



PROJETO DE GRADUAÇÃO

**ANÁLISE DA GERAÇÃO E USO DE VAPOR E
ÁGUA QUENTE EM UMA INSTALAÇÃO
HOSPITALAR DE GRANDE PORTE**

Por,
Edgar Amaral Silveira

Brasília, 27 de Fevereiro de 2013

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

**FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
Faculdade de Tecnologia
Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO DE GRADUAÇÃO

**ANÁLISE DA GERAÇÃO E USO DE VAPOR E
ÁGUA QUENTE EM UMA INSTALAÇÃO
HOSPITALAR DE GRANDE PORTE**

POR,

Edgar Amaral Silveira

Relatório submetido como requisito para obtenção
do grau de Engenheiro Mecânico.

Banca Examinadora

Prof. João Pimenta, UnB/ ENM (Orientador).

Prof. Antonio Francisco Parentes Fortes, UnB/ ENM.

Prof. Armando Caldeira, UnB/ ENM,

Brasília, 22 de Fevereiro de 2013

RESUMO

O trabalho tem como objeto de estudo a central de vapor e água quente do Hospital das Forças Armadas de Brasília (HFA), contemplando sua análise e a execução de um sistema de aquecimento de água. O mesmo é composto de aquecedores a vapor, bombas centrífugas, tanques de termoacumulação estratificados e um sistema de termossifão, formado por um reservatório térmico estratificado e coletores solares planos.

A partir de um projeto já existente, será acompanhada a construção da instalação concomitantemente ao desenvolvimento da simulação computacional do desempenho do processo, ao longo de um ano específico, na cidade de Brasília.

Modelos matemáticos baseados na termodinâmica, transferência de calor e mecânica dos fluidos serão implementados para os componentes da instalação usando-se os programas E.E.S. (Engineering Equation Solver) e Matlab.

Os resultados simulados para todo um ano de operação e demanda de água quente e vapor no HFA serão aplicados nos cálculos de custos de combustíveis e energia elétrica e na avaliação da eficiência energética da instalação.

ABSTRACT

This project has as its object of study the central steam and hot water from the Armed Forces Hospital of Brasília (HFA), including its analysis and implementation of a system for heating water. This is composed of a steam heater, centrifugal pumps, stratified tanks and a thermosyphon system, composed of a stratified tank and solar collectors.

From an existing project, the construction of the system will be accompanied concurrently with the development of computer simulation of process performance over a specific year in the city of Brasilia.

Mathematical models based on thermodynamics, heat transfer and fluid mechanics will be implemented for the components of the installation using the programs EES (Engineering Equation Solver) and Matlab.

The simulated results for a full year of operation and demand for hot water and steam in the HFA will be applied in the calculations of costs of fuel and electricity and evaluating energy efficiency of the installation.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	1
1.1 O TEMA EM ESTUDO E SUA RELEVÂNCIA	1
1.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	3
1.3 OBJETIVOS.....	6
1.4 METODOLOGIA.....	6
1.5 ESTRUTURA DO TRABALHO	7
2. DESCRIÇÃO DO CASO DE ESTUDO	8
2.1 HOSPITAL DAS FORÇAS ARMADAS	8
2.2 DEMANDA DE ÁGUA QUENTE E VAPOR	9
2.2.1 CONSUMO DE VAPOR E ÁGUA QUENTE NO HFA	9
2.2.1.1 CENTRAL DE MATERIAIS ESTERILIZADOS (CME).....	10
2.2.1.2 COZINHA	10
2.2.1.3 LAVANDERIA	11
2.2.1.4 INCOR.....	13
2.2.1.5 BLOCO PRINCIPAL.....	13
2.2.2 CONSUMO DE VAPOR E ÁGUA QUENTE – QUADRO GERAL.....	14
2.3 SIMULTANEIDADE.....	14
2.4 SISTEMA EXISTENTE.....	15
2.5 PROJETO DO L.A.A.R.....	16
2.6 ESPECIFICAÇÃO DOS COMPONENTES	18
2.6.1 CALDEIRAS	18
2.6.2 PLACAS COLETORAS.....	20
2.6.3 RESERVATÓRIO TERMOSSIFÃO	22
2.6.4 TANQUE TERMO ACUMULAÇÃO.....	22
2.6.5 TROCADORES DE CALOR.....	23
2.6.6 BOMBAS.....	24
2.6.7 TUBULAÇÃO.....	27
2.6.8 ISOLAMENTO.....	29
3. MODELAGEM DO SISTEMA.....	32
3.1 RELAÇÃO DAS VAZÕES DE DEMANDA DO SISTEMA	32
3.2 CLIMA LOCAL.....	34
3.3 SISTEMA DE TERMOSSIFÃO	37
3.3.1 MODELAGEM DAS PLACAS COLETORAS.....	38
3.3.2 MODELAGEM DO TANQUE DO TERMOSSIFÃO SEM ESTRATIFICAÇÃO	42
3.4 MODELAGEM TANQUE DE TERMOACUMULAÇÃO SEM ESTRATIFICAÇÃO.....	47
3.5 MODELAGEM DOS TANQUES COM ESTRATIFICAÇÃO.....	49
3.6 MODELAGEM DAS BOMBAS	54
3.6.1 BOMBA 17 MS O3.....	56
3.6.2 BOMBA 9 MS O3	59
3.7 MODELAGEM DA PERDA DE CALOR NA TUBULAÇÃO.....	60
3.8 MODELAGEM DOS TROCADORES DE CALOR	64
4. RESULTADOS SIMULADOS.....	68
4.1 COMPARAÇÃO DO SISTEMA SEM E COM ESTRATIFICAÇÃO	68
4.1.1 TEMPERATURA DE SAÍDA DO SISTEMA DE TERMOSSIFÃO.....	68
4.1.2 TEMPERATURA DE SAÍDA PARA O CONSUMO	70
4.2 ANÁLISE ECONÔMICA DO SISTEMA	75
4.2.1 CUSTO ANUAL DE G.L.P.	75
4.2.2 CUSTO ANUAL DE ENERGIA ELÉTRICA CONSUMIDA PELAS BOMBAS.....	79
5. PROPOSTAS FUTURAS	82
6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	83

7. ANEXOS	85
7.1 CÓDIGO DA ESTRATIFICAÇÃO TÉRMICA NO PROGRAMA MATLAB.....	85

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Comparativo de formas de energia no Brasil (Ministérios de Minas e Energia, 2010).....	1
Figura 1.2 - Consumo por tipo de fonte de energia (Ministérios de Minas e Energia, 2010).....	2
Figura 2.1 - Localização do Hospital das forças Armadas em Brasília (Google Earth).	8
Figura 2.2 - Hospital das Forças Armadas (http://commons.wikimedia.org).	9
Figura 2.3 - Especificações para caldeirões a vapor (Castanho, 2012).	11
Figura 2.4 - Simultaneidade do sistema.....	15
Figura 2.5 - Caldeira antiga.	16
Figura 2.6 - Fluxo da casa de máquinas.....	17
Figura 2.7 - Caldeiras Arauterm.	19
Figura 2.8 - Parâmetros de funcionamento caldeira CVS-HP (Arauterm-2010).....	19
Figura 2.9 - Consumo de energia por setor (Ministério das Minas e Energia,2002).	20
Figura 2.10 - Esquema de montagem lateral das placas coletoras.....	21
Figura 2.11 - Esquema de montagem superior das placas coletoras.	21
Figura 2.12 - Placa coletora (Aço Nobre,2011).	22
Figura 2.13 - Reservatório Termossifão.	22
Figura 2.14 - Tanque Termoacumulador.	22
Figura 2.15 - Dados técnicos reservatório térmico (Aço Nobre, 2011).	23
Figura 2.16 - Parâmetros trocador de calor Apema (Apema,2010).	23
Figura 2.17 -Dimensões do trocador de calor Apema (Apema,2010).	24
Figura 2.18 - Bomba Multi- estagio 17 MSO3 e 9 MSO3. (DANCOR -2012).....	24
Figura 2.19 - Curva Características Bomba centrífuga 17 MS O3 (DANCOR, 2012).	25
Figura 2.20 - Dimensões da Bomba centrífuga 17 MS O3 (DANCOR, 2012).	25
Figura 2.21 - Curva Características Bomba centrífuga 9 MS O3 (DANCOR, 2012).	26
Figura 2.22 - Dimensões da Bomba centrífuga 9 MS O3 (DANCOR, 2012).	26
Figura 2.23 - Tubulações utilizadas na rede de água quente (Amanco, 2010).	28
Figura 2.24 - Propriedades físicas do PPR – Tipo 3 (Amanco, 2010).	29
Figura 2.25 - Isolamento Armaflex (Armaflex,2010).....	30
Figura 2.26 - Parâmetros do isolamento Armaflex (Armaflex, 2010).....	30
Figura 2.27 - Parâmetros do isolamento Armaflex (Armaflex,2010).....	31
Figura 3.1- Diagrama simplificado do fluxo de informação para o sistema.	32
Figura 3.2 - Carregamento e descarregamento de água no reservatório do termossifão.....	33
Figura 3.3 - Vazão mássica de carregamento do tanque da casa de máquinas.....	33
Figura 3.4 - Vazão mássica que retorna ao tanque termo acumulador sem inversor de frequências.	34
Figura 3.5 - Temperaturas de bulbo seco dias típicos de nível 10% de verão.....	35
Figura 3.6 - Temperaturas de bulbo seco dias típicos de nível 10% de inverno.	35
Figura 3.7 - Perfil de temperatura de um ano típico de Brasília.	35
Figura 3.8 - Radiação global em [Wh/m ²] nos dias de verão.	36
Figura 3.9 - Radiação global em [W.h/m ²] nos dias de inverno.....	36
Figura 3.10 - Radiação global em [W.h/m ²] durante um ano.....	36
Figura 3.11 - Sistema de termossifão.....	38
Figura 3.12 - Perfil rendimento dos coletores (verão).	40
Figura 3.13- Perfil de rendimento dos coletores (inverno).	40
Figura 3.14 - Calor específico à determinada temperatura (Carrocci, 1987).	43
Figura 3.15 - Capacidades de armazenamento em função da diferença de temperatura (Carrocci, 1987).	43
Figura 3.16 - Modelo tanque termossifão.	44
Figura 3.17- Modelo tanque termoacumulação.	47

Figura 3.18 - Representação de nós em um tanque estratificado.	49
Figura 3.19 - Modelo explicativo de um tanque estratificado.	50
Figura 3.20 - Fluxo de troca de calor (Solar Engineering of Thermal Processes, Second Edition)	51
Figura 3.21 - Modelo adotado na simulação numérica do reservatório do termossifão....	53
Figura 3.22 - Modelo adotado na simulação numérica do reservatório da casa de máquinas.	54
Figura 3.23 - Curva Característica (Omel Bombas e Compressores Ltda,2012).	55
Figura 3.24 - Curva Característica do Sistema.	57
Figura 3.25 - Ponto operacional da bomba 17 MS 03.....	57
Figura 3.26 - Definição do rendimento da bomba 17 MS 03.	58
Figura 3.27 - Curva característica bomba 9 MS 03.	59
Figura 3.28 - Ponto operacional bomba 9 MS 03.....	59
Figura 3.29 - Rendimento da Bomba 9 MS 03.	60
Figura 3.30 - Transferência de calor através de um cilindro oco com isolamento térmico.	60
Figura 3.31 - Circuito elétrico equivalente.	61
Figura 3.32 - Perda de calor na tubulação de água quente com isolamento ARMAFLEX.	62
Figura 3.33 - Perda de calor na tubulação de água quente sem isolamento ARMAFLEX.	63
Figura 3.34 - Perda de calor na tubulação de água quente com bomba centrífuga desligada durante a noite.	63
Figura 3.35 - Aplicação do vapor d'água saturado (http://www.mspc.eng.br).....	64
Figura 3.36 - Gráfico do comportamento das temperaturas.	66
Figura 3.37 - Preço médio GLP (anp,2013).	67
Figura 4.1 - Temperaturas de saída do sistema de termossifão no verão sem estratificação térmica (E.E.S).....	68
Figura 4.2 - Temperaturas de saída do sistema de termossifão no verão com estratificação térmica.	69
Figura 4.3 - Temperaturas de saída do sistema de termossifão sem estratificação no inverno.	69
Figura 4.4- Temperaturas de saída do sistema de termossifão no verão com estratificação térmica.	70
Figura 4.5 - Temperatura final do termo acumulador sem estratificação no verão.	71
Figura 4.6- Temperaturas do nós do termo acumulador com estratificação no verão.	71
Figura 4.7 - Temperatura final do termoacumulador sem estratificação no inverno.	72
Figura 4.8 - Temperaturas dos nós do termoacumulador com estratificação no inverno.	72
Figura 4.9 - Temperatura de saída do termo acumulador sem e com sistema de termossifão.....	73
Figura 4.10 - Temperatua dos três nós do reserevatório do sistema de termossifão.	73
Figura 4.11 - Temperatura dos três nós dos tanques de termoacumulação com termossifão.....	74
Figura 4.12 - Temperatura dos três nós dos tanques de termoacumulação sem termossifão.....	74
Figura 4.13 - Comparativo de custos de GLP para aquecimento de água no Hospital com diferentes sistemas.	76
Figura 4.14 - Porcentagem de custos de utilização das caldeiras no Sistema antigo	77
Figura 4.15 - Porcentagem de custos de utilização das caldeiras no novo sistema sem termossifão.....	78
Figura 4.16- Porcentagem de custos de utilização das caldeiras no novo sistema com termossifão.....	78
Figura 4.17 - Custo de funcionamento em reais da Bomba 17 MS 03.	79
Figura 4.18 - Custo de funcionamento em reais da bomba 9 MS 03.	79
Figura 4.19 - Potências registradas para a Bomba 17 MS 03	80
Figura 4.20 - Perfil de potências bomba 9 MS 03.	81

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Setores que utilizam vapor e água quente.	10
Tabela 2.2 - Consumo de vapor e água quente das lavadoras (Castanho, 2012).....	12
Tabela 2.3 - Consumo de vapor e água quente das secadoras (Castanho, 2012).	12
Tabela 2.4 - Consumo de vapor e água quente das secadoras (Castanho, 2012).	13
Tabela 2.5 - Consumo de vapor e água quente das máquinas de passar (Catálogo empresa Castanho, 2012).....	13
Tabela 2.6 - Pontos de utilização de água quente.	14
Tabela 2.7 - Quadro geral de consumo médio de vapor e água quente.	14
Tabela 3.1 - Parâmetros para cálculo do rendimento dos coletores.	39
Tabela 4.1 - Custos de GLP a partir de valores médios diários.	76
Tabela 4.2 - Quantidade de GLP consumida em um dia de operação	77
Tabela 4.3 - Valores quantitativos das potências da bomba 17MS 03 com inversor de frequência e com velocidade fixa.	80
Tabela 4.4 - Valores quantitativos das potências da bomba 9 MS 03 com inversor de frequência e com velocidade fixa.	81

