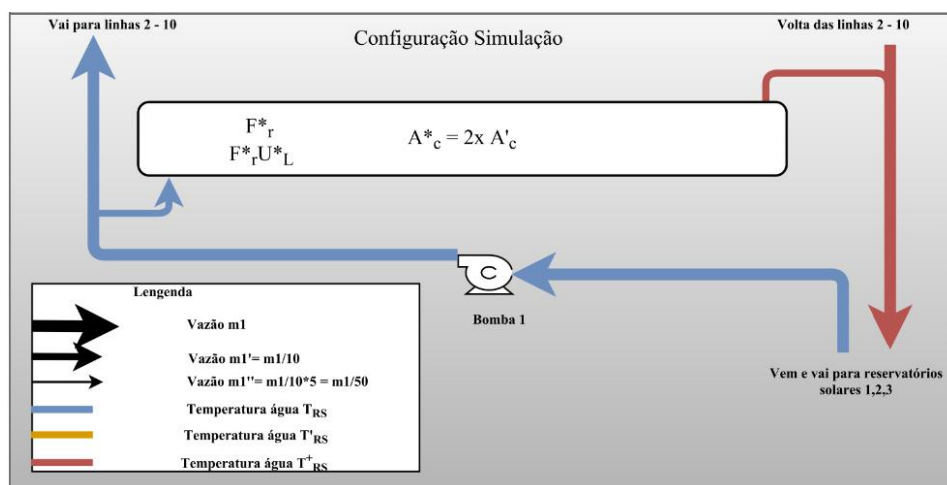


Figura 5.7- Esquema do coletor solar equivalente final para a simulação

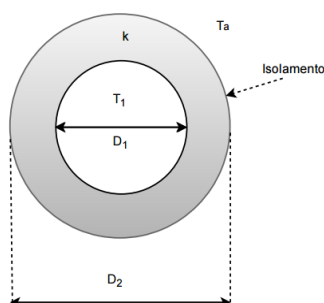
A Tabela 5.4 apresenta o valor dos diversos parâmetros referentes aos coletores solares para as três configurações: Inicial, Intermediária, Simulação:

Tabela 5.4- Valores dos parâmetros para a simulação do conjunto de coletores solares

Configuração	Inicial Fabricante	Intermediária Correção C1	Simulação Correção C2
Número Coletores	100	20	10
Área Coletores [m ²]	2	10	20
Área Total [m ²]	200	200	200
Vazão bomba nº 1 [kg/s]	2,22	2,22	2,22
Vazão no coletor [kg/s]	0,044	0,22	0,22
$F_R(\tau\alpha)$	0,728	0,728	0,704
$F_R U_L$	6,180	6,180	5,974

Usando as eqs. (4.14) e (4.15), os valores de $Fr(\tau\alpha)|_{C2}$ e $FrU_L|_{C2}$ calculados para a nova configuração de simulações são corrigidos para levar em consideração as perdas térmicas ao longo das tubulações que levam o fluido dos coletores solares aos reservatórios e dos reservatórios aos coletores solares. Um isolamento térmico é usado ao longo das tubulações para diminuir essas perdas de calor. A Tabela 5.5 apresenta os principais parâmetros das tubulações e do isolamento.

Tabela 5.5- Parâmetros das tubulações e isolamento



Tubulações e isolamento	
L= comprimento [m]	2 x 300
k isolante térmico [W/m.k]	0,035
D1 [mm]	50,8
D2 [mm]	101,6

A partir dos dados da Tabela 5.5 e da eq. (4.16), calcula-se o coeficiente global de troca de calor da tubulação:

$$U_d = \frac{2 \times 0,035}{101,6 \times 10^{-3} \times \ln\left(\frac{101,6}{50,8}\right)} = 0,994 \text{ W/m}^2\text{K}$$

E com as eqs. (4.14) e (4.15) determinam-se os valores corrigidos de $Fr(\tau\alpha)|_{C3}$ e $FrU_L|_{C3}$ apresentados na

Tabela 5.6:

Tabela 5.6- Valores para o cálculo da correções dos coeficientes $Fr(\tau\alpha)|_{C3}$ e $FrU_L|_{C3}$

Parâmetros	
L = comprimento [m]	600
Ud	0,994
Ac [m2]	200
Ai = Ao [m2]	95,75
$Fr(\tau\alpha) _{C2}$	0,704
$FrU_L _{C2}$	5,974
\dot{m} [kg/s]	2,22

Com $A_i = A_o = \frac{\pi D_2 L}{2}$, a superfície de troca de calor ao longo das tubulações respectivamente da linha de entrada e saída do coletor, cada uma com 300m de comprimento.

$$\frac{F_R(\tau\alpha)|_{C3}}{F_R(\tau\alpha)|_{C2}} = \frac{1}{1 + \frac{0,994 \times 95,75}{2,22 \times 4180}} = 0,989$$

$$\frac{F_R U_L|_{C3}}{F_R U_L|_{C2}} = \frac{1 - \frac{0,994 \times 95,75}{2,22 \times 4180} + \frac{0,994(95,75 + 95,75)}{5,974 \times 95,75}}{1 + \frac{0,994 \times 95,75}{2,22 \times 4180}} = 1,132$$

Finalmente obtêm-se os coeficientes finais para a simulação:

$$F_r(\tau\alpha)|_{c3} = 0,989 \times 0,704 = 0,696$$

$$F_r U_L|_{c3} = 1,132 \times 5,974 = 6,762 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Considerando o conjunto de 10 coletores equivalentes montados em paralelo, cujos parâmetros foram calculados anteriormente, a energia útil do sistema de coletores solares pode ser calculada pela equação:

$$Q_u = 10 \times A_c [F_r(\tau\alpha)|_{c3} G_T - F_r U_L|_{c3} (T_i - T_a)]$$

Com $A_c = 20 \text{ m}^2$, $F_r(\tau\alpha)|_{c3} = 0,696$ e $F_r U_L|_{c3} = 6,762 \text{ W/m}^2\text{K}$.

5.3.3.

Coeficiente global de troca de calor dos tanques

A partir da descrição dos reservatórios realizada no item 3.2.2, o coeficiente global de troca de calor $(UA)_T$ é encontrado. Lembrando que para essa simulação foi feita a hipótese que a perda de calor dos reservatórios ocorre principalmente por condução através das paredes laterais, desconsiderando a troca de calor por convecção e a resistividade térmica das paredes metálicas dos tanques.

Tabela 5.7- Cálculo do coeficiente global de troca de calor dos tanques

Reservatórios		
Modelo	3000 L	5000 L
H [mm]	2750	3100
D ₁ [mm]	1120	1440
D ₂ [mm]	1400	1600
k [W/m.°C]	0,035	
(UA) _T [W/°C]	2,71	6,47

5.3.4.

Eficiência do trocador de calor

Para determinar a eficiência do trocador de calor, precisa-se determinar o coeficiente global de troca de calor. Nessa simulação, o trocador de calor trabalha dos dois lados com água. O coeficiente global de troca de calor pode ser determinado usando a equação, pois a resistência térmica da parede é desprezível:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2} \quad (5.4)$$

Considerando valores médios achados na literatura, usa-se $h_1 = h_2 = 3500 \text{ W/m}^2\text{K}$. Conhecendo o valor da área de troca de calor, $A_{TC} = 4,91 \text{ m}^2$, encontra-se o coeficiente global de troca de calor:

$$(UA)_{TC} = 4,91 \times \frac{1}{\frac{1}{3500} + \frac{1}{3500}} = 8592,5 \text{ W/K}$$

Também se calcula:

$$C_{min} = \min\{\dot{m}_3 C_p; \dot{m}_4 C_p\} = \min\{2,22 \times 4180; 2,69 \times 4180\}$$

$$C_{min} = 9288,9 \text{ W/K}$$

E

$$N = NTU = \frac{8592,5}{9288,9} = 0,925$$

Finalmente, usando a eq. (4.22), encontra-se o valor da eficiência do trocador de calor:

$$\varepsilon = 0,50$$

5.4.

Simulação do sistema

Todos os parâmetros necessários para a simulação do sistema foram determinados nos itens anteriores, e as simulações podem ser processadas. Como descrito na introdução, o principal objetivo da simulação é determinar a participação da energia solar térmica no processo de preaquecimento dos motores. A carga de preaquecimento foi calculada no item 5.3.1. Considerando que as temperaturas T_{oTC2} e T_{omotb} , respectivamente, as temperaturas de saída do trocador

de calor da caldeira (ver Trocador de Calor 2 na Figura 4.7) e do motor, calcula-se a energia disponível pelo sistema de energia solar

$$\dot{Q}_{usis} = \dot{m}_4 C_p (T_{oTC2} - T_{omot}) \quad (5.5)$$

A temperatura T_{oTC2} tem por limite inferior T_{omot} , que corresponde a uma participação nula do sistema solar e um limite superior T_{imot} que corresponde a uma participação de 100 % do sistema solar em relação a carga L .

A carga L sendo a soma da energia do sistema solar e da caldeira, determina-se a participação do sistema solar no preaquecimento dos motores pela equação:

$$f = \frac{\dot{Q}_{usis}}{L} \times 100 \quad (5.6)$$

É essa participação f que será avaliada como critério principal para a seleção e validação dos resultados.

5.4.1.

Avaliação dos cenários 1.1 e 1.2

A partir dos dados climáticos da estação de Miranda do Norte e dos parâmetros definidos no item 5.3, os cenários 1.1 e 1.2 descritos no item 4.5.1 são testados. A Figura 5.8 apresenta a avaliação da participação solar em Miranda do Norte para os meses de novembro, dezembro, janeiro e fevereiro em função do tipo de cenário escolhido.