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

$A_{coletor}$	Área da placa coletora	[m ²]
A_{total}	Área total dos coletores de	[m ²]
A_{tanque}	Área de troca de perda de calor do trocador	[m ²]
c_p	Calor específico da substância	[kJ/kg.°C]
D	Diâmetro do tanque	[m]
F_r	Fator de remoção de calor da placa coletora.	
F_i^c	Função de controle dos coletores.	
F_i^L	Função de controle do carregamento.	
$F_{r_{\tau\alpha}}$	Fator de rendimento óptico	
F_{r_k}	Coefficiente de perda	[W/m ² . K]
H_m	Altura manométrica	[mca]
H_G	Altura geométrica	[m]
h_{ar}	Coefficiente de convecção do ar	[W/m ² .K];
$h_{i,e}$	Coefficiente de convecção da água e do ar	[W/(m ² .K)]
I_β	Radiação solar	[kJ/m ² .K]
K'	Coefficiente;	
$k_{t,i}$	Coefficiente de condução do tubo e do isolamento	[W/(m ² .K)]
L_{tanque}	Comprimento do tanque	[m]
$L_{tubulação}$	Comprimento da tubulação	[m]
\dot{m}	Fluxo de massa do fluido	[kg/s]
$\dot{m}_{água}$	Massa de fluido aquecida	[kg/h]
\dot{m}_{caesb}	Vazão mássica de água fornecida pela Caesb	[kg/s]

\dot{m}_{col}	Vazão mássica de água que entra e sai dos coletores	[kg/s]
\dot{m}_{ret}	Vazão mássica de água que retorna do Hospital	[kg/s]
\dot{m}_{sif}	Vazão mássica de água para consumo do Hospital	[kg/s]
m_{sist}	Vazão mássica de água para consumo do Hospital	[kg/s]
M_{tanque}	Massa de água contida no tanque	[kg]
m_{vapor}	Massa de vapor	[kg]
Pot_{util}	Potencia útil	[kW]
Q_u	Calor útil transferido para o fluido circulante	[W]
Q_s	Subtração de calor no sistema	[W]
Q_e	Adição de calor no sistema	[W]
Q	Quantidade de energia	[kJ]
\dot{Q}	Vazão	[m ³ /h]
r_i	Raio característico da transferência de calor	[m]
T_a	Temperatura ambiente	[°C]
T_{fluido}	Temperatura do fluido que entra no coletor	[°C]
T_i	Temperatura de entrada da água nos coletores	[°C]
T_{inst}	Temperatura instantânea do sistema	[°C]
T_o	Temperatura do fluido que sai do coletor	[°C]
$T_{retorno,1}$	Temperatura da água de retorno do HFA	[°C]
$T_{retorno,2}$	Temperatura após aquecimento no trocador de calor	[°C]
T_{ret}	Temperatura da água ao sair dos trocadores de calor	[°C]
T_{sif}	Temperatura do fluido que entra no coletor	[°C]
U_{tanque}	Coefficiente de perda de calor do trocador	[W/m ² .°C]
U_L	Coefficiente global de perdas da placa coletora	[W/m ² .°C]
$(UA)_{global}$	Produto do coeficiente global de perdas de calor com a área	[W/K]

Símbolos Gregos

I_{β}	Radiação solar	[kJ/m ²]
$\eta_{coletor}$	Rendimento térmico coletor	[%]
τ	Transmitância da cobertura de vidro	[decimal]
$(\tau\alpha)_e$	Produto transmitância-absortância efetivo	[decimal]
α	Absortância da superfície “negra” da placa	[decimal]
η_{bomba}	Rendimento da bomba	[%]
ΔT_{tanque}	Temperatura do trocador menos a temp. ambiente	[°C]
ΔT	Elevação da temperatura do vapor	[°C]

Grupos Adimensionais

F_r	Fator de remoção de calor da placa coletora
F_i^c	Função de controle dos coletores
F_i^l	Função de controle do carregamento
$F_{r\tau\alpha}$	Fator de rendimento óptico
K'	Coefficiente

Subscritos

a	Ambiente
$bomba$	Bomba centrífuga
$caesb$	Caesb
e	Entrada
$ecol$	Entrada nos coletores
m	Manométrico
G	Geométrico

<i>inst</i>	Instantânea do sistema
<i>ret</i>	Retorno dos trocadores de calor
<i>scol</i>	Saída dos coletores
<i>s</i>	Saída
<i>sifao</i>	Tanque do termossifão
<i>tanque</i>	Tanque
<i>tubulação</i>	Tubulação
<i>vapor</i>	Vapor

Sobrescritos

- Variação temporal

1. INTRODUÇÃO

1.1 O TEMA EM ESTUDO E SUA RELEVÂNCIA

O uso racional da energia e a busca por fontes alternativas são resultados de décadas de falta de conscientização da importância da conservação da energia. A crise energética mundial iniciada no ano de 1973, com a crise do petróleo, resultou na busca por soluções que visam à minimização do desperdício energético.

No Brasil, devido à sua geografia favorável, o desenvolvimento da matriz energética se deu principalmente através de fontes de energia renováveis como a energia hidráulica. Porém a capacidade de ampliação da produção dessa forma de energia é limitada às condições ambientais, e principalmente aos impactos ecológicos provocados na construção de hidrelétricas. Dados apresentados pelo Ministério das Minas e Energias evidenciam um crescimento considerável das formas de energia renováveis em comparação com as não renováveis como pode ser observado na Figura 1.1.

FONTES	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	SOURCES
NÃO RENOVÁVEL	83.490	95.867	97.829	99.216	105.667	111.421	114.725	122.009	128.377	133.138	NON-RENEWABLE ENERGY
PETRÓLEO	66.742	75.124	77.580	76.641	84.300	89.214	90.765	94.000	101.033	106.439	PETROLEUM
GÁS NATURAL	13.894	15.410	15.681	16.852	17.575	17.582	17.988	21.398	20.987	22.771	NATURAL GAS
CARVÃO VAPOR	2.175	1.935	1.785	2.016	2.348	2.200	2.257	2.494	2.239	2.161	STEAM COAL
CARVÃO METALÚRGICO	10	63	38	137	135	87	92	167	0	0	METALLURGICAL COAL
URÂNIO (U ₃ O ₈)	669	3.335	2.745	3.569	1.309	2.338	3.622	3.950	4.117	1.767	URANIUM - U ₃ O ₈
RENOVÁVEL	72.896	78.551	86.267	91.022	94.855	100.380	108.022	114.544	112.626	120.416	RENEWABLE ENERGY
ENERGIA HIDRÁULICA	23.028	24.594	26.283	27.589	29.021	29.997	32.165	31.782	33.528	34.680	HYDRAULIC
LENHA	22.437	23.636	25.965	28.187	28.420	28.496	28.618	29.268	24.609	26.071	FIREWOOD
PRODUTOS DA CANA	22.800	25.272	28.357	29.385	31.094	35.133	40.458	45.019	45.252	48.852	SUGAR CANE PRODUCTS
OUTRAS RENOVÁVEIS	4.631	5.050	5.663	5.860	6.320	6.754	6.780	8.475	9.237	10.813	OTHERS
TOTAL	156.386	174.418	184.097	190.238	200.522	211.802	222.747	236.553	241.003	253.553	TOTAL

Figura 1.1 - Comparativo de formas de energia no Brasil (Ministérios de Minas e Energia, 2010).

Embora o Brasil não esteja enquadrado entre as potências mundiais de maior consumo de energia, identifica-se sua dependência da geração de energia elétrica e dos derivados de petróleo quando observamos a Figura 1.2 que representa os consumos por tipo de fonte.

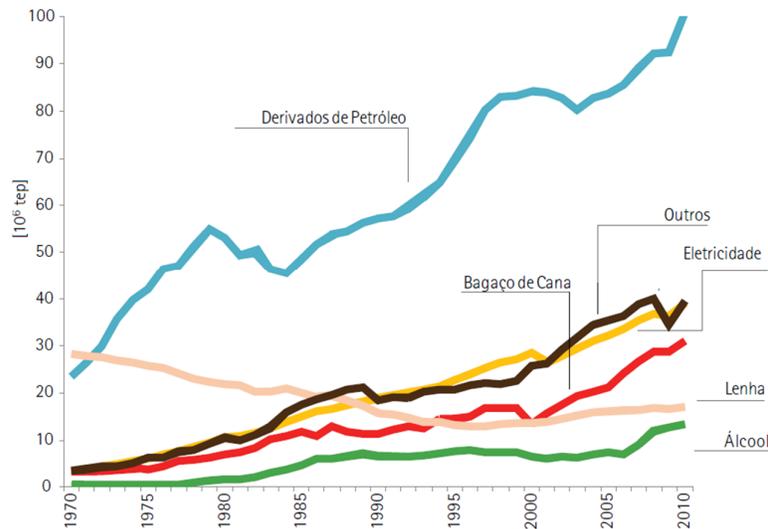


Figura 1.2 - Consumo por tipo de fonte de energia (Ministérios de Minas e Energia, 2010).

Uma das principais chaves para o desenvolvimento de qualquer país no mundo atual é, portanto sua capacidade de gerar energia elétrica, usando preferencialmente fontes renováveis e de recursos ilimitados. O investimento em tecnologias que possam substituir ou economizar o uso da energia elétrica é também fundamental. Este compromisso com o desenvolvimento sustentável já foi assumido por diversos países.

A energia solar insere-se neste cenário como uma das alternativas mais promissoras, tendo sido pesquisada com maior interesse ao longo dos últimos 40 anos. Como possui capacidade de renovação tão longa quanto à vida do próprio planeta, se constitui numa opção bastante viável nas regiões intertropicais, onde a incidência de radiação solar ao longo de todo o ano atinge excelentes índices. Outra característica favorável da energia solar é a possibilidade de geração no próprio local de consumo, diminuindo assim custos com o transporte da energia ao longo de grandes distâncias e facilitando também a manutenção dos sistemas.

Dentro deste contexto insere-se também o estudo do armazenamento ou conservação de energia com o objetivo de diminuir os desperdícios e, conseqüentemente reduzir os custos envolvidos no processo. A forma de energia a ser armazenada, seu uso final, sua duração de armazenagem, entre outros fatores, são parâmetros que determinam a adoção de diferentes sistemas. Diversos tipos de sistemas são utilizados, entre eles: armazenamento por bombeamento de água, por vapor pressurizado, por ar comprimido, eletromagnético, eletroquímico, térmico (sensível ou latente), entre outros.

Em instalações prediais de grande porte como hospitais, indústrias, shoppings, ente outros, o sistema de armazenamento térmico tem maior aplicabilidade e ainda pode ser utilizado

diretamente com coletores solares para aquecimento de água quente, resfriamento e aquecimento de ambientes.

O Hospital das Forças Armadas de Brasília é um complexo de grande porte que presta assistência hospitalar aos militares das Forças Armadas e seus dependentes, à Presidência da República e a segmentos da sociedade. Para seu funcionamento tem em suas instalações uma rede de vapor e água quente que tem a função de fornecer água a uma determinada temperatura para a higienização dos pacientes, lavagem das roupas, esterilização de equipamentos entre outras atividades.

Um novo projeto dessas redes de vapor e água quente foi desenvolvido pelo Laboratório de Ar Condicionado e Refrigeração da Universidade de Brasília (L.A.A.R.) visando tornar esse mais eficiente, sustentável e funcional para o Hospital. Para isso, esse sistema foi projeto adicionando à rede componentes capazes de manter níveis de temperaturas sem grandes perdas energéticas. Esse novo sistema central coletivo, que produz água quente para todos os aparelhos e unidades do complexo, possui uma casa de máquinas, com diversos componentes, localizada no térreo do Hospital interligada a esse por uma rede de tubulações. O interesse de se saber como se comporta cada um desses componentes operando em conjunto e a interferência de fatores climáticos e padrões de uso do Hospital foi a motivação do presente trabalho. Com esse comportamento simulado, previsões e precauções em relação às linhas de distribuição e equipamentos podem ser feitas e tomadas a fim de uma correta operação do sistema e até mesmo futuras modificações da rede.

1.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Em tanques de armazenamento por calor sensível pode-se encontrar gradientes de temperatura, causando então, gradientes de densidade acompanhados da força de empuxo de Arquimedes. É interessante notar que do ponto de vista termodinâmico não há dúvidas que o sistema estratificado seja melhor que o sistema homogêneo, o que é verificado claramente pela segunda lei da termodinâmica. Depois de 1974 é que começam a surgir estudos sobre o tema devido a essa vantagem.

Em 1975, Pepper realiza estudos sobre a transferência de massa e da quantidade de movimento e de calor nas camadas limites da atmosfera. No ano seguinte Cabelli tenta descrever a transferência de calor dentro de um tanque quadrado, estratificado e com dependência dos números de Reynolds e de Grashof, através de um modelo unidimensional com solução analítica e um modelo bidimensional com solução numérica.

Lavan e Thompson realizaram em 1977 um estudo experimental sobre tanques de armazenamento de água quente estratificado termicamente. Várias relações de comprimento/diâmetro, diferentes vazões mássicas e diferentes temperaturas de entrada e saída foram utilizados nos experimentos.

Utilizando um modelo bi-dimensional Cabelli conduziu no mesmo ano uma investigação numérica para tanques de armazenamento de água quente. Foram examinadas a influência do número de Reynolds na entrada e uma estratificação por efeitos da variação da densidade do fluido. Pequenas diferenças foram encontradas quando o modelo foi comparado a um unidimensional que foi incluído.

Aparecem, em 1978, Raithby e Hollands avançando nos trabalhos de estratificação com convecção natural. Eles analisam a troca de calor em estratificação por convecção natural entre superfícies planas. Um ano após Torrance analisa o comportamento da estratificação por convecção natural por uma região de aquecimento no fundo de uma cavidade.

Nogueira em 1981 analisou numericamente e experimentalmente tanques de armazenamento estratificado líquido levando em conta os parâmetros geométricos e operacionais. Utilizou um modelo unidimensional simplificado e comparou os resultados numéricos com experimentos específicos a fim de validar o modelo proposto.

Em 1982 Jaluria e Gupta apresentam um estudo experimental de decaimento da temperatura em um tanque de água estratificado termicamente; perfis de temperatura dependentes do tempo foram medidos para várias distribuições de temperaturas iniciais e condições ambientes.

Um modelo convectivo para tanques de armazenamento líquido foi apresentado por Ismail e Carroci em 1985. Os resultados foram comparados com uma solução analítica unidimensional. Os efeitos de movimentação inicial do fluido, geometria e número de Reynolds foram apresentados e discutidos. Um ano mais tarde os autores apresentaram um modelo completo bidimensional para tanques estratificados incluindo perdas térmicas na parede e realizaram comparações experimentais para validar o modelo. Três artigos foram apresentados nos anos de 1987 e 1988. Estes apresentavam mais resultados numéricos e experimentais durante as condições de carregamento descarregamento e estagnação. Comparações entre previsões numéricas e experimentais foram coerentes.

Em 1987 Trueman descreveu em um artigo a experiência operacional com um grande tanque estratificado para água fria usado em um edifício em Vancouver, no Canadá. Dois

anos mais tarde Trueman juntamente com Wildin publicaram dois trabalhos experimentais mostrando os efeitos da geometria do tanque. No mesmo ano os autores fizeram um estudo de transferência de calor num tanque de armazenamento térmico estratificado com escoamento cruzado usando o modelo de diferenças finitas.

Uma investigação experimental do comportamento de tanques de armazenamento durante o período de difusão térmica foi feita em 1989 por Al- Marafie, Moustafa e Kandarie. Os resultados mostraram que os tanques de armazenamento com razão de aspecto de 3 e 4 aumentam a eficiência da extração.

Kandarie (1990) obteve eficiências de extração para os processos de carregamento e descarregamento de 73% a 85 % em cima dos resultados do estudo experimental sobre estratificação térmica em tanques de armazenamento a quente.

Kleinbach, Beckman e Klein (1993) desenvolveram duas aproximações básicas para o estudo da estratificação térmica em tanques de armazenamento térmico. Os resultados dos modelos de tanques de armazenamento foram comparados com dados experimentais. Segundo os autores a estratificação depende principalmente do volume do tanque. Do projeto dos instrumentos de entrada e de saída e das vazões de entrada e saída.

O estudo de um modelo teórico do processo de carregamento que fornece um limite superior do desempenho para tanques de armazenamento térmico estratificados foi estudado por Yoo e Park em 1993.

Gretarsson, Pedersen e Strand (1994) desenvolveram um estudo baseado fundamentalmente num modelo de tanque de armazenamento térmico estratificado para a implementação de um programa de análise energética. O desempenho do modelo foi comparado com dados experimentais e um modelo de diferença finita

Um estudo numérico sobre o desenvolvimento da estratificação térmica em uma cavidade bi-dimensional foi realizado por Safi e Loc em 1994. Neste estudo foram analisadas as influências dos parâmetros adimensionais sobre o comportamento do escoamento e da estratificação.

Ismail, Leal, e Zanardi (1997) mostraram os resultados numéricos de um estudo comparativo sobre tanques de armazenamento térmico estratificado para armazenamento a frio.

Homan e Soo em 1998 apresentaram os resultados para a eficiência de um tanque de armazenamento de água fria estratificado com uma entrada e uma saída. Eles compararam as

soluções numéricas para um escoamento laminar, bi-dimensional e transiente durante o preenchimento do tanque estratificado com um modelo unidimensional envolvendo somente a transferência de calor condutiva.

1.3 OBJETIVOS

O presente trabalho tem como objeto o estudo da central de vapor e água quente que foi reestruturada. A análise contempla um sistema de armazenamento de calor sensível composto por tanques estratificados termicamente, um sistema de aquecimento solar com circulação natural por termossifão, trocadores de calor, bombas centrífugas, tubulações e estações de purga e controle de pressão entre outros componentes da rede.

Para esse estudo serão montados modelos usando as equações de conservação e transferência de calor com algumas considerações, acompanhadas das condições de contorno adequadas para cada situação de operação dos componentes e das condições climáticas e funcionais do complexo. Esses modelos serão resolvidos numericamente com auxílio das ferramentas computacionais Engineering Equation Solver e MatLab determinando o comportamento dos tanques de termoacumulação, das temperaturas em carregamento e descarregamento, da eficiência do sistema de termossifão na economia de vapor e das perdas energéticas do sistema.

1.4 METODOLOGIA

A primeira etapa do projeto abordada no Projeto de Graduação Um pontuou o estudo teórico de cada componente e o levantamento de todos os parâmetros que podem interferir na simulação. Dados como a temperatura ambiente, radiação solar, catálogo de equipamento e frequência de uso e consumo de água quente e vapor foram recolhidos para serem utilizados nas simulações.

Para o estudo do sistema ganhar robustez, a simulação individual de cada componente da rede foi realizada prevendo assim o comportamento de cada um dos equipamentos adquiridos. Na primeira etapa do projeto foi retratada a situação de funcionamento para três dias típicos de verão e três de inverno. Na fase final as simulações foram realizadas para um ano típico da cidade. Depois da análise dessas simulações individuais uma simulação de custos foi feita avaliando a eficiência de operação do sistema em diferentes situações.

1.5 ESTRUTURA DO TRABALHO

O texto do projeto é constituído por seis Capítulos. Neste Capítulo inicial é feita uma introdução aos assuntos abordados. É estabelecido e discutido o problema que se propõe estudar, apresenta-se uma revisão bibliográfica dos principais trabalhos teóricos e experimentais realizados a respeito de tanques de termoacumulação e sistema de termossifão e são enunciados os objetivos específicos do trabalho.

No Capítulo 2 descreve-se o caso de estudo mostrando a estrutura do H.F.A, o consumo de água quente e vapor e a estrutura do funcionamento do antigo e do novo sistema.

No Capítulo 3 são construídos os modelos matemáticos empregados no desenvolvimento da simulação. Tais modelos pontuam a determinação do ganho de energia nos coletores solares, as grandezas do desempenho e eficiência térmica das placas coletoras, o balanço de energia nos reservatório térmico, o funcionamento e a eficiência das bombas hidráulicas, a avaliação das perdas de calor nas tubulações hidráulicas e o desempenho dos trocadores de calor.

No Capítulo 4 são ilustrados e comentados os resultados simulados. São apresentados também os custos econômicos para o funcionamento da instalação durante um ano.

No Capítulo 5 são comentadas propostas futuras para o sistema.

No Capítulo 6, são apresentadas as referências bibliográficas utilizadas no trabalho.

2. DESCRIÇÃO DO CASO DE ESTUDO

2.1 HOSPITAL DAS FORÇAS ARMADAS

Arquitetado pelo renomado Oscar Niemeyer, o Hospital das Forças Armadas é público e foi inaugurado em 27 de março de 1972. Subordinado ao Ministério da Defesa o Hospital das Forças Armadas atualmente é administrado pelo Brigadeiro-Médico da Aeronáutica José Maria Lins Calheiros e o Vice-diretor, Capitão-de-Mar-e-Guerra Antônio Carlos da Silva Rodrigues, da Marinha do Brasil. O Departamento Médico é dirigido pelo Capitão-de-Fragata Figueiredo (Marinha) e Major Bazzan (Exército). Está situado na Estrada do Contorno do Bosque, Cruzeiro Novo, em Brasília (Distrito Federal). Localização em que a Latitude é: 15° 52', a Longitude: 47° 55' e a Altitude: 1060 metros. Esta localização esta representada na Figura 2.1.

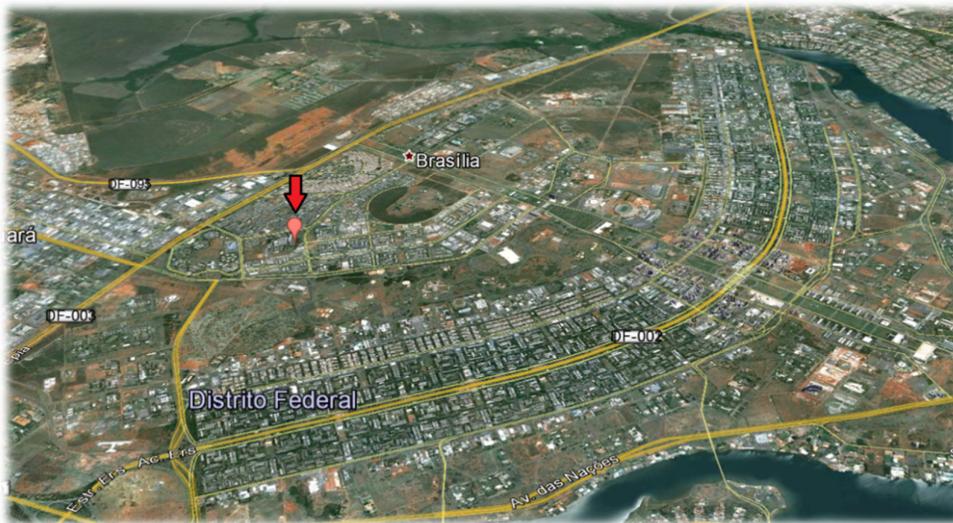


Figura 2.1 - Localização do Hospital das forças Armadas em Brasília (Google Earth).

O H.F.A., como é mais conhecido, disponibiliza assistência médica completa, ou seja, laboratorial, ambulatorial e hospitalar aos militares da ativa, reserva, reformados das Forças Armadas (Exército, Marinha e Aeronáutica) e familiares (dependentes), à Presidência da República e outros segmentos da sociedade, devidamente autorizados. Realiza pesquisas na área médica e participa de programas de ensino para profissionais de níveis superior e médio.

O complexo é composto por um prédio principal com doze andares subordinado a outros setores como: a lavanderia, a cozinha, o centro médico de esterilização e o centro de

cardiologia. Cada uma dessas unidades tem um consumo e uma frequência de utilização de vapor e água quente específicos que devem ser caracterizados para o projeto e simulação do sistema.



Figura 2.2 - Hospital das Forças Armadas (<http://commons.wikimedia.org>).

2.2 DEMANDA DE ÁGUA QUENTE E VAPOR

No H.F.A. temos consumo de água e vapor em diferentes setores do complexo. Para a realização do projeto e das simulações foram levantados os consumos e as frequências de utilização de cada um desses a fim de se computar as vazões, períodos de utilização e simultaneidade.

A maior utilização de água quente ocorre no bloco principal do complexo, composto por 12 pavimentos, decorrente do grande número de pacientes que realizam sua higienização. Na lavanderia temos um elevado consumo para a lavagem das vestimentas dos pacientes, roupas de cama e toalhas. Na cozinha o vapor é usado em duas panelas para o cozimento de alimentos. Esterilizadores a vapor o utilizam no processo de esterilização do instrumental cirúrgico no C.M.E.

Cada um desses setores será detalhado nos próximos tópicos desse capítulo fornecendo assim uma visão completa da demanda e da simultaneidade desse consumo.

2.2.1 CONSUMO DE VAPOR E ÁGUA QUENTE NO HFA

As caldeiras existentes no Hospital das Forças Armadas (HFA) têm por objetivo atender a demanda de vapor dos setores críticos que formam o complexo. A Tabela 2.1 ilustra tal uso.

Tabela 2.1- Setores que utilizam vapor e água quente.

Setor	Vapor	Água Quente
Central de Materiais Esterilizados	X	-
Cozinha	X	X
Lavanderia	X	X
INCOR	X	X
Hospital	-	X

Descreve-se a seguir o consumo de vapor e de água quente em cada setor podendo assim contabilizar o fluxo mássico usados na simulação.

2.2.1.1 CENTRAL DE MATERIAIS ESTERILIZADOS (CME)

Nas atuais instalações do CME encontram-se cinco equipamentos de esterilização sendo quatro a vapor idênticos e um modelo elétrico.

Para os quatro esterilizadores a vapor a seguinte informação foi levantada.

- Fabricante: Baumer;
- Modelo: B-365 V 5 P;
- Série: 75D1094;
- Data: 07/87.

Com base nessa informação foi feito contato com o Fabricante o qual informou um consumo total de vapor das quatro esterilizadoras de 280 kg/h.

A antiga C.M.E. encontrava-se situada no 4º pavimento do bloco principal do hospital. Um novo projeto foi elaborado e esse setor foi deslocado para o subsolo do mesmo bloco.

2.2.1.2 COZINHA

Uma nova cozinha para o H.F.A. está atualmente operando. O projeto dessa nova cozinha não foi disponibilizado de maneira que informações mais detalhadas não puderam ser consideradas.

De acordo com visitas técnicas realizadas ao local, o novo conceito adotado para a cozinha, conduz a uma operação que requer um menor fornecimento de vapor. Apenas uma linha de pequena bitola foi instalada sendo que tal linha conduz vapor para um local onde se encontram duas panelas a vapor.

Tais panelas são (pela construção observada) do tipo “caldeirão a vapor direto autoclavado” como o modelo da figura abaixo produzido pela Alja Cozinhas Industriais. Com base nessa informação e considerando que os modelos a serem usados na cozinha têm capacidade para 500 litros então cada panela tem um consumo de vapor da ordem de 130 kg/h.

Assim, o consumo de vapor da cozinha está estimado num total de 520 kg/h. Na Figura 2.3 temos a ilustração dessas panelas e algumas características do fabricante.

MODELO	CAPAC.	DIMENSÃO	CONSUMO VAPOR	PRESSÃO TRABALHO
CVD-100-AC	100 L	560 X 786 X 950	26 KG/h	0,3 À 0,5 KG/cm ²
CVD-200-AC	200L	800 X 1026 X 950	52 KG/h	0,3 À 0,5 KG/cm ²
CVD-300-AC	300L	950 X 1176 X 950	78 KG/h	0,3 À 0,5 KG/cm ²
CVD-400-AC	400L	1055 X 1281 X 950	104 KG/h	0,3 À 0,5 KG/cm ²
CVD-500-AC	500L	1175 X 1401 X 950	130 KG/h	0,3 À 0,5 KG/cm ²



Figura 2.3 - Especificações para caldeirões a vapor (Castanho, 2012).

Quanto ao consumo de água quente na cozinha, não foi obtida nenhuma informação a respeito. Sabe-se, porém que esse consumo existe, mas é bem reduzido, não sendo assim considerado na elaboração do projeto.

2.2.1.3 LAVANDERIA

As instalações da lavanderia do HFA foram visitadas verificando-se a existência de um consumo importante de vapor e água quente. Trata-se de uma área de importância crítica que apresenta uma organização relativamente complexa.