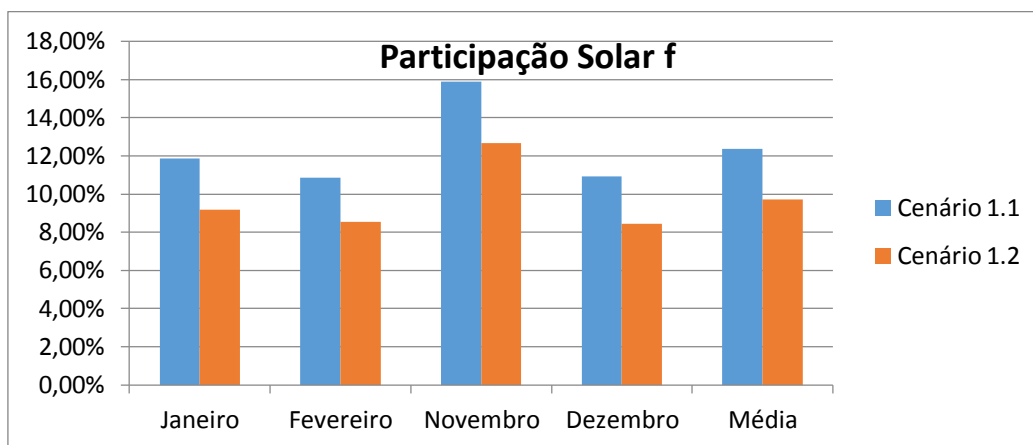


Figura 5.8-Participação da energia do sistema solar me Miranda do Norte para os cenários 1.1 e 1.2

A análise desse resultado mostra que o cenário 1.1 parece mais eficiente para aproveitar a radiação solar e transformá-la em energia útil para o preaquecimento do motor. Como explicado no item 4.5.1, a diferença entre os cenários 1.1 e 1.2 encontra-se nos critérios de acionamento das bombas n° 2 e n°

3. A Figura 5.9 descreve a evolução das temperaturas em diversos pontos do sistema, respectivamente para o cenário 1.1 e o cenário 1.2, nos dias 1 e 2 de novembro.

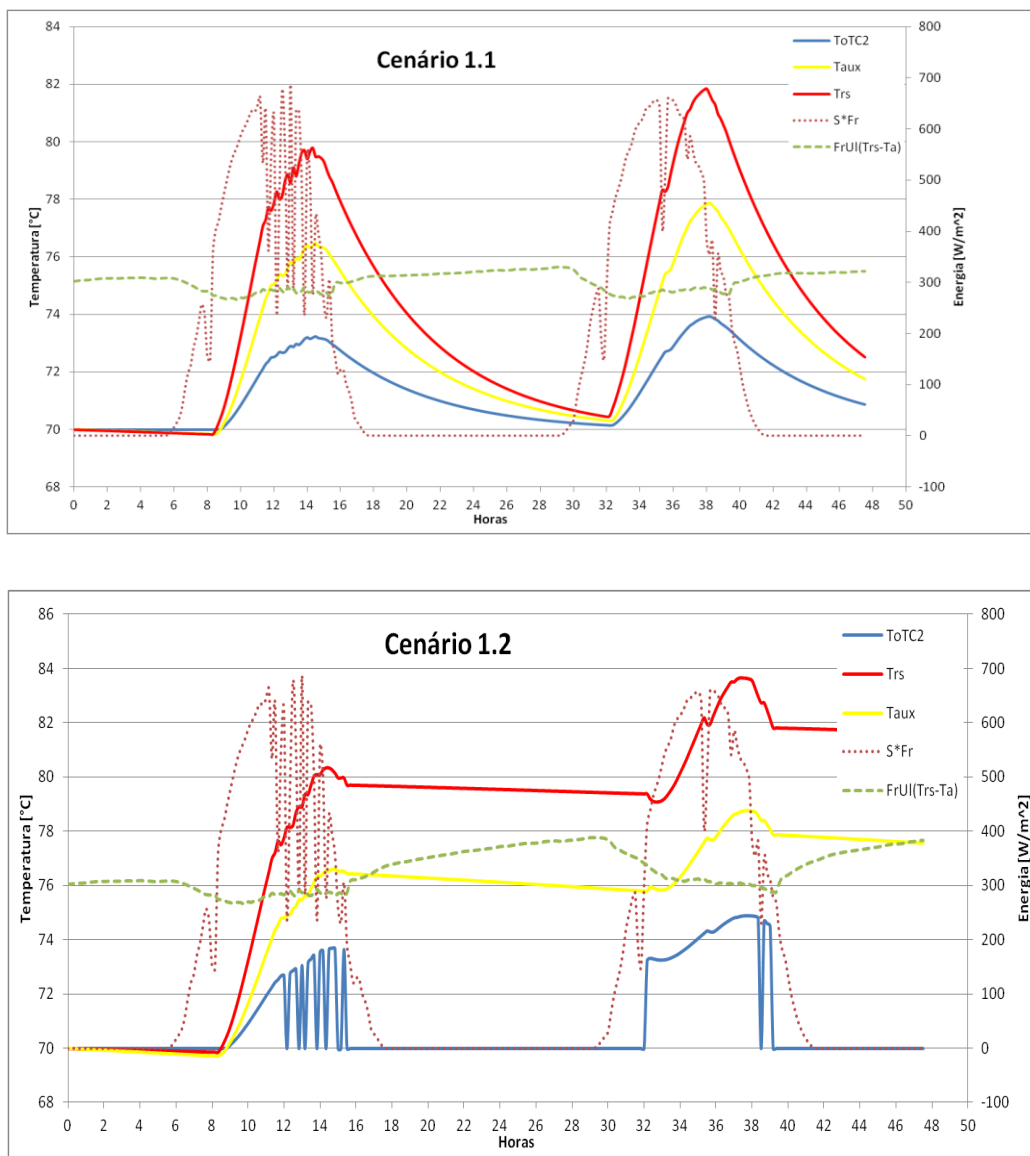


Figura 5.9- Perfil das temperaturas no cenário 1.1 e 1.2 para os dia 1 e 2 de novembro

As curvas verdes e vermelhas em linhas tracejadas representam a condição de acionamento da bomba n° 1 descrita pela equação eq. (4.42).

$$F_r S > F_r U_L (T_i - T_a)$$

Isso se traduz por um acionamento da bomba somente quando a temperatura de saída do coletor for maior do que a temperatura de entrada do coletor. Em termos energéticos, isso se refere aos momentos do dia em que a radiação solar

absorvida pelo coletor for maior que as perdas térmicas do próprio coletor. Traduzindo em questões climáticas, isso significa que a bomba n° 1 é acionada somente de dia, com uma radiação solar relativamente grande.

No caso do cenário 1.2, as bombas n° 2 e n° 3 obedecem ao mesmo controle que a bomba n° 1, o que faz com que elas possam ser desligadas de forma brusca em caso de uma diminuição da radiação incidente. Na última figura, isso se traduz pelas variações bruscas da temperatura T_{oTC2} (curva azul). Da mesma forma, as temperaturas dos reservatórios solares e do reservatório auxiliar são quase constantes durante o período noturno já que as bombas n° 1, n° 2 e n° 3 se encontram desligadas. A perda em temperatura é simplesmente devido às perdas térmicas dos reservatórios. A energia armazenada nos reservatórios sob a forma de água quente não é aproveitada durante a noite.

Ao contrário, no cenário 1.1, o acionamento das bombas n° 2 e n° 3 pode ocorrer durante à noite, ou períodos de baixa radiação solar, de modo que a energia armazenada seja aproveitada de uma forma mais eficiente. As condições para o desligamento das bombas n° 2 e n° 3 no cenário 1.1 são representadas pelas eqs. (4.44) e (4.45)

A partir dessa análise, conclui-se que o cenário 1.1 é melhor que o cenário 1.2, já que resulta em uma participação da energia solar maior. É esse cenário que será usado nas simulações seguintes.

5.4.2.

Comparação dos resultados em Miranda do Norte e Buriticupu

Uma vez o cenário escolhido e antes de poder processar a simulação com os dados meteorológicos de Buriticupu ao longo de um ano, precisa-se comparar os resultados da simulação entre Miranda do Norte e Buriticupu para os meses de novembro, dezembro, janeiro e fevereiro. Os dados de radiação do INMET dão valores a cada hora, porém existem problemas de divergência usando um diferencial de temperatura Δt tão grande na resolução das eqs (4.29) e (4.32). Para contornar esse problema, os dados de radiação de Buriticupu são transformados, usando valores de Δt de 10 min no lugar de 1 hora. Usando o modelo de radiação difusa isotrópica descrita no item 4.6.2 e a correlação de Reindl selecionada no item 0, encontra-se a radiação incidente no plano do coletor solar para Buriticupu.

A Figura 5.10 apresenta os valores da radiação média mensal incidente no plano do coletor para a cidade de Miranda do Norte e Buriticupu.

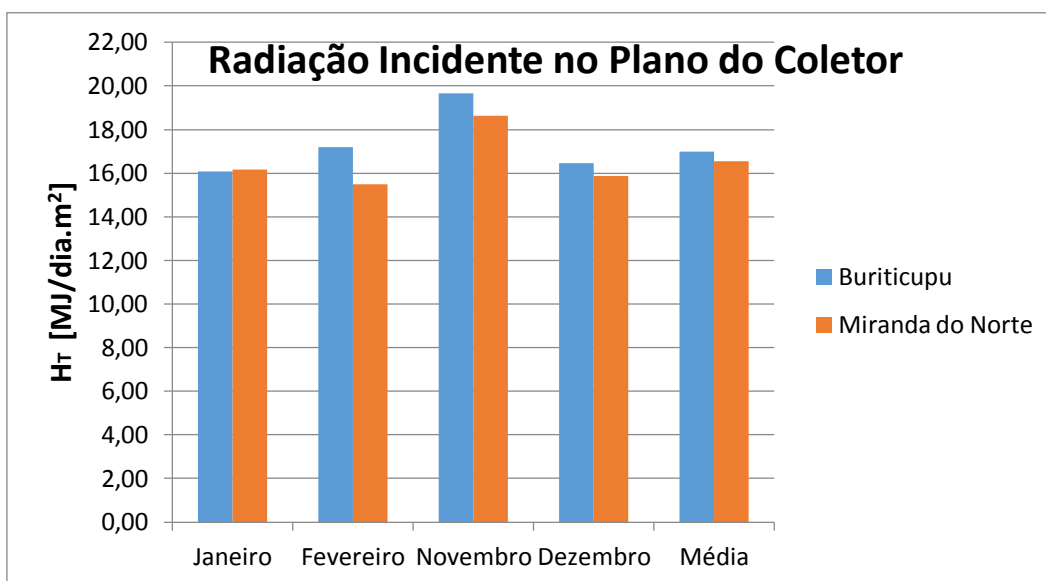


Figura 5.10-Valores de radiação solar incidente no plano do coletor

A comparação dos valores presentes na Figura 5.10, confirma o resultado encontrado no item 5.1. A diferença entre a radiação de Miranda do Norte e de Buriticupu é relativamente pequena e espera-se que resultados da simulação também sejam próximos. A simulação é processada para os meses de novembro, dezembro, janeiro e fevereiro. A Figura 5.11 apresenta a participação solar para as duas cidades.