Inicialmente, no setor de lavagem um total de sete Lavadoras encontra-se instaladas, todas fabricadas pela empresa Castanho. Nessas lavadoras pode haver tanto um consumo de água quente quanto um consumo de vapor, dependendo da operação selecionada. Conforme informações obtidas junto ao fabricante, essas lavadoras apresentam os seguintes consumos nominais de vapor e água quente mostrados na Tabela 2.2.

Tabela 2.2 - Consumo de vapor e água quente das lavadoras (Castanho, 2012).

Lavadora	Modelo	Dimensão	Série	Consumo
1	LLS100M	Cilindro 105 cm	7530004	1000 L/ hora
2	LLS100	Cilindro 105 cm	7530011	1000 L/ hora
3	LLS50M	Cilindro 538 cm	753005	500 L/ hora
4	LLS100M	Cilindro 1077 cm	753008	1000 L/ hora
5	LLS500M	Cilindro 538 cm	753004	500 L/ hora
6	LLS100M	Cilindro 1077 cm	753009	1000 L/ hora
7	LLS100M	Cilindro 1077 cm	753010	1000 L/ hora

Após as lavadoras, um conjunto de sete Secadoras encontra-se instalado, todos fabricados pela empresa Castanho. Nessas secadoras as pressões de entrada e saída foram de 100 e 98 PSI, respectivamente. Conforme informações obtidas junto ao fabricante, essas secadoras apresentam os consumos nominais de vapor, mostrados na **Erro! Fonte de referência não encontrada.** 2.3.

Tabela 2.3 - Consumo de vapor e água quente das secadoras (Castanho, 2012).

Secadora	Consumo Vapor [kg/h]	Série
1	120	782004
2	120	782005
3	120	781051
4	120	781050
5	120	782003
6	120	782005, LS 50V
7	120	752181, LS 22V
Total	840	-

Após a secagem dos equipamentos uma etapa de acabamento é produzida por um conjunto de 4 Calandras e 2 Passadeiras (máquinas de passar).As calandras existentes são fabricadas pela empresa Castanho. “Essas calandras possuem linhas de entrada de vapor na bitola $\frac{3}{4}$ ”. Conforme informações obtidas junto ao fabricante, essas secadoras apresentam os seguintes consumos nominais de vapor expressos na Tabela 2.4.

Tabela 2.4 - Consumo de vapor e água quente das secadoras (Castanho, 2012).

Calandra	Consumo Vapor [kg/h]	Série
1	52	782004, LCM60V
2	52	003
3	52	006
4	52	005
Total	208	-

As máquinas de passar são fabricadas pela empresa Hoffman sendo idênticas (Modelo 5C0 tipo 2 no. 5, com números de série 22879 e 22877). Conforme informações obtidas junto ao fabricante, essas secadoras apresentam os consumos nominais de vapor, mostrados na Tabela 2.5.

Tabela 2.5 - Consumo de vapor e água quente das máquinas de passar (Catálogo empresa Castanho, 2012).

Calandra	Consumo Vapor [kg/h]
Total	208

Pode-se, portanto estimar um consumo total máximo de vapor e água quente na lavanderia do HFA da ordem de 1860 kg/h e 0,2 m³/h, respectivamente.

2.2.1.4 INCOR

Da linha principal de vapor um ramal secundário fornece vapor ao I.N.C.O.R. Não foi, contudo possível obter informações que permitam estimar o consumo de vapor nessa unidade. Além disso, não foi verificada a existência de fornecimento de água quente.

2.2.1.5 BLOCO PRINCIPAL

Trata-se do bloco principal do complexo do HFA. É um edifício com 12 pavimentos onde existe basicamente um consumo de água quente para uso nos diversos banheiros existentes.

Uma visita a cada um dos andares do hospital foi efetuada e foi verificada a existência dos pontos de consumo de água quente, descritos na Tabela 2.6 - Pontos de utilização de água quente

Tabela 2.6 - Pontos de utilização de água quente.

Andar	Chuveiros	Pias [unidades]
Térreo	2	0
Sobreloja	1	0
2° Andar	0	2 (1 pia com 3 torneiras e 1 pia com 4 torneiras)
3° Andar	23	25 (1 torneira em cada pia)
4° Andar	14	12 (1 torneira em cada pia)
5° Andar	10	15 (12 pias com 1 torneira e 3 pias com 3 torneiras cada)
6° Andar	58	58 (1 torneira em cada pia)
7° Andar	16	16 (1 torneira em cada pia)
8° Andar	45	45 (1 torneira em cada pia)
9° Andar	36	36 (1 torneira em cada pia)
10° Andar	27	27 (1 torneira em cada pia)
11° Andar	31	31 (1 torneira em cada pia)
12° Andar	15	15 (1 torneira em cada pia)
Total	278 chuveiros	282 pias e 293 torneiras

2.2.2 CONSUMO DE VAPOR E ÁGUA QUENTE – QUADRO GERAL

A Tabela 2.7 apresenta a previsão global do consumo de vapor e água quente para todo o complexo do HFA, com base nas características levantadas em cada setor descrito acima. O consumo de água quente tem apresentado o consumo em vapor equivalente, para atender a demanda de 1350 L/h de água quente. Os cálculos para quantificar o vapor necessário serão realizados na secção de modelagem dos trocadores de calor no decorrer do trabalho.

Tabela 2.7 - Quadro geral de consumo médio de vapor e água quente.

Setor	Vapor [kg/h]	Água Quente	
		Consumo [m ³ /h]	Vapor Equivalente [kg/h]
CME	280	-	-
Cozinha	520	0,1	10
Lavanderia	1860	0,2	20
INCOR	200	0,12	120
Hospital	180	1,05	180
Total	3020	1,47	310

2.3 SIMULTANEIDADE

A análise da simultaneidade é um aspecto de extrema importância no dimensionamento do projeto. A frequência de utilização de um dia típico de operação do Hospital foi levantada

hora à hora e obteve-se uma curva de demanda simultânea do consumo de vapor. Essa foi utilizada na escolha dos componentes do sistema e das faixas de operação deste. Observamos essa simultaneidade na Figura 2.4.

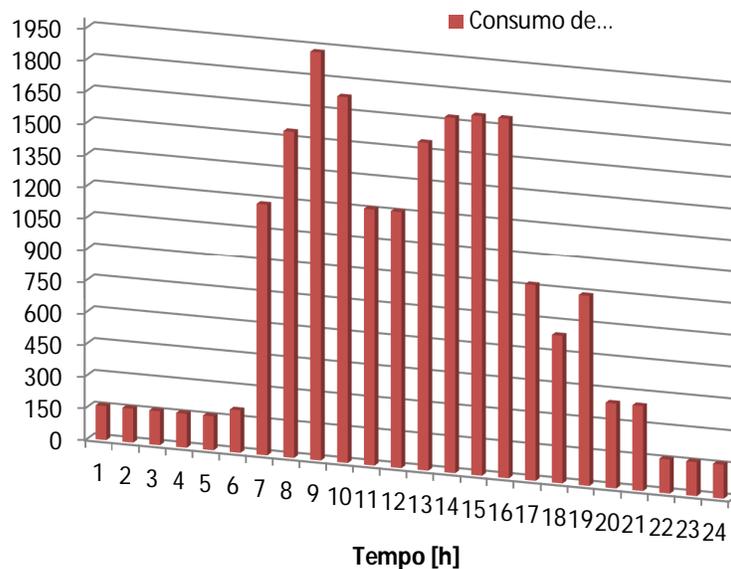


Figura 2.4 - Simultaneidade do sistema.

2.4 SISTEMA EXISTENTE

Neste tópico é descrito como era o funcionamento do antigo sistema do Hospital e é apresentado o novo sistema, especificando e detalhando cada um dos componentes utilizados nas simulações pertencentes à casa de máquinas. O sistema de aquecimento de água do Hospital era feito por aquecedores espalhados em pontos estratégicos. A linha de vapor alimentava esses trocadores diretamente e ocorria o ganho de temperatura do fluido. Esse sistema de aquecimento além de propiciar grandes perdas energéticas dispõe das dificuldades de controle de temperatura, dos pontos de vazamento e do controle de purga. Outro problema era o estado em que os componentes desse sistema se encontravam. A Figura 2.5 mostra o estado das antigas caldeiras.



Figura 2.5 - Caldeira antiga.

2.5 PROJETO DO L.A.A.R.

O projeto desenvolvido pelo L.A.A.R. é baseado em um sistema central coletivo de distribuição onde se produz água quente para todas as unidades da edificação. O aparelho de aquecimento é situado no térreo para facilitar a manutenção e o abastecimento de combustível. O modelo físico é composto pelos seguintes componentes:

- Tanques de termoacumulação (RT);
- Trocadores de calor (AQ);
- Caldeiras;
- Bombas (BC);
- Tubos e isolamento;
- Válvulas de funcionamento e segurança;
- Placas coletoras.

O sistema de água quente foi projetado de forma a aumentar a eficiência energética. Para isso foram incorporados ao projeto um sistema de termossifão e um sistema composto por quatro tanques de acumulação térmica procurando obter um menor consumo de combustível pelas caldeiras.

abastece os quatro tanques de termoacumulação localizados no interior da casa de máquinas. Esses tanques são também carregados pelo restante da água que circulou pelo Hospital, não foi consumida, e retornou para eles. Uma rede em anel de tubulações de P.P.R, revestidas por um isolamento térmico, faz essa distribuição de forma que a água que não foi utilizada no Hospital retorne aos tanques passando primeiramente por três trocadores de calor para um ganho térmico. Esses três trocadores de calor são alimentados com vapor originado em duas caldeiras. Devido ao ganho de pressão no retorno do Hospital para a casa de máquinas, essa água ao sair dos trocadores passa por um sistema de redução de pressão, e depois é carregada novamente no tanque. Ocorre a mistura da água que vem do sistema de termossifão com a água que retornou do Hospital. Essa água a uma nova temperatura é succionada e é novamente circulada pelo Hospital.

2.6 ESPECIFICAÇÃO DOS COMPONENTES

Cada componente adquirido para o sistema será especificado a fim de se apresentar parâmetros necessários nas simulações.

2.6.1 CALDEIRAS

As caldeiras pertencentes ao HFA foram trocadas recentemente e já eram utilizadas no sistema antigo. Essas são da marca Arauterm e do modelo 2000. O equipamento CVS-HP da fabricante é uma caldeira geradora de vapor saturado, projetada e construída de acordo com os mais avançados conceitos de transmissão de calor, própria para o uso de gases ou óleos como combustível. As caldeiras adquiridas pelo H.F.A. utilizam gás G.L.P. (gás liquefeito de petróleo) como combustível. Essas caldeiras utilizam combustão pressurizada, que consiste do retorno da chama dentro da própria fornalha, garantindo elevada troca térmica por radiação e a queima total do combustível. Seu sistema de queima utiliza queimador mecânico automático, próprio para o uso de Óleo Diesel ou B.P.F., ou ainda Gás G.L.P. ou Natural. No projeto e fabricação, observam-se os critérios citados em normas reconhecidas internacionalmente. Sua linha de produção atende normalmente capacidades de 100 até 10000 Kg/hora de vapor e pressões de projeto de até 14 Kgf/cm². As caldeiras do H.F.A. operam com uma pressão média de 6-7 Kgf/cm².



Figura 2.7 - Caldeiras Arauterm.

Parâmetros de funcionamento que serão utilizados na análise econômica do projeto são mostrados na Figura 2.8 presente no catálogo da fabricante.

Modelo CVS HP	Cap. Térmica kcal/h x 1000	Prod. Vapor		Consumo Máximo				Dimensões				Peso Vazia kg
		Prod. Vapor Água a 20° (kg/h)	Prod. Vapor Água a 80° (kg/h)	Óleo BPF kg/h	Óleo Diesel kg/h	Gás GLP kg/h	Gás Natural m³/h	Comp. Total mm	Largura Total mm	Altura Total mm	Ø Chaminé mm	
100	64	100	110	7,5	7,1	6,3	8,4	1 450	1 400	1 250	190	600
150	96	150	165	11,3	10,7	9,5	12,7	1 600	1 500	1 300	190	700
200	128	200	220	15,0	14,2	12,6	16,8	1 760	1 550	1 350	190	900
300	192	300	330	22,6	21,4	19,0	25,4	2 100	1 600	1 400	190	1 100
400	256	400	440	30,0	28,4	25,2	33,6	2 360	1 750	1 500	240	1 300
500	320	500	550	37,8	35,6	31,9	42,3	2 550	1 850	1 600	240	1 500
800	512	800	880	60,6	56,8	51,4	67,6	3 100	2 050	1 800	320	1 900
1000	640	1 000	1 100	75,7	71,3	63,8	84,5	3 350	2 200	1 900	320	2 300
1500	960	1 500	1 650	113,0	107,0	95,2	127,0	3 900	2 400	2 100	384	3 500
2000	1 280	2 000	2 200	150,0	142,0	126,0	168,0	4 100	2 650	2 350	384	5 000
3000	1 920	3 000	3 300	226,0	214,0	190,0	254,0	4 700	2 800	2 500	480	8 500
4000	2 560	4 000	4 400	300,0	284,0	252,0	336,0	5 350	2 800	2 500	480	10 000
5000	3 200	5 000	5 500	378,0	356,0	319,0	423,0	5 600	2 950	2 650	644	12 000
6000	3 840	6 000	6 600	452,0	418,0	380,0	508,0	6 500	2 950	2 650	644	14 000
8000	5 120	8 000	8 800	606,0	568,0	514,0	676,0	7 400	3 200	2 900	740	18 000
10000	6 400	10 000	11 000	757,0	713,0	638,0	845,0	8 400	3 600	3 300	970	24 000

* Para dados de equipamentos maiores, consulte o departamento de engenharia da Arauterm.
 ** As dimensões informadas são aproximadas.
 *** O Comprimento Total compreende caldeira e queimador.

Poder Calorífico Inferior (PCI) dos combustíveis:
 • Óleo Diesel = 10.200 kcal/kg • Óleo BPF-1a = 9.600 kcal/kg
 • Gás G.L.P. = 11.400 kcal/kg • Gás Natural = 8.600 (kcal/m³)

Figura 2.8 - Parâmetros de funcionamento caldeira CVS-HP (Arauterm-2010).

2.6.2 PLACAS COLETORAS

Um dos campos de maior utilização da energia solar, que vem a ser um dos interesses deste trabalho, é a transformação da radiação solar em calor. Para este fim são utilizadas placas absorvedoras de radiação. Seu aproveitamento está ligado em maior escala ao aquecimento de água para uso doméstico ou para sistemas de calefação. Países como o Brasil possuem no setor residencial o segundo maior consumidor de energia elétrica, perdendo apenas para o setor industrial, setor de transporte e setor energético conforme se observa na Figura 2.9.

IDENTIFICAÇÃO	10 ³ tep (toe)										IDENTIFICATION
	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	
SETOR ENERGÉTICO	13.575	14.391	15.832	16.442	17.643	18.823	21.036	24.546	24.414	25.332	ENERGY SECTOR
RESIDENCIAL	20.149	20.681	20.902	21.357	21.827	22.090	22.271	22.738	23.227	23.669	RESIDENTIAL
COMERCIAL	4.781	4.935	4.994	5.188	5.452	5.631	5.935	6.190	6.314	6.600	COMMERCIAL
PÚBLICO	3.086	3.187	3.216	3.273	3.451	3.453	3.557	3.567	3.717	3.639	PUBLIC
AGROPECUÁRIO	7.729	7.812	8.152	8.276	8.358	8.550	9.062	9.905	9.453	9.904	AGRICULTURE AND LIVESTOCK
TRANSPORTES - TOTAL	47.802	49.163	48.160	51.469	52.459	53.270	57.621	62.444	62.687	69.430	TRANSPORTATION - TOTAL
INDUSTRIAL - TOTAL	61.521	65.373	68.367	72.217	73.496	76.757	81.856	82.327	76.413	85.678	INDUSTRIAL - TOTAL
OUTROS	5.179	5.311	5.346	5.707	5.866	6.118	6.525	6.997	6.622	7.419	OTHERS

Figura 2.9 - Consumo de energia por setor (Ministério das Minas e Energia,2002).

Importante parcela da energia elétrica consumida nas residências e no caso de estudo (Hospital das Forças Armadas) é devido ao aquecimento de água com chuveiros elétricos. Portanto a utilização da energia solar para aquecimento de água pode se tornar uma importante ferramenta de redução de consumo de energia elétrica, bem como proporcionar consequente melhoria das condições econômicas. As principais barreiras à implantação desta alternativa têm sido o custo dos equipamentos que constituem o sistema de aquecimento solar e as limitações arquitetônicas que os sistemas mais comuns exigem das edificações para um funcionamento satisfatório.

Visando a questão de sustentabilidade e a exploração de energias renováveis adaptou-se ao sistema trinta placas coletoras para a captação de energia solar. Essas tem a função de auxiliar na elevação da temperatura do fluido carregado no reservatório do sistema de termossifão que posteriormente escoar para o reservatório presente na casa de máquinas. As placas são da marca Aço Nobre com a dimensão de 1 x 2 metros confeccionadas em cobre e alumínio com uma cobertura de vidro liso de 3 mm e com vedação em borracha de silicone.

O esquema de posicionamento e instalação das placas pode ser visto nas Figuras 2.10 e 2.11 respectivamente.

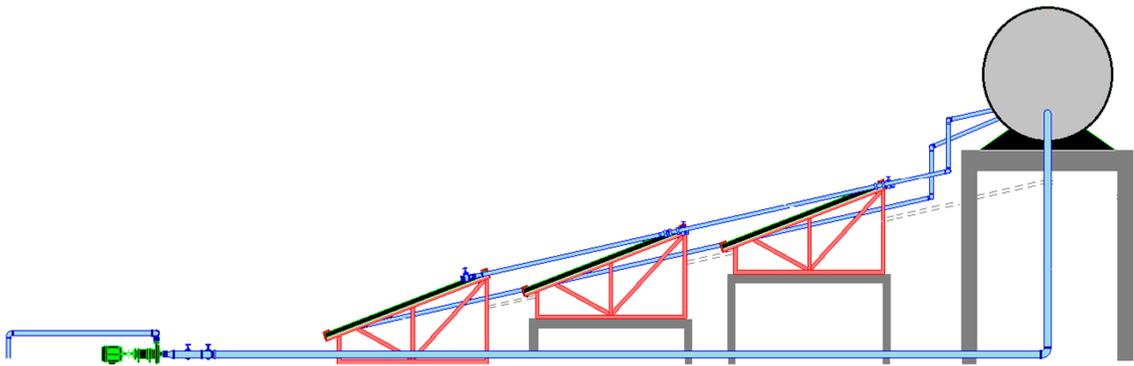


Figura 2.10 - Esquema de montagem lateral das placas coletoras.

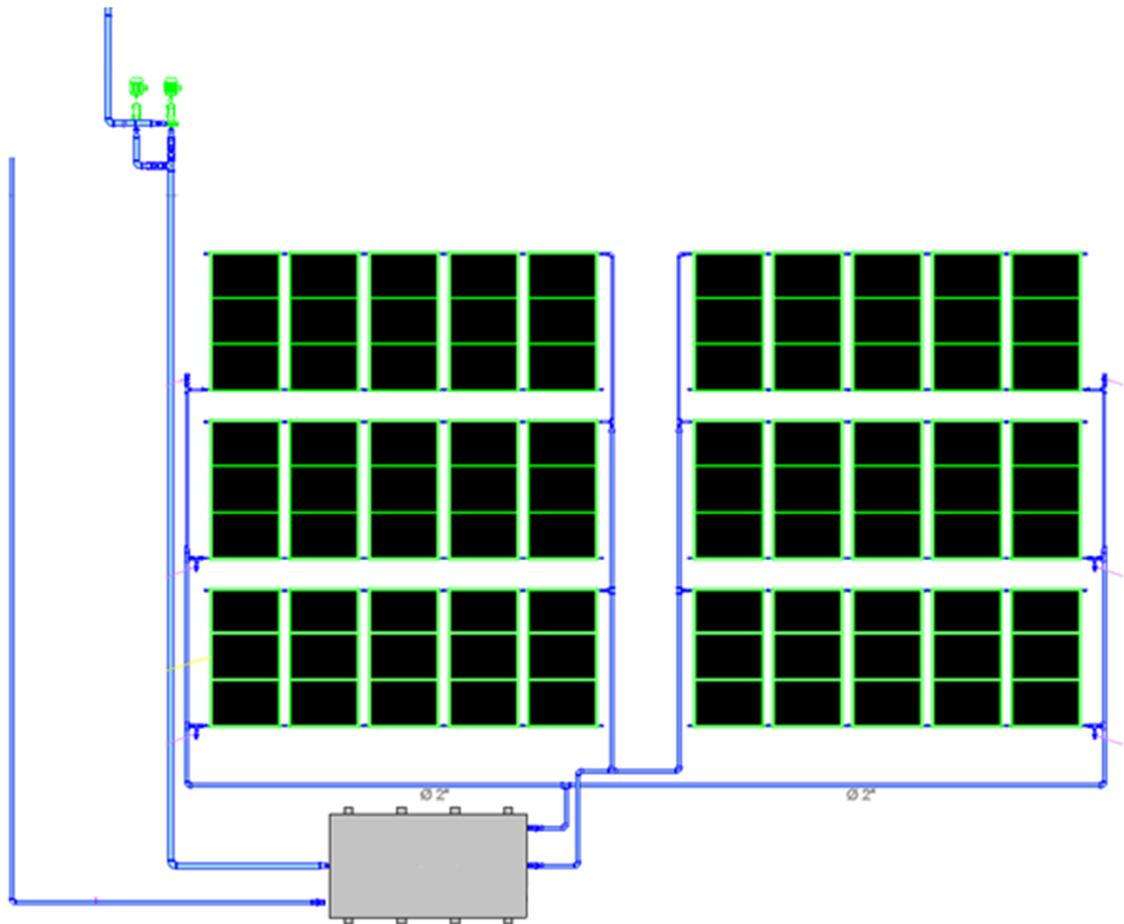


Figura 2.11 - Esquema de montagem superior das placas coletoras.

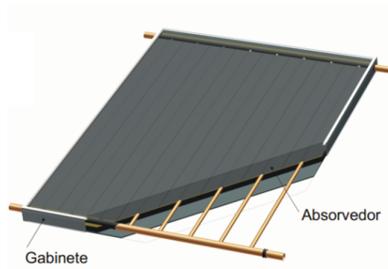


Figura 2.12 - Placa coletora (Aço Nobre,2011).

2.6.3 RESERVATÓRIO TERMOSSIFÃO

Para compor o sistema de termossifão foi adquirido um reservatório térmico solar da marca Aço nobre, revestido com poliuretano expandido internamente e externamente em aço inoxidável 430, com capacidade para quatro mil litros de alta pressão de desnível, que resiste a uma pressão de até quarenta metros de coluna de água.



Figura 2.13 - Reservatório Termossifão.

2.6.4 TANQUE TERMO ACUMULAÇÃO

Para a casa de máquinas foi adquirido um reservatório térmico solar da marca Aço nobre, revestido com poliuretano expandido internamente e externamente em aço inoxidável 430, com capacidade para cinco mil litros de alta pressão de desnível, que resiste a uma pressão de até quarenta metros de coluna de água.



Figura 2.14 - Tanque Termoacumulador.

O fabricante Aço Nobre forneceu uma tabela com parâmetros do tanque. Os testes nesse tipo de tanque no Brasil são realizados pelo INMETRO em tanques de capacidade de 1000 litros.

SISTEMAS E EQUIPAMENTOS PARA AQUECIMENTO SOLAR DE ÁGUA - EDIÇÃO 02/12

RESERVATÓRIOS TÉRMICOS BAIXA PRESSÃO (BP) 1000 LITROS

1	2	3	4	5	6	
FABRICANTE	MARCA	MODELO	POTÊNCIA DA RESISTÊNCIA (KW)	PERDA(*) ESPECÍFICA DE ENERGIA MENSAL (kWh/mês.l)	PRESSÃO DE FUNCIONAMENTO	
					kPa	(mca)
AÇO NOBRE	AÇO NOBRE	1.000.888	3,0	0,08	49,0	5,0

7		8	9	10
DIMENSÕES EXTERNAS (mm)		MATERIAL DO CORPO INTERNO	MATERIAL DO ISOLAMENTO TÉRMICO	SELO PROCEL (1)
COMPRIMENTO	DIÂMETRO			
2285	888	AÇO INOX	POLIURETANO	SIM

Perda Específica de Energia Mensal (kWh/mês.l)
26/09/11

Figura 2.15 - Dados técnicos reservatório térmico (Aço Nobre, 2011).

2.6.5 TROCADORES DE CALOR

Os trocadores de calor do tipo casco tubo estão presentes no sistema com o objetivo de realizar a troca de calor do vapor originado em duas caldeiras com a água que retorna do Hospital. Para este sistema foram adquiridos três trocadores de calor do tipo casco tubo da marca Apema do modelo TST-200-8. A área de troca de calor desse trocador é de 10,6 metros e este tem uma capacidade de vazão de 13540 a 33840 litros por hora de água. Um sistema de controle com válvulas solenóides e termostatos controla a entrada de vapor nos trocadores e válvulas de balanceamento e gaveta fazem a segurança desse carregamento. Uma tabela de dados para esse componente pode ser obtido no site do fabricante e é apresentado na Figura 2.16.

Modelo	Área de Troca (m ²)	Chicana	Número de Tubos	Dimensões em mm												Conexões			Vazão de Óleo 2 Passes (l/h)		Vazão de Água 2 Passes (l/h)		Vazão de Água 4 Passes (l/h)	
				A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	K	Casco	Tampa 2P	Tampa 4P	Min	Máx	Min	Máx	Min	Máx
175-8	9,19	7	188	1750	1497	1460	219	312	1627	190	250	110	110	150	150	2"	2"	2"	4900	11400	13540	33840	6770	16920
200-8	10,60	7	188	2000	1747	1710	219	312	1877	190	250	110	110	150	150	2"	2"	2"	5600	13400	13540	33840	6770	16920

Figura 2.16 - Parâmetros trocador de calor Apema (Apema,2010).

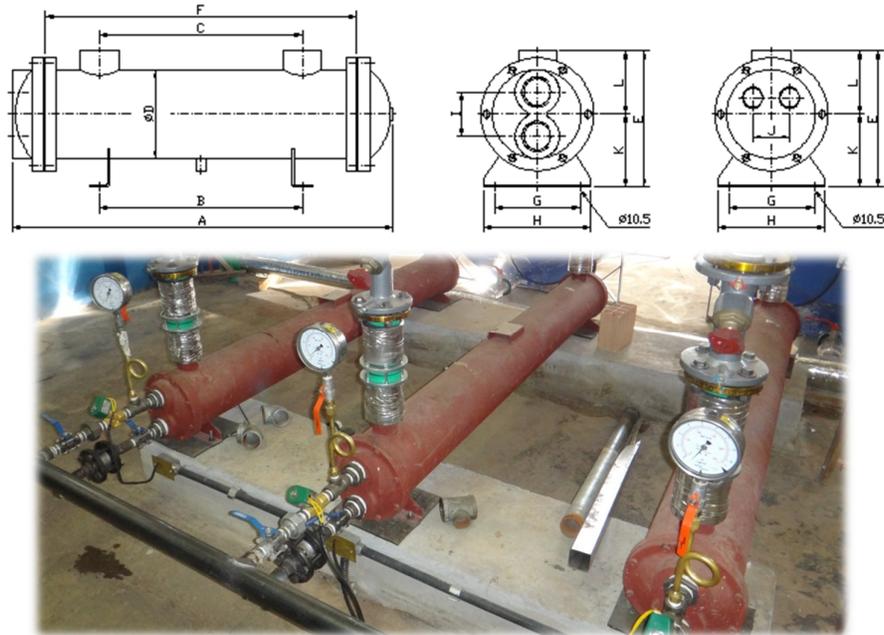


Figura 2.17 –Dimensões do trocador de calor Apema (Apema,2010).

2.6.6 BOMBAS

O sistema é composto por cinco bombas sendo duas aplicadas no sistema de termossifão (uma operante e outra reserva) responsáveis pelo carregamento de água no primeiro reservatório e três na casa de máquinas responsáveis por bombear água para os doze andares do Hospital, para a cozinha, lavanderia e para o C.M.E. As cinco moto-bombas centrifugas de multi-estágios são da marca DANCOR. Na casa de máquinas duas das bombas operam em revezamento de ciclos de 4 horas e a outra fica de reserva em caso de defeito e manutenção. Essas são do modelo 17 MS 03 e possuem 10 cavalos de potência e vazão máxima de 20 m³/h. As duas do sistema de termossifão são do modelo 9MSO3 com potência de 5 cavalos e uma vazão máxima de 13,3 m³/h. A bomba está representada na Figura 2.18.



Figura 2.18 - Bomba Multi- estagio 17 MSO3 e 9 MSO3. (DANCOR -2012).