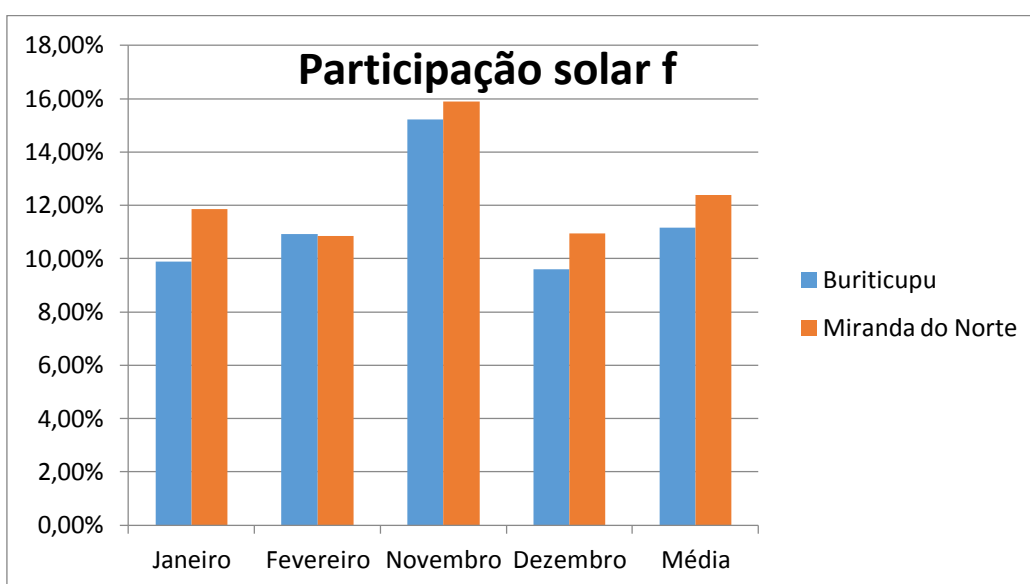


Figura 5.11- Comparação da participação solar entre Miranda do Norte e Buriticupu

Os resultados da simulação são maiores para a cidade de Miranda do Norte e existe um erro relativo médio de aproximadamente 10 % entre as duas localidades. Porém, considerando as incertezas devido ao grande número de hipóteses e modelos usados na simulação da radiação global incidente, esse erro é aceitável e a análise de desempenho do sistema será realizada via simulação ao longo de um ano com os dados de Buriticupu.

5.4.3. Desempenho anual do sistema e influência da temperatura do motor

Como indicado na descrição dos motores, no item 3.1.1, é recomendado pelo fabricante manter a temperatura do motor em torno de 70 °C. A análise da influência dessa temperatura de preaquecimento no desempenho do motor é realizada analisando três casos: $T_{omot}= 60\text{ °C}$, $T_{omot} = 70\text{ °C}$ e $T_{omot}=80\text{ °C}$, mantendo sempre uma diferença de temperatura entre a entrada e saída do motor de 6 °C.

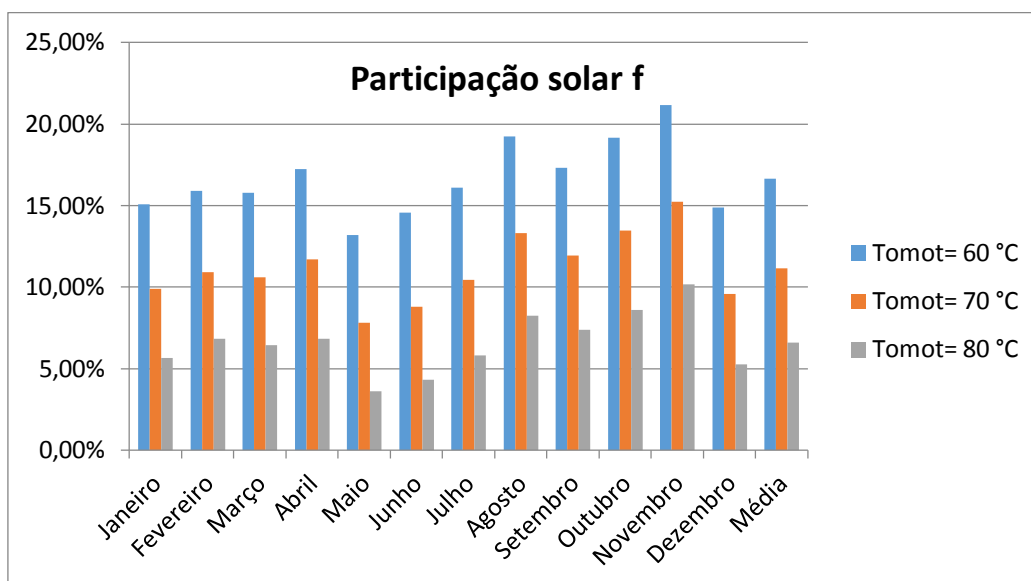


Figura 5.12-Influência da temperatura do motor no desempenho do sistema

A Figura 5.12 mostra que a temperatura de preaquecimento do motor tem uma grande influência no desempenho do sistema. Quanto maior for essa temperatura, menor será o desempenho do sistema. Na simulação, os resultados obtidos da participação da energia solar no preaquecimento dos motores são de 6,60 %, 11,15 % e 16,64 %, respectivamente para as temperaturas de 80 °C, 70 °C e 60 °C. Lembrando que a temperatura T_{oTC2} é limitada pelo valor da temperatura de saída do motor T_{omot} , observa-se na Figura 5.13 que a diferença entre essas

duas temperaturas fica maior no caso da temperatura do motor de 60 °C, proporcionando uma maior energia útil do sistema solar e, conseqüentemente, uma maior participação solar.

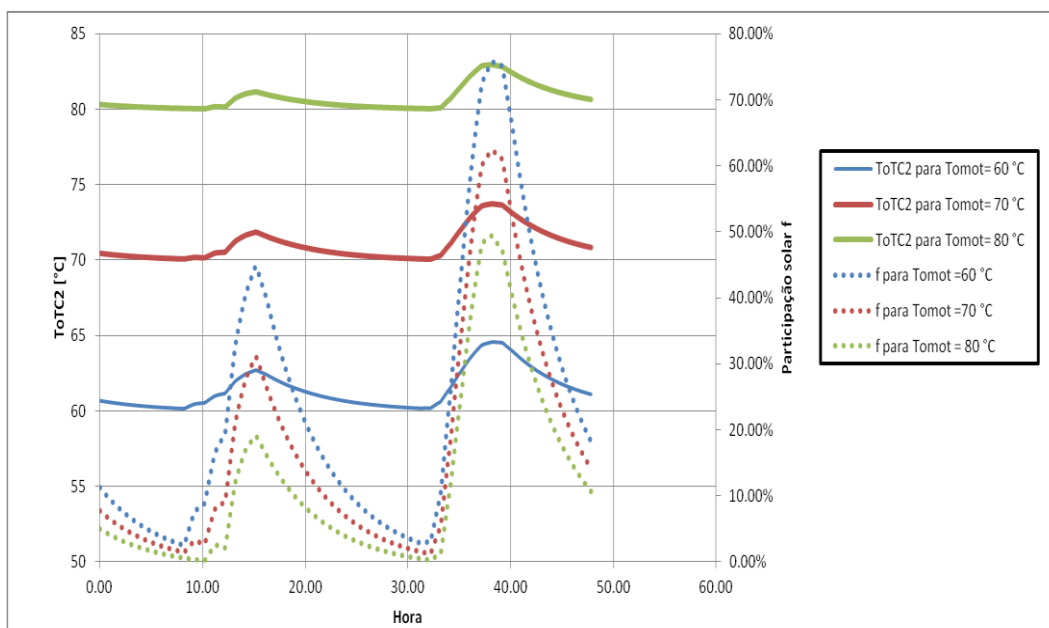


Figura 5.13-Variação da temperatura T_{oTC2} e da participação solar do sistema para os dias 1 e 2 de novembro

Como explicado no item 1.3, não foi possível comparar esses resultados da simulação com dados experimentais já que o sistema solar não se encontrava operacional quando foi escrita esta dissertação. Para poder ter uma avaliação mínima dos resultados encontrados, o método F-CHART, detalhado no item 4.7, é usado com os parâmetros apresentados na Tabela 5.8. A carga total do sistema é calculada somando a carga de preaquecimento do motor com as perdas térmicas dos reservatórios.

Tabela 5.8- Valores dos parâmetros usados na simulação F-CHART

Parâmetros usados na simulação F-CHART	
$T_w [^{\circ}\text{C}]$	76
$T_m [^{\circ}\text{C}]$	60
$\frac{F_r'}{F_r}$	1
$\frac{(\tau\alpha)}{(\tau\alpha)}$	0,96

Os resultados da simulação em Buriticupu são comparados na Figura 5.14 com os resultados da simulação F-CHART. Apesar da relativamente grande diferença entre os dois resultados, alguns comentários podem ser feitos. Para a temperatura do motor de 70 °C, a simulação do sistema dá um aproveitamento global anual da energia solar de 11,15 % com um melhor desempenho para o mês de novembro e um menor para o mês de maio, que são respectivamente os meses de maior e menor radiação solar.

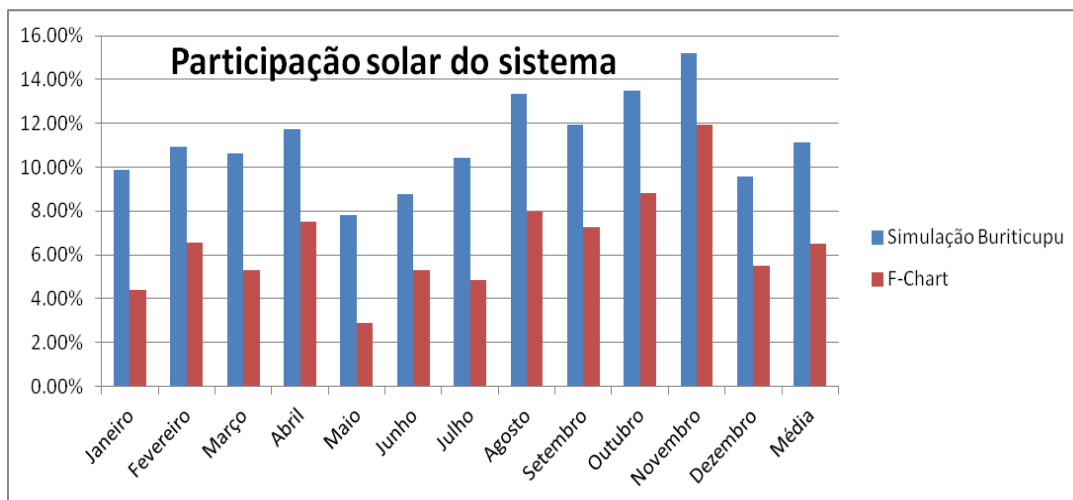


Figura 5.14- Resultados da simulação e do método F-CHART

No caso do F-CHART, a participação solar média anual é de 6,52 %. Como Duffie & Beckman (2013) indicam, a confiabilidade do método F-CHART depende em grande parte da configuração do sistema e do valor dos parâmetros que são usados.

No caso desse projeto, a grande divergência entre a configuração padrão do F-CHART, apresentada na Figura 4.12, e o sistema de preaquecimento solar dos motores, apresentado na Figura 4.7, pode explicar a divergência entre os resultados das duas simulações. Apesar dessa primeira conclusão, a simulação F-CHART é interessante para confirmar que o modelo de simulação que foi criado nesse projeto descreve corretamente as tendências do sistema e que a ordem de grandeza da participação solar no preaquecimento dos motores encontra-se em torno de 10 %.

5.4.4.

Cenário 2: Central ligada e preaquecimento dos motores parado

A UTE Gera Maranhão fica sem produzir eletricidade durante uma boa parte do ano, justificando a necessidade do preaquecimento dos motores para

mantê-los a 70 °C. Porém, durante os períodos nos quais a UTE produz energia, o preaquecimento dos motores é interrompido. No caso do sistema de preaquecimento dos motores via energia solar, isso significa que a energia solar armazenada nos reservatórios não é mais aproveitada. Consequentemente, a temperatura da água do reservatório solar pode aumentar já que as perdas energéticas dos tanques são baixas, como foi mostrado no item 5.3.3. Durante todo esse período, a água deve continuar circulando nos coletores solares para impedir o alcance da temperatura de estagnação da água nas tubulações, o que pode levar à danificação dos elementos do sistema. Da mesma forma que foi analisada a influência do acionamento das bombas no preaquecimento dos motores, a Figura 5.15 apresenta o maior nível de temperatura alcançado no reservatório solar para os cenários 2.1, 2.2 e 2.3.

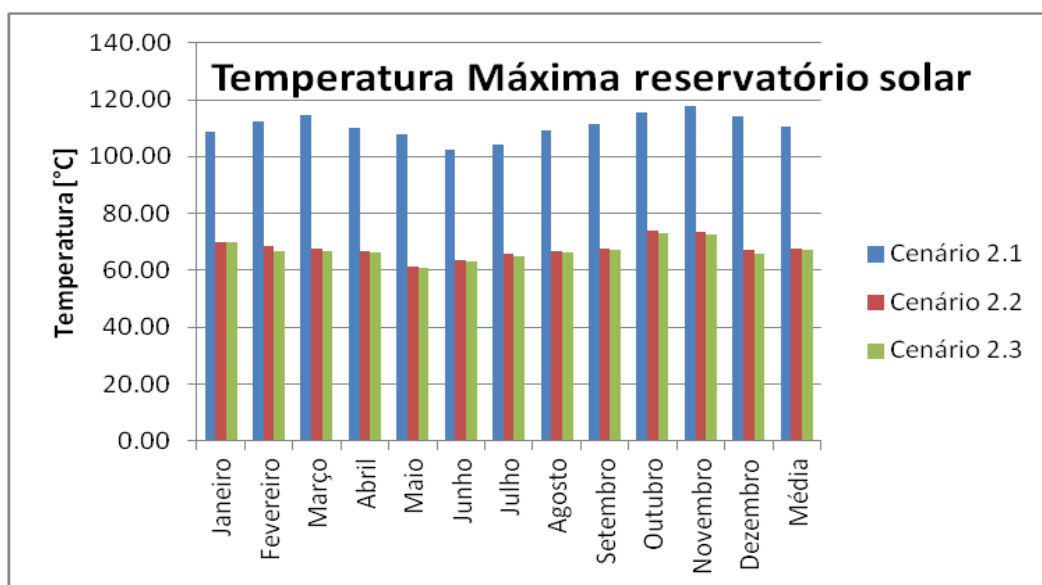


Figura 5.15- Temperatura máxima do reservatório solar para os cenários 2.1, 2.2 e 2.3

Pode ser observado que, no caso do cenário 2.1, a temperatura do reservatório solar ultrapassa 100 °C. Esse valor é elevado demais e não deve ser alcançado na prática por corresponder à temperatura de vaporização da água. No caso desse cenário, a bomba nº 1 é desligada à noite. Como a carga de retirada de energia para o preaquecimento dos motores é nula, não existe dissipação de energia no sistema fazendo com que a temperatura da entrada do coletor solar se torne muito elevada. A não dissipação da energia absorvida causa então um problema que pode ser resolvido da seguinte forma. Um coletor solar pode ser considerado como um trocador de calor. Quando ele recebe uma energia radiante

suficiente, o ganho de energia é positivo, o que leva para o aumento da temperatura do fluido de trabalho passando pelo coletor. Ao contrário, quando a radiação absorvida for inferior às perdas térmicas do coletor representadas pelo fator $F_r U_L$, o ganho de energia se torna negativo e o fluido de trabalho perde energia para o ambiente, diminuindo assim sua temperatura. É esse fenômeno de perda energética que foi impedido nos cenários 1.1, 1.2 e 2.1 aplicando o critério de acionamento da bomba n° 1:

$$F_r S > F_r U_L (T_i - T_a)$$

Tirando esse critério, a água circula sem parar no coletor solar fazendo diminuir sua temperatura à noite. Como o ilustra a Figura 5.15, nos cenários 2.2 e 2.3 a temperatura máxima do reservatório solar oscila em torno de 70 °C.

A temperatura máxima do reservatório auxiliar é indicada na Figura 5.16. No caso dos cenários 2.1 e 2.3, a bomba n° 2 ligando o reservatório solar ao reservatório auxiliar fica desligada fazendo com que a água presente nesse último fique parada.

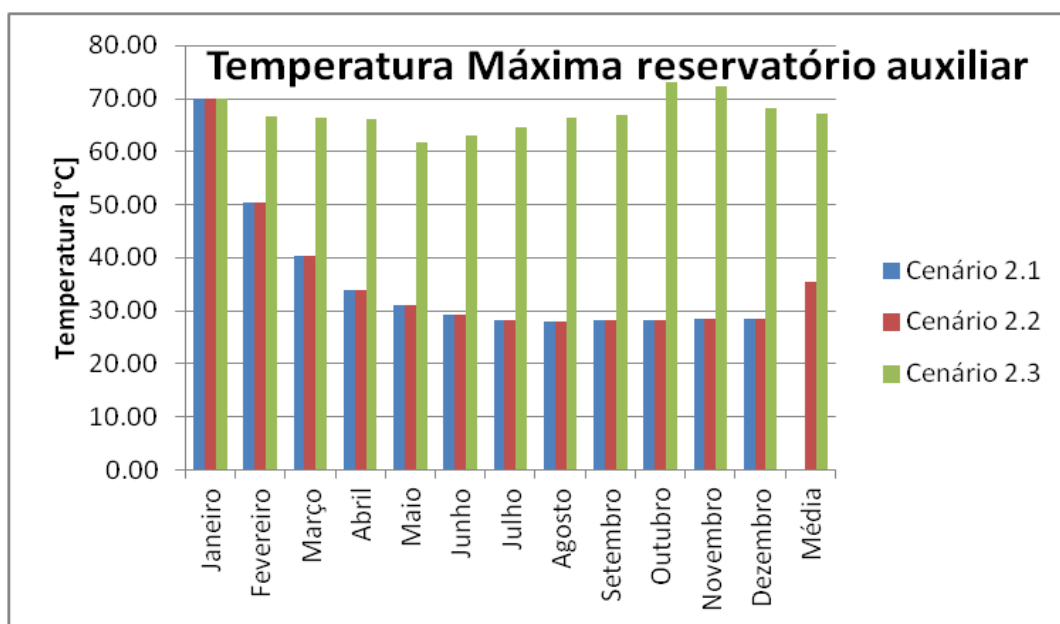


Figura 5.16- Temperatura máxima do reservatório auxiliar para os cenários 2.1, 2.2 e 2.3

Nessa configuração, a única troca de calor do reservatório é por meio das perdas térmicas das paredes fazendo com que a temperatura da água do reservatório auxiliar diminua progressivamente ao longo do tempo até se estabilizar no nível da temperatura ambiente. No caso do cenário 2.3, a bomba n° 2, é ligada quando a temperatura do reservatório solar for maior que a temperatura

da água do reservatório auxiliar. Essa configuração permite manter a temperatura máxima desse último em torno de 65 °C.