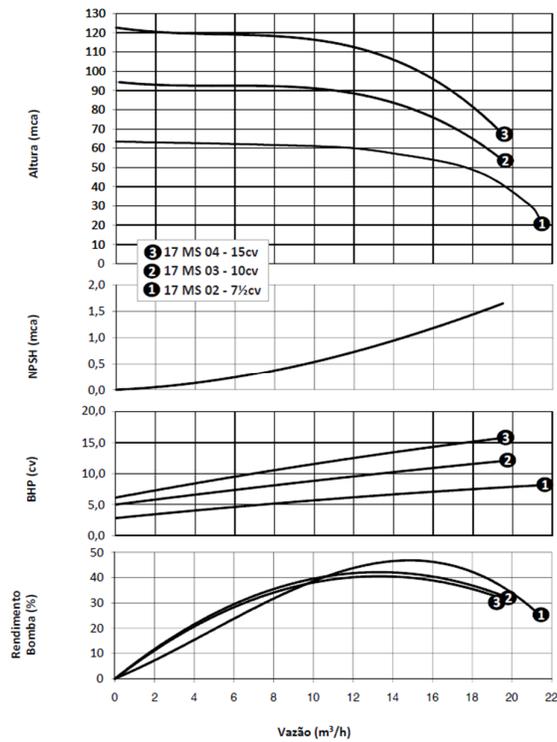
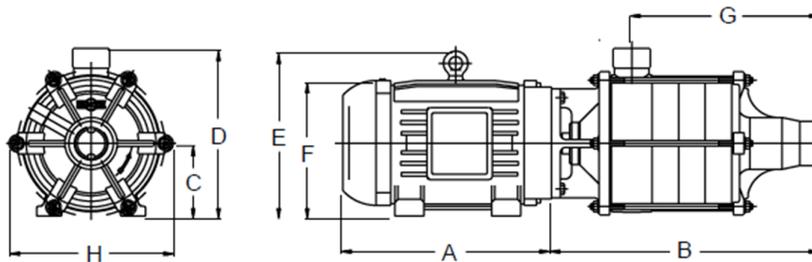


Figura 2.19 - Curva Características Bomba centrífuga 17 MS O3 (DANCOR, 2012).



MODELO	cv	Tubulação		A	B	C	D	E	F	G	H	Peso (Kg)				
		Suc (bsp)	Elev (bsp)									Bronze	Alumínio			
17 MS-02	7½ M	2"	1½"	365	326	112	256	300	255	205	247	82,6	80,8			
	7,5 T			325				270	222			67,6	65,8			
17 MS-03	10 M			403	366			132	276			380	274	245	129,6	127,0
	10,0 T			365								310	262		100,6	98,0
17 MS-04	15,0 T	404	406							285	112,5	109,0				

Figura 2.20 - Dimensões da Bomba centrífuga 17 MS O3 (DANCOR, 2012).

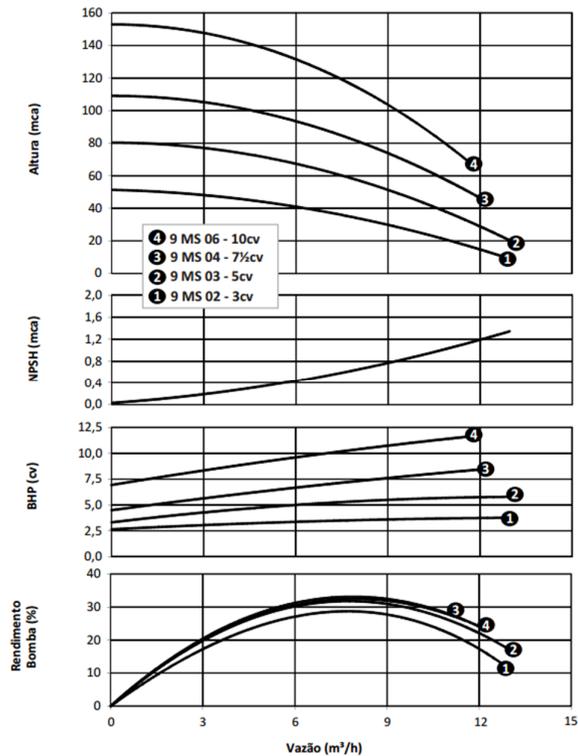
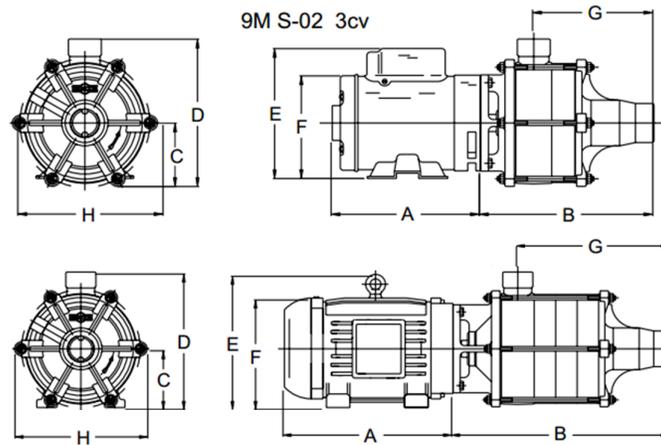


Figura 2.21 - Curva Características Bomba centrífuga 9 MS O3 (DANCOR, 2012).



MODELO	cv	Tubulação		A	B	C	D	E	F	G	H	Peso (Kg) Bronze	PESO (Kg) Alumínio
		Suc (bsp)	Elev (bsp)										
9 MS-02	3 M	1½"	1"	305	284	109	253	235	192	205	247	46,2	44,8
	3,0 T			295				--				41,2	39,8
9 MS-03	5 M			325	366	112	256	270	222	245		84,9	82,9
	5,0 T			304					109			253	--
9 MS-04	7½ M			365	406	112	256	300	230	285		95,6	92,9
	7,5 T			325				270	222			80,6	77,9
9 MS-06	10 M			403	486	132	276	380	280	365		136,4	132,2
	10,0 T			365				310	262			107,4	103,3

Figura 2.22 - Dimensões da Bomba centrífuga 9 MS O3 (DANCOR, 2012).

2.6.7 TUBULAÇÃO

Para a substituição das tubulações de água quente foi escolhido o tubo de Polipropileno Copolímero Random - Tipo 3, ou PPR da fabricante Amanco. Esse substitui a antiga tubulação de ferro fundido. A escolha dos engenheiros quanto a esse material foi devido à questão da manutenção em consequência da ferrugem além desse oferecer uma menor perda de calor do fluido.

A linha PPR é composta por tubos com comprimentos comerciais de três metros e conexões disponíveis nos diâmetros de 20, 25, 32, 40, 50, 63, 75, 90 e 110 mm. Permite a realização de instalações hidráulicas das mais variadas formas, com um excelente resultado no tempo de aplicação. A união entre as peças é feita pelo processo de termofusão, o que significa que tubos e conexões se fundem molecularmente a 260°C, passando a formar uma tubulação contínua para a segurança total do sistema dispensando o uso de solda, roscas e colas.

O Polipropileno Copolímero Random - Tipo 3, ou PPR, é uma resina de última geração e o que existe de mais moderno em condução de água quente. O PPR superou diversos testes nos mais avançados laboratórios e também as mais exigentes condições de uso em países europeus como Alemanha, Itália e Holanda, que utilizam a solução com sucesso há mais de vinte e cinco anos. Além de ser resistente a temperaturas muito acima das exigências das normas técnicas brasileiras, ou seja, picos de até 95°C, o PPR é atóxico e proporciona menor perda de carga. A baixa condutividade térmica conserva a temperatura da água transportada por mais tempo, evitando a transmissão de calor para a parte externa do tubo.

Com essas características, o PPR acelera o processo de instalação e, conseqüentemente, reduz o tempo de execução da obra, quando comparamos com uma instalação tradicional em cobre. O material feito em PPR é projetado para durar mais de 50 anos sem apresentar qualquer tipo de corrosão ou perfuração das tubulações, conforme as mais rigorosas normas europeias (ISO 15874).

A linha PPR é recomendada para residências, edifícios residenciais e comerciais, hotéis, restaurantes e instalações que tenham alta exigência de desempenho e durabilidade, como hospitais e centros médicos. Diante da excelente resistência à pressão, ataques físico-químicos e absorção de vibrações e movimentos, também pode ser utilizada em larga escala para condução de fluidos em embarcações e em instalações industriais.

Outros benefícios do PPR:

- É livre de incrustações, por ter paredes internas muito lisas;
- Livre de corrosão, não oxida e tem boa resistência física;
- Não requer isolamento térmico, pela reduzida transferência de calor para a parte externa do tubo;
- Melhor isolamento acústico que o cobre;
- É atóxico, podendo ser utilizado em hospitais, centros médicos e na indústria naval;
- Mais flexível que o cobre, podendo ser instalado com curvas longas e desvios;
- Instalação fácil e rápida;
- Preço menor. Uma instalação completa para água quente em PPR custa aproximadamente 20% menos que a mesma instalação em cobre;
- Garantia total das juntas entre tubos e conexões, pois não há união entre tubos e conexões, mas sim termofusão que forma uma tubulação contínua para a segurança total do sistema;
- Não é necessário fazer aterramento da tubulação para proteção contra raios.

A linha de tubulações utilizada na rede de água quente é a PPR PN 25 da fornecedora Amanco representada na Figura 2.23. A rede possui trechos com diferentes bitolas desde 1/2” até 4”.

Comprimento	Código		e	Bitola	Embal.	Preço
	SCB	CCB				
3m	17739	3,4	20	25		
3m	17740	4,2	25	25		
3m	17741	5,4	32	10		
3m	17742	6,7	40	05		
3m	17744	8,4	50	05		
3m	17746	10,5	63	04		
3m	17748	12,5	75	03		
3m	17750	15,0	90	02		
3m	17752	18,3	110	01		



Figura 2.23 - Tubulações utilizadas na rede de água quente (Amanco, 2010).

Tabela 2			
Propriedades	Método	Unidade de Medida	Valor
Viscosidade	ISO 1628	cm ³ /g	430
Índice de Fusão 190° C - 5 kg 230° C - 2,16 kg 230° C - 5 kg	ISO 1133	g/10 min	0,5 0,3 1,5
Densidade a 20° C	ISO 1183	g/cm ³	0,898
Zona de fusão cristalina	ISO 3146	° C	150 a 154
Carga de ruptura	ISO 527	N/mm ²	40
Alongamento na ruptura	Velocidade 50 mm/min	%	> 50
Módulo de Elasticidade	ISO 527	N/mm ²	Vide página 56 do Manual
Resistência ao Impacto* - Charpy sem entalhe 23° C 0° C -30° C	ISO 179	kJ/m ²	Não rompe Não rompe 43
- Charpy com entalhe 23° C 0° C -30° C			22 4,5 2,5
Coefficiente de dilatação térmica linear	DIN 53752	mm/(m° C)	0,15
Condutividade térmica a 20° C	DIN 52612	W/(mK)	0,24
Calor específico a 20° C	Calorímetro adiabático	kJ (kgK)	2,0

*ensaio representado através do impacto de um pêndulo idealizado pelo cientista francês Georges Charpy, com os resultados da ISO 179 representados na tabela 2.

Figura 2.24 - Propriedades físicas do PPR – Tipo 3 (Amanco, 2010).

2.6.8 ISOLAMENTO

O isolamento utilizado foi da marca ARMAFLEX. É um isolamento térmico de espuma elastomérica flexível com estrutura celular fechada. Devido à sua eficaz barreira de vapor e resistência à temperaturas baixas (-50°C), é largamente empregado nas instalações de frio industrial (centrais de água gelada, câmaras de refrigeração e instalações frigoríficas); além de possuir grande aplicação para linha quente no caso do HFA, resistindo à temperaturas acima de 100°C. Possui algumas características como:

- Longa durabilidade das características técnicas;
- Barreira de vapor incorporada - instalação rápida e limpa;
- Reduz o risco de corrosão sob o isolamento;
- Atenuação de ruídos em até 30 dB;
- Condutividade térmica = $0,039 \frac{W}{mK}$;
- Baixa propagação de chamas e densidade óptica da fumaça durante a queima;
- Não desprende gases tóxicos;

A linha de isolamento utilizada na rede de água quente é a F. A espuma isolante está representada na Figura 2.25. A rede possui trechos com diferentes diâmetros, porém, a espessura do isolamento é a mesma para todos os trechos da linha.



Figura 2.25 - Isolamento Armaflex (Armaflex,2010).

Seus parâmetros estão nas Figuras 2.26 e 2.27. Estes dados foram necessários no cálculo da perda de calor nas linhas de água quente.

AF Armaflex® – Dados Técnicos		
Faixa de Temperaturas	Temperatura Superficial Máxima	+105°C (mantas e cintas +85°C)
	Temperatura Superficial Mínima	-50°C (-200°C)
	Instalações com temperaturas superiores a 105°C e até 150°C (175°C), recomendamos o nosso isolamento flexível HT/Armaflex®	
Condutividade Térmica λ	T=-10°C	0,034 W/(m·K)
	T=0°C	0,035 W/(m·K)
	T=+10°C	0,036 W/(m·K)
	T=+20°C	0,037 W/(m·K)
	T=+40°C	0,039 W/(m·K)
Fator de resistência μ	Vapor de água	$\mu \geq 7.000$ μ médio = 10.000
Comportamento em caso de incêndio	resistente ao fogo	
Proteção acústica (DIN 4109)	Efeito isolamento acústico até 30 dB (A)	
Aspectos de salubridade	cor	preto
	odor	neutro
	composição	não contém abestos
Meio ambiente	Não contém gás C.F.C.	
Comportamento biológico e químico	Borracha elastomérica flexível resistente ao ozônio com células fechadas Resistente a envelhecimento Resistente a putrefação Resistente a óleo e água	
Instalação em aço inoxidável	Para instalações em aço inoxidável recomendamos nosso isolamento flexível NH/Armaflex®	
Resistência a intempérie	Armaflex® AC quando exposto à intempérie, deverá ser protegido depois de passadas 36 horas e antes de 4 dias com um revestimento resistente à radiação solar (UV). Para tal aplicação recomendamos nosso sistema Arma-Check®.	

Figura 2.26 - Parâmetros do isolamento Armaflex (Armaflex, 2010).