5.5.

Economia anual de combustível

A partir dos resultados obtidos anteriormente, a economia de combustível via a implementação do sistema de preaquecimento com energia solar térmica pode ser estimada. Ao longo de um ano, considera-se que a participação da energia solar térmica no preaquecimento do motor é igual a 11,15 % como encontrado no item 5.4.3 para uma temperatura do motor de 70 °C. Segundo as informações dadas pelos funcionários da central, a caldeira do sistema principal de preaquecimento dos motores tem uma eficiência η de 0,9.

Considerando F como sendo a taxa de funcionamento do sistema solar ao longo de um ano de 75 %, o valor L de carga de preaquecimento calculado no item 5.3.1, e um valor de Poder Calorífico Inferior (PCI) do óleo combustível igual a 9590 kcal/kg (40124 kJ/kg), determina-se a massa de combustível queimada por ano para o preaquecimento de um motor L_{Total} :

$$M_{\text{óleo}} = \frac{L_{Total}}{PCI} \times F \quad (5.7)$$

Com

$$L_{Total} = \frac{L}{\eta} = \frac{67,57}{0,9} = 75,07 \text{ kW} \quad (5.8)$$

E finalmente:

$$M_{\text{óleo}} = \frac{75,07 \cdot 10^3 \times 3600 \times 24 \times 365}{9590 \times 4180} \times 0,75 = 44293,43 \text{ kg/ano}$$

A economia de óleo combustível, $E_{\text{óleo}}$ pode ser determinada pela equação:

$$E_{\text{óleo}} = M_{\text{óleo}} \times f = 44293,43 \times 0,1115 = 4938,61 \text{ kg/ano} \quad (5.9)$$

Essa estimativa da economia do consumo de óleo combustível é válida para um motor. Como no projeto foram instalados cinco subsistemas atendendo um motor cada, a economia global de óleo combustível, $E_{\text{góleo}}$ ao longo de um ano seria:

$$E_{g\acute{o}leo} = 5 \times E_{\acute{o}leo} = 24693 \text{ kg/ano}$$

Da mesma forma, podemos determinar a economia no consumo de óleo combustível para as temperaturas de preaquecimento dos motores de 60 °C e 80 °C como apresenta a Tabela 5.9:

Tabela 5.9- Economia de combustível em função da temperatura de preaquecimento dos motores

Temperatura de preaquecimento do motor [°C]	Participação da energia solar [%]	Economia de óleo combustível [kg/ano]
60	16,64	36852
70	11,15	24693
80	6,60	14617

6.

Considerações finais e conclusões

6.1.

Análise dos resultados

O propósito inicial desse trabalho, e seu objetivo central, era analisar o desempenho de um sistema piloto de preaquecimento dos motores da UTE Gera Maranhão via energia solar térmica. Foi necessário comparar e selecionar dados de radiação das estações automáticas do INMET no Maranhão com os dados da estação de Miranda do Norte para processar a simulação ao longo de um ano. Para poder implementar a simulação numérica com os dados do INMET, correlações e modelos de cálculo das radiações difusas e diretas a partir da radiação global foram selecionadas na literatura científica e testadas com dados experimentais da estação meteorológica instalada em Miranda do Norte. Diferentes cenários de controle das bombas de circulação da água foram simulados para avaliar a influência do acionamento delas no desempenho do sistema. Finalmente, uma estimativa da quantidade de óleo combustível economizada com a instalação do sistema piloto de preaquecimento foi calculada. Como apresentado na introdução deste trabalho, vale lembrar que não foi possível coletar dados experimentais para comparar com os resultados da simulação devido ao atraso da instalação do protótipo que deverá finalmente estar operando ao longo do mês de maio 2017.

Os dados de radiação da estação automática de Buriticupu foram selecionados para serem utilizados na simulação numérica. Comparando o valor de radiação média diária global dessa estação com os da estação instalada em Miranda do Norte, encontrou-se um valor do erro relativo médio de 2,69 %. Depois, os dados experimentais de radiação global, difusa e direta, medidos pela estação meteorológica permitiram testar três das principais correlações usadas na literatura para calcular as radiações difusas e diretas em função da radiação global. Apesar da relativa proximidade entre os resultados dos três modelos, as correlações propostas por Reindl (1990) foram selecionadas.

O teste de dois diferentes cenários para o controle das bombas de água do sistema mostrou a influência que pode ter esse acionamento no desempenho do sistema. O cenário 1.1 foi destacado como o mais eficiente por aproveitar melhor a energia térmica armazenada nos reservatórios durante os períodos de baixa radiação solar e o período noturno.

A simulação numérica, para os meses de novembro, dezembro, janeiro e fevereiro, do desempenho do sistema com os dados de Miranda do Norte e com os dados de Buriticupu transformados pelo método de Reindl, mostrou um erro relativo médio de 9,98 % entre as duas estações meteorológicas. Esse erro pode ser justificado pela diferença entre os valores de radiação e a temperatura ambiente das duas cidades e pelo erro relativo ao uso das correlações de Reindl no cálculo da radiação incidente no plano do coletor solar em Buriticupu.

A simulação do desempenho do sistema ao longo de um ano mostrou que se pode esperar uma participação da energia solar térmica no preaquecimento dos motores de 11,5 %, para uma temperatura de preaquecimento dos motores de 70 °C, enquanto uma simulação via método F-CHART deu uma participação solar de 6,52 %. Como foi explicado, a divergência dos resultados entre essas duas simulações pode ser explicada pela diferença de configuração entre o sistema piloto da UTE de Gera Maranhão e a configuração padrão usada na determinação das equações do método F-CHART. Apesar disso, vale notar que os dois métodos possuem perfis parecidos em termo de evolução da participação solar ao longo do ano. Aproveitou-se da simulação numérica para testar a influência da temperatura de preaquecimento do motor no desempenho do sistema. Notou-se, ainda, uma correlação forte desse desempenho em relação a essa temperatura, o melhor desempenho sendo realizado para a menor temperatura testada. É importante notar que maior a temperatura de preaquecimento do motor, mais rápida será a sua partida, ocasionando uma melhor reatividade da central termelétrica quando for dada a ordem de partida para geração de energia elétrica. Ao contrário, o desempenho do sistema solar, e conseqüentemente, a economia de combustível para o preaquecimento dos motores, aumenta para temperaturas de preaquecimento menores.

Se a UTE Gera Maranhão estiver produzindo energia elétrica, o sistema de preaquecimento encontrar-se-á desligado. Essa configuração foi testada no cenário 2 para prever a melhor configuração do controle das bombas nessa situação. O

cenário 2.3 apareceu como o mais interessante permitindo manter a temperatura dos reservatórios solares em torno de 70 °C e a temperatura do reservatório auxiliar em torno de 65 °C ao longo do ano.

Finalmente, a simulação permitiu calcular uma redução do consumo de óleo combustível queimado na caldeira de preaquecimento do sistema de 36852, 24693 e 14617 kg/ano, respectivamente para temperaturas de preaquecimento de 60 °C, 70 °C e 80 °C, para os cinco subsistemas independentes instalados.

6.2.

Comentários e recomendações para próximos estudos

Todos os resultados apresentados nesse trabalho deverão ser validados pelos dados experimentais que serão coletados uma vez que o sistema piloto de preaquecimento esteja operando. A evolução da temperatura ao longo do tempo em diversos pontos do sistema poderá ser comparada com os valores obtidos via simulação numérica. O resultado da simulação do desempenho do sistema poderá ser comparado com a avaliação da redução do consumo de óleo combustível na caldeira de preaquecimento dos motores. Essa parte de trabalho que não foi possível realizar devido ao atraso da instalação do sistema deve confirmar os resultados numéricos e permitir melhorar a simulação.

Além disso, uma vez que os dados experimentais da temperatura da água na entrada e saída dos coletores solares estiverem disponíveis, os métodos de determinação dos coeficientes térmicos apresentados na revisão bibliográfica e testados no Anexo 1, com dados experimentais de um outro trabalho, poderão ser estudados a fim de avaliar a possibilidade de determiná-los em condições transientes reais.

Ao longo deste trabalho percebeu-se a falta de estudos acadêmicos para determinar correlações de radiação difusa e direta em função da radiação global no Brasil e, principalmente, na região Norte. Frente ao grande potencial da energia solar no país destacado na introdução, os dados experimentais medidos na estação meteorológica instalada em Miranda do Norte poderão servir de base para futuros trabalhos acadêmicos nesse sentido.

Finalmente, uma vez que o sistema esteja operando, uma análise de viabilidade econômica mais detalhada, em função do custo final do sistema e do seu desempenho, poderá ser realizada, para avaliar o potencial de mercado dessa

tecnologia. Da mesma forma, poderá ser estudada a relação entre a economia de combustível e a temperatura de preaquecimento dos motores para definir a melhor configuração operacional em termos econômicos.

7.

Referências bibliográficas

ACADEMIA NACIONAL DE ENGENHARIA. **Energia Solar no Brasil – Situação Atual, Perspectivas e Recomendações**. Relatório. Rio de Janeiro, 2015.

AMER, E. H et al. **Transient test methods for flat-plate collectors: review and experimental evaluation**, Bombay, 1997. *Solar Energy* Vol.60, No 5, p. 229-243. Disponível em: <[https://doi.org/10.1016/S0038-092X\(97\)00023-6](https://doi.org/10.1016/S0038-092X(97)00023-6)>. Acesso em: 7 set. 2016.

ANEEL - AGENCIA NACIONAL DE ENERGIA ELETRICA. BIG-Banco de Informação de Geração. Disponível em: <<http://www2.aneel.gov.br/aplicacoes/capacidadebrasil/capacidadebrasil.cfm>>. Acesso em: 12 abr. 2017.

ARRANOVITCH, E. **The joint solar Collector testing programme of the European Community - Testing of Solar Collectors and Systems**, 1997 In: Proc. UK/ISES CONFERENCE C11; p. 49-70.

ASHRAE-STANDARD 93-2010. **Methods of Testing to Determine the Thermal Performance of Solar Collectors**. Nova Iorque, 2014.

BECKMAN, W. A. **Duct and Pipe Losses in Solar Energy Systems**, 1978. *Solar Energy*, Vol 21, No 6, p. 531-532. Disponível em: <[https://doi.org/10.1016/0038-092X\(78\)90080-4](https://doi.org/10.1016/0038-092X(78)90080-4)>. Acesso em: 19 jan. 2017.

DERIVISHI, S; MAHDAVI, A. **Computing diffuse fraction of global horizontal solar radiation: A model comparison**, 2012. *Solar Energy* Vol.80, No 6, p. 1796-1802. Disponível em: <<http://doi.org/10.1016/j.solener.2012.03.008>>. Acesso em: 27 jan. 2017.

DOMEL. Proposta de Orçamento, 2014.

DUFFIE, J. A; BECKMAN, W. A. **Solar Engineering of Thermal Processes**, 4ed. Wiley: Hoboken, 2013. 910 p.

EPE- EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Balanco Nacional Energético**, 2013. Brasília: Ministério de Minas e Energia, 2013.

ERBS, D.G et al. **Estimation of the diffuse radiation fraction for hourly, daily and monthly-average global radiation**, 1982. *Solar Energy* Vol. 28, No 4, p. 293-302. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/0038->

092X(82)90302-4>. Acesso em: 2 fev. 2017.

HIGH TEC FINLAND. Foto Motor Wartsila 20V32. Disponível em: <<http://hightechfinland.com/direct.aspx?area=htf&prm1=532&prm2=article>>. Acesso em: 10 abr. 2017.

INMETRO, Sistemas e equipamentos para aquecimento solar de água – coletores solares, 2016. Catálogo técnico. Disponível em: <<http://www.inmetro.gov.br/consumidor/pbe/ColetoresSolares-banho.pdf>>. Acesso em: 19 fev. 2017.

INTERNATIONAL RENEWABLE ENERGY AGENCY, **Solar Heat for Industrial Processes – Technology Brief**, 2015. Disponível em: <www.irena.org/Publications>. Acesso em: 4 abr. 2017.

KALOGIROU, S. **The potential of solar industrial process heat applications**, 2003. *Applied Energy*, v. 76, p. 337-361, Disponível em: <[http://doi.org/10.1016/S0306-2619\(02\)00176-9](http://doi.org/10.1016/S0306-2619(02)00176-9)>. Acesso em: 18 fev. 2017.

KLEIN, S. A. et al. **A Design Procedure for Solar Heating Systems**, 1976. *Solar Energy*, Vol. 18, No. 2, p. 113-127. Disponível em: <[https://doi.org/10.1016/0038-092X\(76\)90044-X](https://doi.org/10.1016/0038-092X(76)90044-X)>. Acesso em: 6 jan. 2017.

LIU, B. Y. H; JORDAN, R. C. **The Interrelationship and Characteristic Distribution of Direct, Diffuse and Total Solar Radiation**, 1960. *Solar Energy*, Vol 4, No 3, p. 1-19. Disponível em: <[https://doi.org/10.1016/0038-092X\(60\)90062-1](https://doi.org/10.1016/0038-092X(60)90062-1)>. Acesso em: 6 jan. 2017.

OLIVEIRA, A. S; PACHECO, C. R. F. **Estudo comparativo de coletores solares para utilização de energia solar térmica em processos industriais na região de Ribeirão Preto**. In: 10º Congresso sobre Geração Distribuída e Energia no Meio Rural. São Paulo: USP-São Paulo, 2015.

ORGILL, J. F; HOLLANDS, K. G. T. **Correlation equation for hourly diffuse radiation on a horizontal surface**, 1997. *Solar Energy* Vol.19, No 4, pp. 357-399. Disponível em: <[https://doi.org/10.1016/0038-092X\(77\)90006-8](https://doi.org/10.1016/0038-092X(77)90006-8)>. Acesso em: 2 fev. 2017.

ORLANDO, A. F. **Desenvolvimento de Sistema Híbrido solar-vapor d'água para preaquecimento de motores e combustível de usinas termelétricas**. Relatório. Rio de Janeiro: LAME - PUC-Rio, 2016.

OSÓRIO, T. V. P. **Colectores Solares Térmicos sob Condições Transientes – Caracterização óptica e térmica com base no modelo quasi-dinâmico**. Dissertação (Mestrado). Instituto Superior Técnico, Universidade Técnica de Lisboa. Lisboa, 2011.

PEREIRA, E. B. et al. **Atlas Brasileiro de Energia Solar**. São José dos Campos: INPE, 2006. 60p.

PERERS, B. **Dynamic method for a solar collector array testing and evaluation with standard database and simulation programs**, 1993. *Solar Energy* Vol.50, No 6 p. 517-526. Disponível em: <[https://doi.org/10.1016/0038-092X\(93\)90114-4](https://doi.org/10.1016/0038-092X(93)90114-4)>. Acesso em: 4 set. 2016.

REINDL, D. T. et al. **Diffuse fraction correlations**, 1990. *Solar Energy* Vol. 45, No 1, pp. 1-7. Disponível em: <[https://doi.org/10.1016/0038-092X\(90\)90060-P](https://doi.org/10.1016/0038-092X(90)90060-P)>. Acesso em: 2 fev. 2017.

TAVARES, A. M; SANTIAGO, R. C. **Análise de um sistema para aquecimento d'água com energia solar**. Rio de Janeiro, 2000. 43p. Monografia – Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro.

WARTSILA. Foto Gera Maranhão. Disponível em: <<http://www.wartsila.com/resources/customer-references/view/geramar-ii-brazil>>. Acesso em: 10 mar. 2017.

WEISS, W; MAUTHNER, F. **Solar heat worldwide – markets and contribution to the energy supply**, Austria: International Energy Agency Solar Heating and Cooling Programme, 2011.

Anexos

i. Anexo 1: Determinação dos coeficientes F_r e $F_r U_L$ dos coletores solares

A determinação dos coeficientes F_r e $F_r U_L$ dos coletores solares foi alvo de muitas pesquisas e é hoje em dia padronizada através de diversas normas técnicas que foram resumidas no item 2.3.1. Os principais métodos aplicados nos ensaios técnicos de identificação dos coletores solares consistem em determinar os parâmetros F_r e $F_r U_L$, a partir da medição em laboratório ou em campo, de grandezas como a temperatura de entrada e saída do coletor, a vazão e a radiação incidente no plano do coletor. A partir da instalação do sistema de preaquecimento dos motores via energia solar e do levantamento de dados experimentais via uma série de sensores, foi pensado testar dois modelos de “identificação” e comparar os resultados obtidos com os resultados dos laboratórios. A ideia era, depois dessa comparação, analisar e determinar novas equações empíricas de “identificação” baseadas nas medições no campo em regime transiente. Porém, devido ao atraso da instalação da planta, os dados experimentais necessários para essa parte do trabalho não foram coletados. Para remediar esse problema, dados experimentais de um trabalho acadêmico que analisou a eficiência de um sistema de aquecimento d’água via energia solar no Rio de Janeiro foram usados. Dois modelos de “identificação”, em regime permanente e regime transiente, foram analisados, tendo como objetivo validá-los para serem aplicados mais tarde com as medições em Miranda do Norte.

- Modelo em regime permanente:

$$q_u = G_t F_r (\tau \alpha) - F_r U_L (T_{f,i} - T_a) \quad (i.1)$$

- Modelo regime transiente

$$q_u = G_t F_r (\tau \alpha) - F_r U_L (T_{f,m} - T_a) - (mc) \frac{dT_{fm}}{dt} \quad (i.2)$$

Para identificar os parâmetros dos dois modelos, o método dos mínimos quadrados é usado. Considerando valores experimentais da medição de uma dada grandeza, $f(x_i)$, e um modelo teórico que pode ser escrito na forma:

$$f(x_i) = f^*(x_i) = \sum_{j=1}^m c_j \mathcal{G}_j(x_i) \quad (\text{i.3})$$

com $\mathcal{G}_j(x)$ valores de medições experimentais e c_j , os coeficientes do modelo teórico.

O método dos mínimos quadrados consiste em determinar os coeficientes c_j que minimizam o erro quadrático:

$$E = \sum (f^*(x_i) - f(x_i))^2 \quad (\text{i.4})$$

Ou seja, resolver o sistema matricial seguinte:

$$\begin{bmatrix} \sum \mathcal{G}_1^2(x_i) & \sum \mathcal{G}_1(x_i)\mathcal{G}_2(x_i) & \dots & \sum \mathcal{G}_1(x_i)\mathcal{G}_m(x_i) \\ \sum \mathcal{G}_1(x_i)\mathcal{G}_2(x_i) & \sum \mathcal{G}_2^2(x_i) & \dots & \sum \mathcal{G}_2(x_i)\mathcal{G}_m(x_i) \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \sum \mathcal{G}_1(x_i)\mathcal{G}_m(x_i) & \sum \mathcal{G}_2(x_i)\mathcal{G}_m(x_i) & \dots & \sum \mathcal{G}_m^2(x_i) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} c_1 \\ c_2 \\ \dots \\ c_m \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sum f(x_i)\mathcal{G}_1(x_i) \\ \sum f(x_i)\mathcal{G}_2(x_i) \\ \dots \\ \sum f(x_i)\mathcal{G}_m(x_i) \end{bmatrix} \quad (\text{i.5})$$

A tabela a seguir apresenta os valores experimentais usados na identificação dos parâmetros com T_a a temperatura ambiente, T_o a temperatura na saída do coletor e T_i a temperatura na entrada do coletor, todas em °C. A tabela i.2 apresenta os valores dos parâmetros de um coletor solar do fabricante SOLETROL. Como o tipo de coletor da SOLETROL usado no trabalho não foi especificado foram usados valores fornecidos pelo INMETRO no seu catálogo de 2016 para o coletor SOLETROL MAX ALUMÍNIO. O trabalho sendo de 2000, não pode ser garantido que os valores dos coeficientes térmicos escolhidos no catálogo 2016 sejam realmente representativos dos coletores solares instalados no hospital.