Tubulação em Cobre Cu		Tubulação em Ferro Fe		Tubos AF/Armaflex®	D	F	H	M	R	T
Diâmetro Externo mm	Diâmetro Nominal Polegadas	Diâmetro Nominal Polegadas	Diâmetro Externo mm	Diâmetro Interno Mínimo - Máximo	Espessura Nominal Crescente (ENC) 6,0 - 7,5 mm	Espessura Nominal Crescente (ENC) 9,0 - 12,0 mm	Espessura Nominal Crescente (ENC) 13,0 - 16,0 mm	Espessura Nominal Crescente (ENC) 19,0 - 26,0 mm	Espessura Nominal Crescente (ENC) 25,0 - 32,5 mm	Espessura Nominal Crescente (ENC) 32,0 - 45,0 mm
6	1/4	-	-	7,0 - 8,5	D-06	F-06	-	-	-	-
8	-	-	-	9,0 - 10,5	-	F-08	-	-	-	-
10	3/8	1/8	10,2	11,0 - 12,5	D-10	F-10	H-10	M-10	-	-
12	1/2	-	-	13,0 - 14,5	D-12	F-12	H-12	M-12	-	-
15	5/8	1/4	13,5	16,0 - 17,5	D-15	F-15	H-15	M-15	-	-
18	3/4	3/8	17,2	19,0 - 20,5	D-18	F-18	H-18	M-18	R-18	T-18
22	7/8	1/2	21,3	23,0 - 24,5	D-22	F-22	H-22	M-22	R-22	T-22
25	1	-	25,0	26,0 - 27,5	D-25	F-25	H-25	M-25	R-25	T-25
28	1 1/8	3/4	26,9	29,0 - 30,5	D-28	F-28	H-28	M-28	R-28	T-28
35	1 3/8	1	33,7	36,0 - 38,0	-	F-35	H-35	M-35	R-35	T-35
42	1 5/8	1 1/4	42,4	43,5 - 45,5	-	F-42	H-42	M-42	R-42	T-42
-	-	1 1/2	48,3	49,5 - 51,5	-	F-48	H-48	M-48	R-48	T-48
54	2 1/8	-	54	55,0 - 57,0	-	F-54	H-54	M-54	R-54	T-54
-	-	2	60,3	61,5 - 63,5	-	F-60	H-60	M-60	R-60	T-60
64	2 5/8	-	63,5	65,0 - 67,5	-	F-64	H-64	M-64	R-64	T-64
76,1	-	2 1/2	76,1	77,0 - 79,5	-	F-76	H-76	M-76	R-76	T-76
80	3 1/8	-	-	81,0 - 84,0	-	-	-	M-80	R-80	T-80
88,9	3 1/2	3	88,9	90,5 - 93,5	-	F-89	H-89	M-89	R-89	T-89
-	3 5/8	3 1/2	101,6/104,3	105,0 - 108,0	-	F-102	H-102	M-102	R-102	T-102
114	-	4	114,3	116,0 - 120,0	-	F-114	H-114	M-114	R-114	T-114
-	-	5	139,7	142,0 - 146,0	-	F-140	H-140	M-140	R-140	T-140
159	-	-	160	162,0 - 167,0	-	-	H-160	M-160	R-160	T-160
-	-	6	165,1	170,0 - 176,0	-	-	-	M-168	R-168	T-168
Tolerância da espessura					± 1,0 mm	± 1,5 mm	± 1,5 mm	± 2,5 mm	± 2,5 mm	± 3,0 mm

Figura 2.27 - Parâmetros do isolamento Armaflex (Armaflex,2010).

3. MODELAGEM DO SISTEMA

Para a modelagem do sistema por completo tem-se que ter uma visão global desse funcionamento, das condições climáticas e do abastecimento de água do Hospital para assim assumir-se valores para o projeto e para as instalações das redes.

Na **Erro! Fonte de referência não encontrada.** 3.1 se tem um fluxo simplificado de informações mostrando a interferência direta das condições climáticas e dos padrões diários de uso do Hospital na central do sistema de aquecimento e o conseqüente consumo de GLP e de energia que determinam o custo total.



Figura 3.1- Diagrama simplificado do fluxo de informação para o sistema.

Nos primeiros tópicos desse capítulo serão abordados os inputs do sistema: demanda e clima. Depois da modelagem dos componentes com esses inputs podemos calcular os consumos de energia e GLP no capítulo quatro.

3.1 RELAÇÃO DAS VAZÕES DE DEMANDA DO SISTEMA

Para início de análise precisamos saber as relações de vazões mássicas do sistema para determinação da perda ou do ganho de calor pelos componentes. O consumo foi levantado e está contido no capítulo dois que trata dos padrões de consumo do Hospital.

O sistema completo é composto por cinco tanques de termoacumulação. O primeiro tanque, que compõe o sistema de termosifão, é carregado por um fluxo proveniente da C.A.E.S.B. A quantidade de água carregada nesse tanque é igual à quantidade de água demandada para o consumo no Hospital. A água presente nesse tanque tem um ganho térmico devido à circulação dessa nas trinta placas coletoras. Depois de aquecida essa água é descarregada do reservatório e levada para os quatro tanques na casa de máquinas. Onde sua temperatura é mantida. A vazão de um dia desse primeiro fluxo pode ser analisado com o gráfico da Figura 3.2 e 3.3.

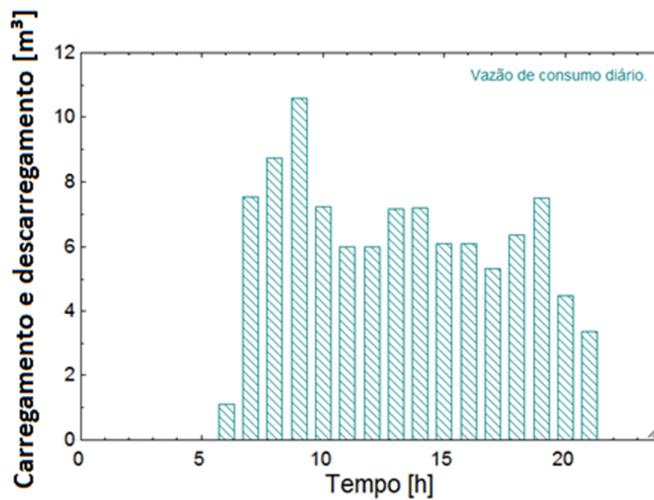


Figura 3.2 - Carregamento e descarregamento de água no reservatório do termossifão.

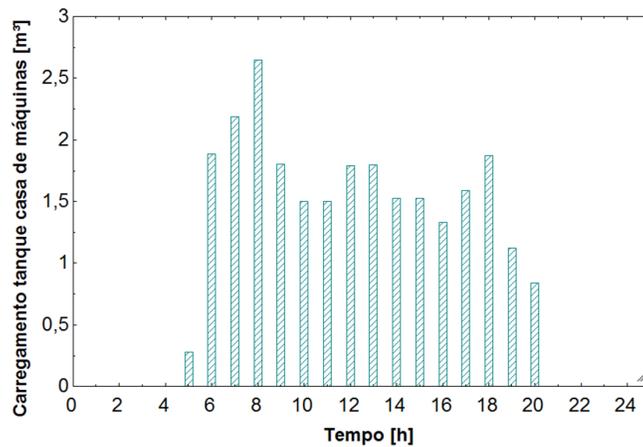


Figura 3.3 - Vazão mássica de carregamento do tanque da casa de máquinas.

O fornecimento de água para o complexo hospitalar é feito por uma bomba centrífuga que succiona a água presente agora nos tanques da casa de máquinas. Serão avaliados modelos no capítulo quatro com um fluxo contínuo e com um inversor de frequência que calibrará a bomba para succionar apenas a vazão necessária a cada hora.

Esse fluxo é levado ao Hospital e lá ocorre o consumo. Parte dessa vazão, não consumida, retorna para os quatro tanques.

Podemos então calcular essas vazões juntamente com os dados levantados. Esses valores estão apresentados na Figura 3.4.

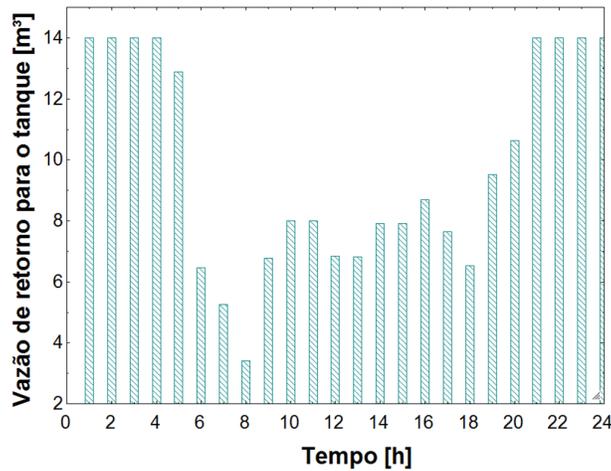


Figura 3.4 - Vazão mássica que retorna ao tanque termo acumulador sem inversor de frequências.

3.2 CLIMA LOCAL

A cidade de Brasília apresenta uma altitude média de 1060 metros. Seu clima é classificado como Tropical de Altitude, caracterizado por um período quente e úmido, de outubro a abril, com predominância de céu parcialmente encoberto e um período seco, de maio a setembro, com céu claro. A localização de onde foram obtidos os dados meteorológicos são:

- Latitude: 15° 52'
- Longitude: 47° 55'
- Número Sinótico da Estação Meteorológica: 83378

As temperaturas de projeto foram obtidas por dados fornecidos pelo orientador e nos gráficos abaixo podem ser analisadas as temperaturas de bulbo seco hora a hora nos dias 22, 23 e 24 de fevereiro e nos dias 1, 2 e 3 de junho, datas essas escolhidas devido a um período que representa bem as estações de verão e inverno em Brasília. Estes dias foram escolhidos e utilizados nas simulações do projeto de graduação um. Em seguida é apresentado o perfil de temperatura de um ano típico da cidade de Brasília utilizado na simulação do projeto 2. Esses dados são de fundamental importância na simulação das trocas de calor, perdas energéticas para o ambiente e para o cálculo da eficiência e da troca de calor das placas coletoras. Nos gráficos das Figuras 3.5 e 3.6 estão representadas essas temperaturas hora a hora. Na Figura 3.7 está representado o perfil de temperatura de um ano típico de Brasília.

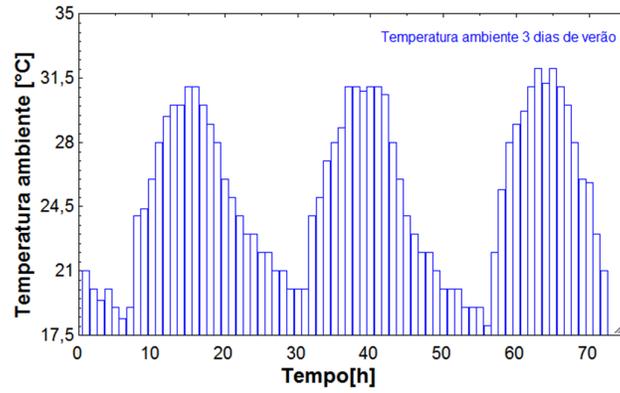


Figura 3.5 - Temperaturas de bulbo seco dias típicos de nível 10% de verão.

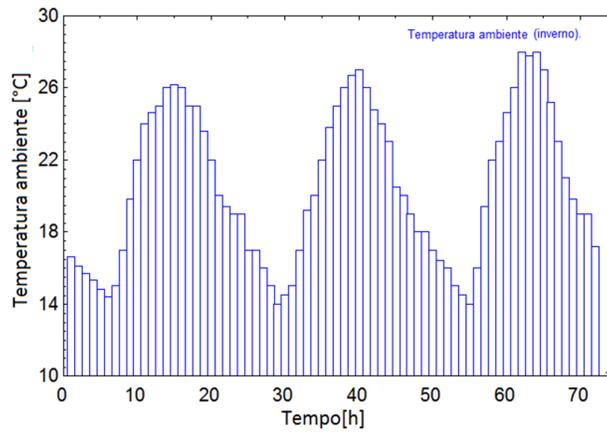


Figura 3.6 - Temperaturas de bulbo seco dias típicos de nível 10% de inverno.

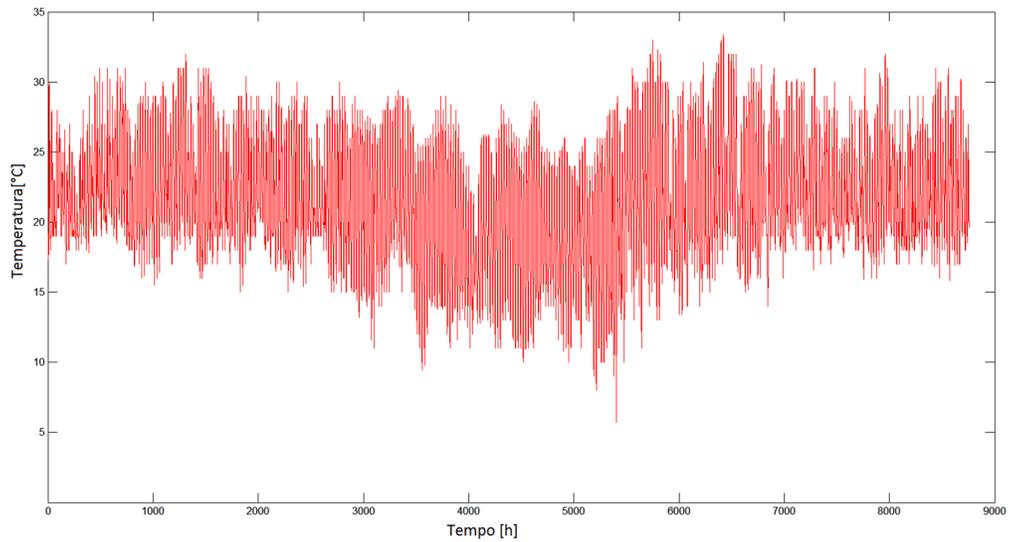


Figura 3.7 - Perfil de temperatura de um ano típico de Brasília.

Nas Figuras 3.8, 3.9 e 3.10, encontram-se os valores hora a hora da radiação global relativo à cidade nos dias selecionados e durante um ano respectivamente.