Tabela i.1- Valores experimentais obtidos no Rio de Janeiro (Fonte: Tavares et Santiago, 2000)

HORA	T _a	Rad Global (W/m ²)	T _o	(T _o -T _i)	T _i
10:00:00	29,00	700,55	49,34	6,05	43,29
10:15:00	30,00	709,22	48,43	6,68	41,75
10:30:00	31,00	714,62	48,78	5,79	42,99
10:45:00	30,00	677,33	49,18	5,10	44,08
11:00:00	30,00	781,78	50,79	5,68	45,11
11:15:00	30,00	781,04	51,37	5,55	45,82
11:30:00	31,00	771,61	51,70	5,60	46,10
11:45:00	31,00	766,00	52,98	5,53	47,45
12:00:00	30,00	761,01	53,60	5,83	47,77
12:15:00	31,00	756,04	54,35	5,96	48,39
12:30:00	33,00	732,63	55,69	5,48	50,21
12:45:00	32,00	712,08	56,75	5,33	51,42
13:00:00	33,00	699,36	56,84	4,82	52,02
13:15:00	32,00	674,36	56,91	4,35	52,56
13:30:00	31,00	654,24	57,07	4,21	52,86
13:45:00	30,00	607,84	57,32	3,60	53,72
14:00:00	31,00	583,05	57,42	3,12	54,30
14:15:00	32,00	543,01	57,16	2,40	54,76
14:30:00	32,00	485,06	56,38	2,27	54,11
14:45:00	31,00	448,94	54,99	2,06	52,93
15:00:00	31,00	406,36	54,44	1,62	52,82

As características do coletor solar são listadas na tabela seguinte:

Tabela i.2- Coletor solar usado no Rio de Janeiro (INMETRO, 2016)

Coletor Solar: Soletrol Max Alumínio	
$F_r(\tau\alpha)$	0,749
$F_rU_L [W/m^2 \cdot ^\circ C]$	6,074
$A_c [m^2]$	1,6
$\dot{m} [L/min]$	24

A partir dos dados experimentais e dos parâmetros do coletor solar, o sistema matricial do método dos mínimos quadrados é resolvido. A tabela i.3 apresenta os resultados da resolução do sistema. Para os dois métodos, permanente e transiente, a determinação do coeficiente F_r dá valores bem próximos do valor encontrado no catálogo 2016 do INMETRO. No caso do coeficiente F_rU_L , os valores encontrados são próximos para o método permanente e o método Arranovitch, porém divergem significativamente do valor fornecido no catálogo 2016.

Tabela i.3-Resultados do método dos mínimos quadrados

Modelo	$F_r(\tau\alpha)$	$F_rU_L [W/m^2 \cdot K]$	(mc) $[J/m^2 \cdot K]$
Soletrol	0,75	6,07	[--]
Permanente	0,71	8,31	[--]
Arranovitch	0,76	8,78	87,88

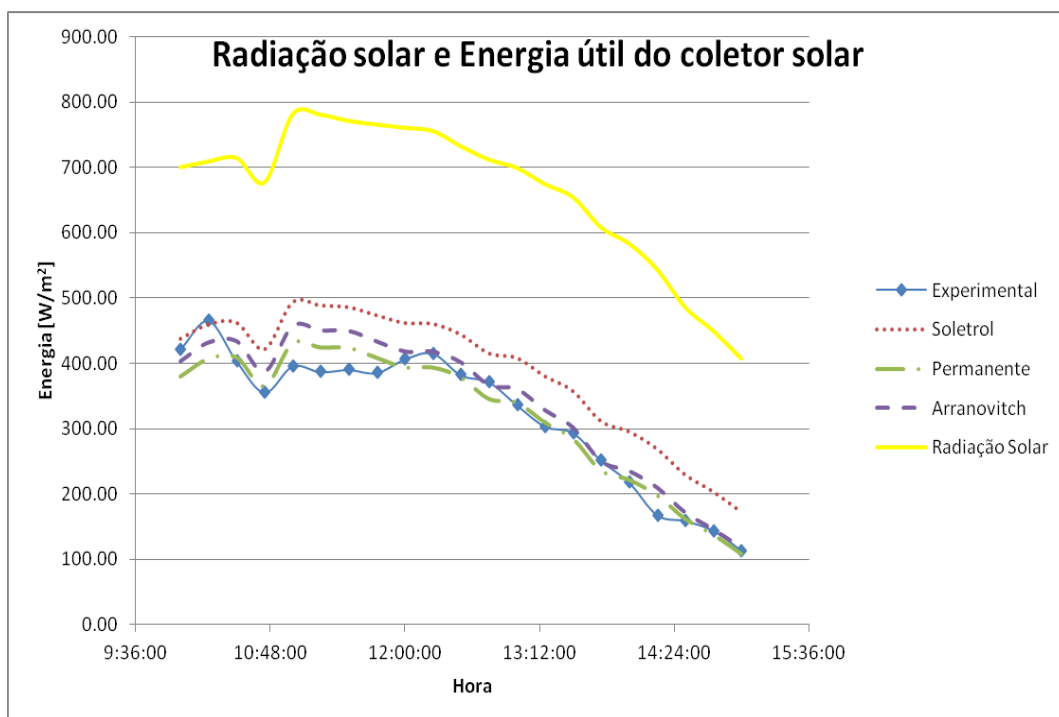


Figura i.1- Variação da energia útil e da radiação solar ao longo do dia

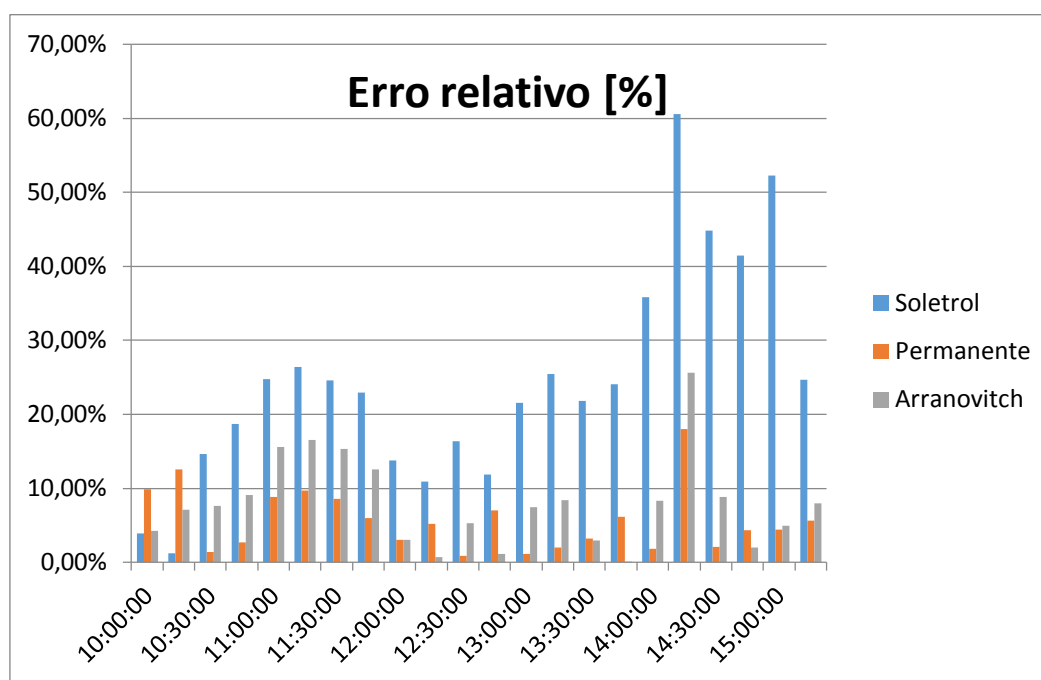


Figura i.2- Erro relativo ao longo do dia

O erro médio ao longo do dia de medição é de 5,67 % para o método permanente, 7,95 % para o método Arranovitch e 24,67 % para o método permanente com os coeficientes da Soletrol. Pelo baixo número de valores experimentais nenhuma conclusão definitiva pode ser elaborada. Mesmo assim, podemos afirmar que via o método dos mínimos quadrados, é possível determinar

valores dos coeficientes térmicos dos coletores solares. Também aparece que os coeficientes escolhidos no catálogo do INMETRO não correspondem aos coletores instalados no hospital. O fator de perdas térmicas $F_r U_L$ do INMETRO sendo menor que os parâmetros obtidos pelos métodos permanente e Arranovitch, a energia útil do coletor (curva vermelha) é maior. Uma explicação pode ser a evolução da tecnologia dos coletores solares da Soletrol entre os anos 2000 e 2016 com uma melhoria do isolamento térmico diminuindo assim o valor de $F_r U_L$.

Nesse experimento, os dados experimentais vêm de medições em campo, em condição de uso normal dos coletores solares. A revisão bibliográfica mostrou também a existência de métodos transientes mais sofisticados que os dois modelos testados aqui, que permitem trabalhar com condições experimentais mais variáveis do que os testes padrões das normas existentes. Seria interessante, uma vez o sistema simulado nesta dissertação pronto, testar os diversos modelos citados na revisão bibliográfica deste trabalho. A partir de uma extensa base de dados experimentais, a comparação desses modelos permitiria avaliar os seus comportamentos em condição “real” de trabalho dos coletores solares. Podem-se imaginar métodos numéricos para corrigir os modelos existentes a partir dos dados coletados em Miranda do Norte. Todas essas possibilidades teriam por objetivo tentar encontrar um modelo que possa determinar os coeficientes térmicos de um coletor solar a partir de medições em situações operacionais, facilitando assim a caracterização do desempenho térmico dos coletores solares.

IMPLANTACAO GERAL

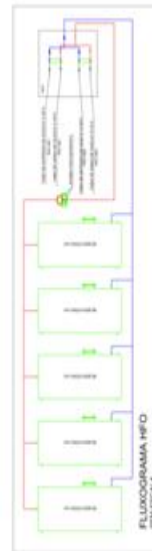
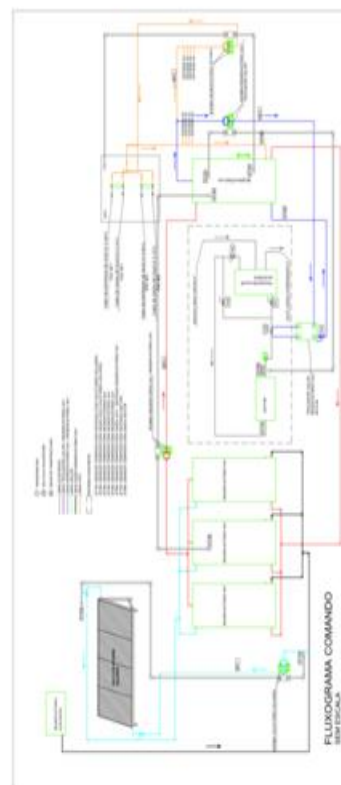
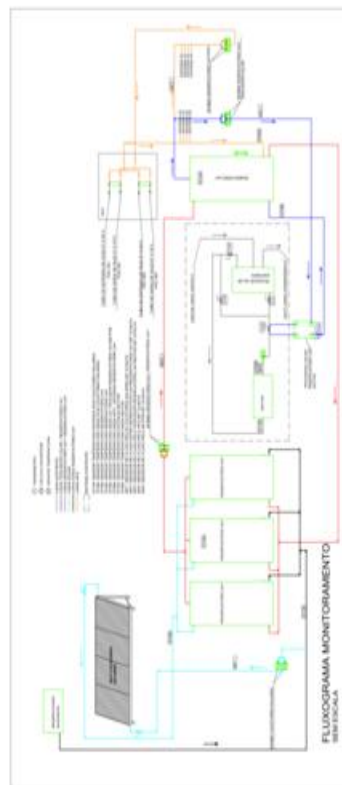
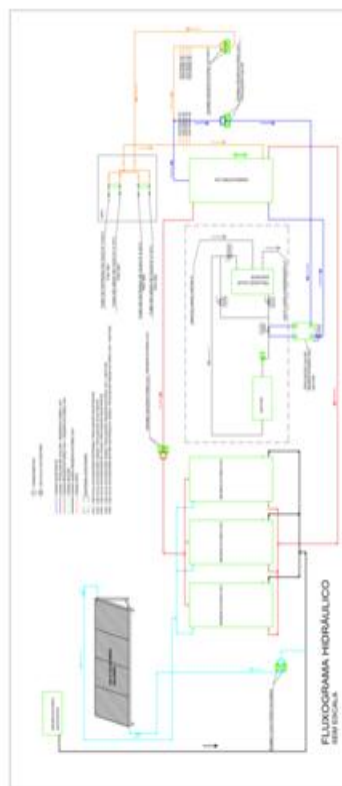
DET. SUPORTE TUBOS

LEGENDA

TIPO DE AMBIENTE	TIPO DE AMBIENTE	TIPO DE AMBIENTE	TIPO DE AMBIENTE
1. Sala de Aula	2. Sala de Aula	3. Sala de Aula	4. Sala de Aula
5. Sala de Aula	6. Sala de Aula	7. Sala de Aula	8. Sala de Aula
9. Sala de Aula	10. Sala de Aula	11. Sala de Aula	12. Sala de Aula
13. Sala de Aula	14. Sala de Aula	15. Sala de Aula	16. Sala de Aula
17. Sala de Aula	18. Sala de Aula	19. Sala de Aula	20. Sala de Aula
21. Sala de Aula	22. Sala de Aula	23. Sala de Aula	24. Sala de Aula
25. Sala de Aula	26. Sala de Aula	27. Sala de Aula	28. Sala de Aula
29. Sala de Aula	30. Sala de Aula	31. Sala de Aula	32. Sala de Aula
33. Sala de Aula	34. Sala de Aula	35. Sala de Aula	36. Sala de Aula
37. Sala de Aula	38. Sala de Aula	39. Sala de Aula	40. Sala de Aula
41. Sala de Aula	42. Sala de Aula	43. Sala de Aula	44. Sala de Aula
45. Sala de Aula	46. Sala de Aula	47. Sala de Aula	48. Sala de Aula
49. Sala de Aula	50. Sala de Aula	51. Sala de Aula	52. Sala de Aula
53. Sala de Aula	54. Sala de Aula	55. Sala de Aula	56. Sala de Aula
57. Sala de Aula	58. Sala de Aula	59. Sala de Aula	60. Sala de Aula
61. Sala de Aula	62. Sala de Aula	63. Sala de Aula	64. Sala de Aula
65. Sala de Aula	66. Sala de Aula	67. Sala de Aula	68. Sala de Aula
69. Sala de Aula	70. Sala de Aula	71. Sala de Aula	72. Sala de Aula
73. Sala de Aula	74. Sala de Aula	75. Sala de Aula	76. Sala de Aula
77. Sala de Aula	78. Sala de Aula	79. Sala de Aula	80. Sala de Aula
81. Sala de Aula	82. Sala de Aula	83. Sala de Aula	84. Sala de Aula
85. Sala de Aula	86. Sala de Aula	87. Sala de Aula	88. Sala de Aula
89. Sala de Aula	90. Sala de Aula	91. Sala de Aula	92. Sala de Aula
93. Sala de Aula	94. Sala de Aula	95. Sala de Aula	96. Sala de Aula
97. Sala de Aula	98. Sala de Aula	99. Sala de Aula	100. Sala de Aula

LEGENDA DE EQUIPAMENTOS

TIPO DE EQUIPAMENTO	TIPO DE EQUIPAMENTO	TIPO DE EQUIPAMENTO	TIPO DE EQUIPAMENTO
1. Radiador	2. Radiador	3. Radiador	4. Radiador
5. Radiador	6. Radiador	7. Radiador	8. Radiador
9. Radiador	10. Radiador	11. Radiador	12. Radiador
13. Radiador	14. Radiador	15. Radiador	16. Radiador
17. Radiador	18. Radiador	19. Radiador	20. Radiador
21. Radiador	22. Radiador	23. Radiador	24. Radiador
25. Radiador	26. Radiador	27. Radiador	28. Radiador
29. Radiador	30. Radiador	31. Radiador	32. Radiador
33. Radiador	34. Radiador	35. Radiador	36. Radiador
37. Radiador	38. Radiador	39. Radiador	40. Radiador
41. Radiador	42. Radiador	43. Radiador	44. Radiador
45. Radiador	46. Radiador	47. Radiador	48. Radiador
49. Radiador	50. Radiador	51. Radiador	52. Radiador
53. Radiador	54. Radiador	55. Radiador	56. Radiador
57. Radiador	58. Radiador	59. Radiador	60. Radiador
61. Radiador	62. Radiador	63. Radiador	64. Radiador
65. Radiador	66. Radiador	67. Radiador	68. Radiador
69. Radiador	70. Radiador	71. Radiador	72. Radiador
73. Radiador	74. Radiador	75. Radiador	76. Radiador
77. Radiador	78. Radiador	79. Radiador	80. Radiador
81. Radiador	82. Radiador	83. Radiador	84. Radiador
85. Radiador	86. Radiador	87. Radiador	88. Radiador
89. Radiador	90. Radiador	91. Radiador	92. Radiador
93. Radiador	94. Radiador	95. Radiador	96. Radiador
97. Radiador	98. Radiador	99. Radiador	100. Radiador



LEGENDA	DESIGNAÇÃO
	Agente Pista Permeável
	Agente Pista Impermeável
	Agente Quilograma Permeável
	Agente Quilograma Impermeável
	Orçamento BCI's
	Orçamento BCI's
	Atual de Relatórios
	Elaboração
	Condições Simples
	Outro
	Vigilância

Topic	Comments
<p>1. <i>Isolation and identification of microorganisms</i></p> <p>2. <i>Microbial growth and metabolism</i></p> <p>3. <i>Microbial control and sterilization</i></p> <p>4. <i>Microbial genetics and evolution</i></p> <p>5. <i>Microbial ecology and environmental microbiology</i></p> <p>6. <i>Microbial physiology and biochemistry</i></p> <p>7. <i>Microbial immunology and host-microbe interactions</i></p> <p>8. <i>Microbial pathogenesis and infectious diseases</i></p> <p>9. <i>Microbial biotechnology and industrial microbiology</i></p> <p>10. <i>Microbial systematics and taxonomy</i></p>	<p>1. <i>Isolation and identification of microorganisms</i></p> <p>2. <i>Microbial growth and metabolism</i></p> <p>3. <i>Microbial control and sterilization</i></p> <p>4. <i>Microbial genetics and evolution</i></p> <p>5. <i>Microbial ecology and environmental microbiology</i></p> <p>6. <i>Microbial physiology and biochemistry</i></p> <p>7. <i>Microbial immunology and host-microbe interactions</i></p> <p>8. <i>Microbial pathogenesis and infectious diseases</i></p> <p>9. <i>Microbial biotechnology and industrial microbiology</i></p> <p>10. <i>Microbial systematics and taxonomy</i></p>

[illegible][illegible]

003