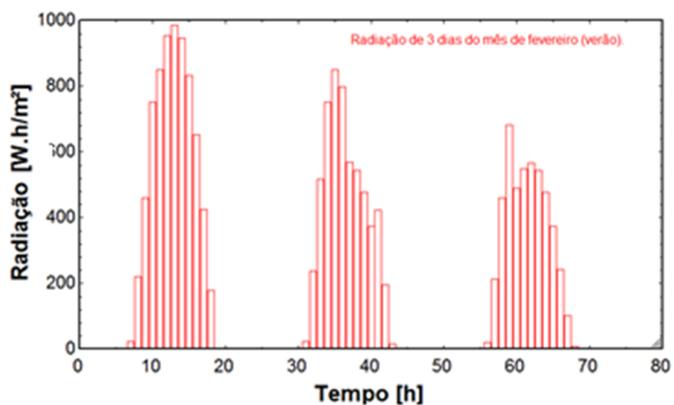


Figura 3.8 - Radiação global em [Wh/m²] nos dias de verão.

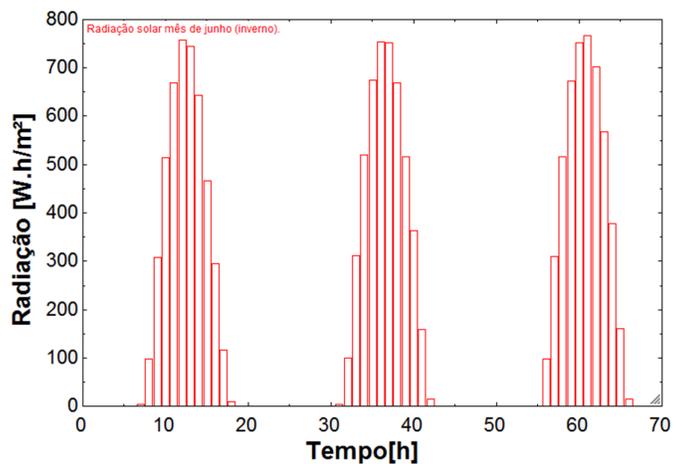


Figura 3.9 - Radiação global em [W.h/m²] nos dias de inverno.

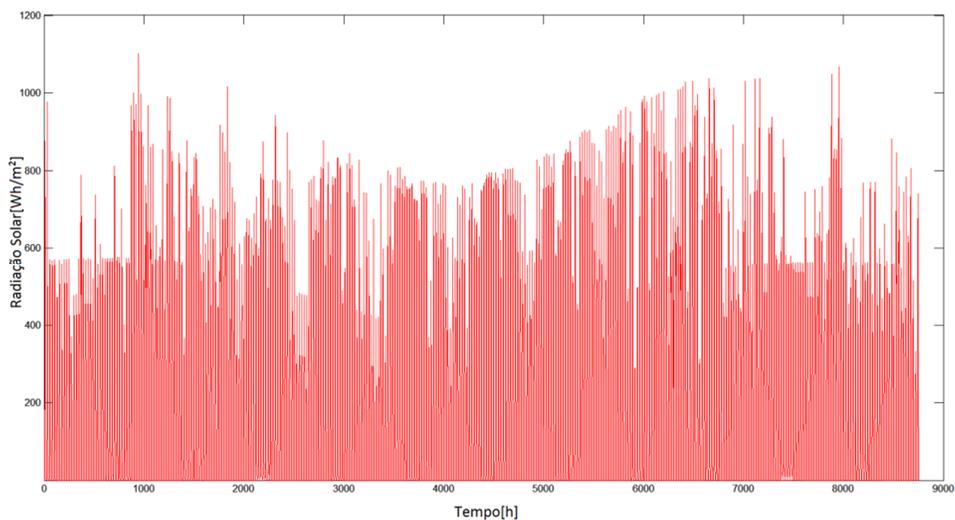


Figura 3.10 - Radiação global em [W.h/m²] durante um ano.

3.3 SISTEMA DE TERMOSSIFÃO

O sistema solar de aquecimento de água (SSAA) operando por termossifão é um sistema autorregulado, isento de controles mecânicos, constituído basicamente por um arranjo de coletores solares, reservatório térmico e tubulações hidráulicas de conexão.

Esse tipo de sistema não utiliza bomba para fazer a circulação do fluido de trabalho, sendo também chamado de sistema com circulação natural. A circulação inicia quando o Sol passa a aquecer o fluido no coletor, tornando-o menos denso que o fluido no fundo do reservatório, criando assim uma circulação convectiva do fundo do reservatório para a entrada do coletor, da entrada para a saída do coletor e da saída do coletor para o topo do reservatório. Deste modo, o diferencial criado pelos gradientes de temperatura é utilizado para produzir o escoamento do fluido aquecido sem qualquer outra fonte externa de energia, a não ser o Sol. Estes sistemas são os mais utilizados para o caso brasileiro, pois são simples e muitas vezes mais convenientes, principalmente para sistemas pequenos e de uso doméstico.

Uma particularidade deste sistema é a necessidade de que o reservatório esteja obrigatoriamente acima do nível dos coletores. Isto se faz necessário para permitir a circulação natural, sendo que para tal é desejável ainda deixar uma distância vertical mínima entre o topo do coletor e a base do reservatório térmico.

Neste tipo de sistema a circulação reversa pode ocorrer sempre que a radiação for insuficiente para aquecer o fluido no coletor e o fluido dentro do reservatório estiver aquecido e o que estiver dentro do coletor estiver a uma temperatura mais baixa (e consequentemente mais denso que o que está armazenado no reservatório).

Se o reservatório estiver acima do nível do coletor, haverá sempre uma coluna de água quente na tubulação isolada que liga a saída do coletor ao reservatório, a qual tenderá a balancear a diferença de pressão, reduzindo o efeito da circulação reversa.

A circulação reversa diminui com o aumento do isolamento da tubulação hidráulica que interliga o arranjo de coletores e o reservatório térmico. Norton e Probert [1983] recomendam um espaçamento vertical entre o topo do arranjo de coletores solares e a base do reservatório na faixa entre 20 cm e 2,0 m, a fim de minimizar os efeitos da circulação reversa. No entanto, estes mesmos pesquisadores ressaltam que nos sistemas em operação, em geral, os instaladores empregam um distanciamento médio de 20 cm, até mesmo um pouco menos, e o aquecedor apresenta-se termicamente e hidraulicamente satisfatório. O reservatório tem como objetivo o armazenamento térmico da água que alimenta diretamente o sistema. Esse

carregamento ocorre na temperatura ambiente no sistema de termossifão, que é composto pelo reservatório e pelas placas coletoras. Neste tipo de sistema o fluido no coletor solar é circulado por convecção natural, que acontece devido à diferença de massa específica da água ao longo do circuito. Nestes sistemas a vazão mássica varia ao longo do dia e do ano, dependendo, dentre outros fatores, da irradiância solar absorvida, do perfil de temperaturas da água no sistema, da geometria, do volume e do perfil de demanda de água quente.

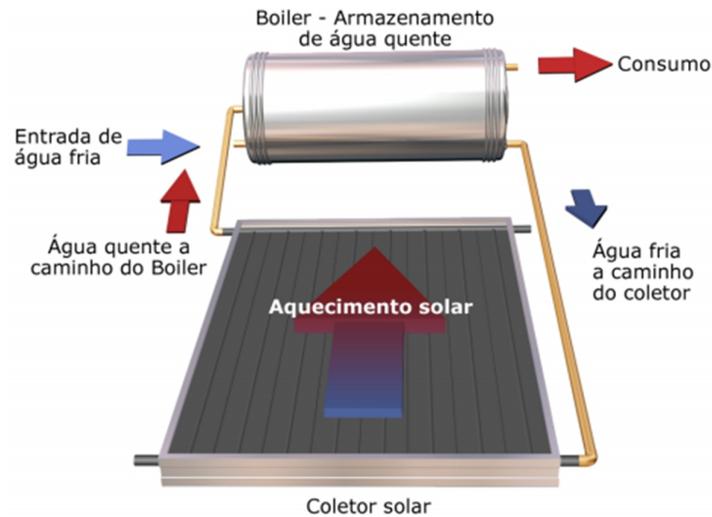


Figura 3.11 - Sistema de termossifão.

3.3.1 MODELAGEM DAS PLACAS COLETORAS

A modelagem tem início estimando o fator de remoção de calor F_r que relaciona o ganho real de energia útil pela placa coletora com o ganho útil de calor se a placa inteira estivesse à temperatura do fluido que entra. Sua expressão algébrica é encontrada na Equação 3.1 apresentada por [Duffie e Beckman, 1991]:

$$F_r = \frac{\dot{m} \cdot c_p \cdot (T_o - T_i)}{A_c \cdot [S - U_L \cdot (T_i - T_a)]} \quad (3.1)$$

Onde:

- A_c Área da placa coletora [m²];
- c_p Calor específico do fluido [kJ/kg°C];
- F_r Fator de remoção de calor da placa coletora;

\dot{m}	Fluxo de massa do fluido [kg/s];
T_a	Temperatura ambiente [°C];
T_i	Temperatura do fluido que entra no coletor [°C];
T_o	Temperatura do fluido que sai do coletor [°C];
U_L	Coefficiente global de perdas de calor da placa coletora [W/m ² °C].

O rendimento das placas térmicas pode então ser estimado depois de calculado valor do coeficiente de remoção de calor. Para isso necessita-se do valor do produto da transmitância da cobertura de vidro pela absorptância que não foi especificado pelo fornecedor Aço Nobre.

Como o valor de F_r não oscilou em uma faixa representativa foi considerado para $F_r\tau\alpha$ e para $F_r k$ valores fixos de 0,8 e 7, respectivamente.

Tabela 3.1 - Parâmetros para cálculo do rendimento dos coletores.

Tipo de coletor	Rendimento ótico $F_r\tau\alpha$	Coef. de perdas $F_r k$ (W/m ² .K)
Placa plana sem vidro	0,94	20-25
P. plana c/ vidro não seletivo	0,8	7-8
P. plana c/ vidro seletivo	0,8	4-5
P. planaVD c/ vidro seletivo	0,72	3-4
Tubo à vácuo seletivo	0,8	1-2

Utilizando a equação:

$$\eta_{coletor} = F_r\tau\alpha - F_r k \cdot \left(\frac{T_i - T_a}{I_\beta} \right) \quad (3.2)$$

Onde temos esse rendimento η em função:

$F_r\tau\alpha$	Fator de rendimento ótico;
$F_r k$	Coefficiente de perda [W/m ² . K];
I_β	Radiação solar [kJ/m ²];
T_i	Temperatura de entrada da água nos coletores [°C];
T_a	Temperatura ambiente [°C];
$\eta_{coletor}$	Rendimento térmico coletor [%].

A partir da equação 3.2 se pode criar dois perfis de rendimento representados na Figura 3.12 para os dias típico de verão e na Figura 3.13 para os dias típico de inverno.

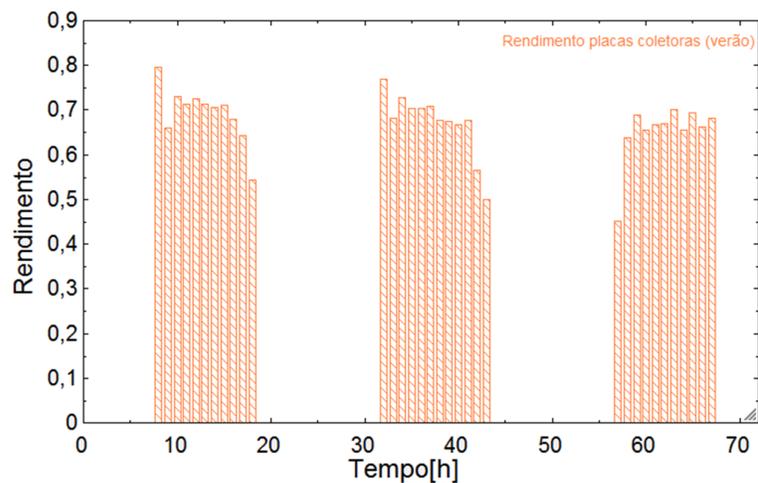


Figura 3.12 - Perfil rendimento dos coletores (verão).

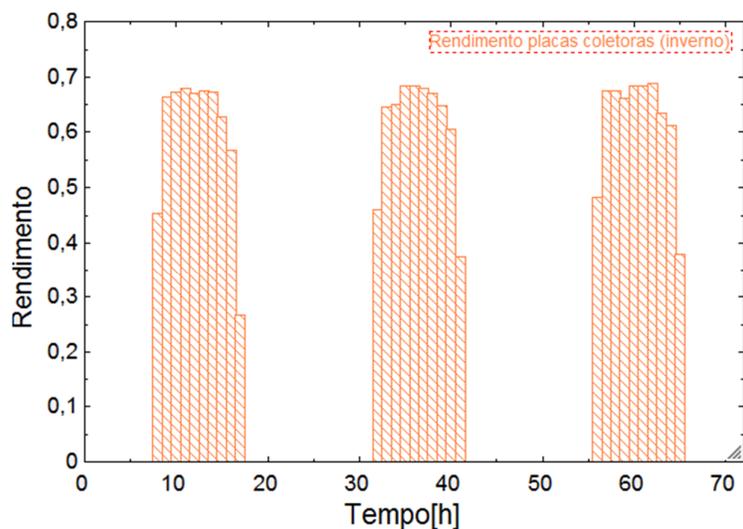


Figura 3.13- Perfil de rendimento dos coletores (inverno).

A temperatura de demanda é de 40 °C, valor este típico em usos domésticos, principalmente destinados ao suprimento de água quente para banho conforme levantamentos realizados junto a consumidores [CEMIG, 1993]. Para tal, o sistema de aquecimento de água operando por termosifão é projetado para armazenar água a uma temperatura de projeto de 55 °C. No entanto, dependendo do padrão e do perfil de consumo o valor da temperatura de projeto pode variar chegar a 70 °C.

A partir dos componentes adquiridos para o sistema pode-se encontrar a temperatura de saída da água dos coletores com a seguinte metodologia [Arnaldo Moura Bezerra 1988].

A eficiência de um coletor solar pode ser definida como a razão entre o ganho de calor útil pelo fluido e a radiação solar incidente sobre a superfície do coletor, em um dado intervalo de tempo. Uma placa coletora solar absorve tanto a radiação solar direta quanto a difusa. O calor útil ganho por uma placa coletora plana pode ser expresso por:

$$\dot{Q}_u = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{fluido} - T_a) \quad (3.3)$$

Onde:

c_p	Calor específico do fluido [kJ/kg°C];
\dot{m}	Fluxo de massa do fluido [kg/s];
\dot{Q}_u	Calor útil transferido para o fluido circulante [W];
T_{fluido}	Temperatura do fluido que entra no coletor [°C];
T_a	Temperatura ambiente [°C].

O rendimento da placa pode ser expresso então como:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_u}{I_\beta \cdot A_{total}} \quad (3.4)$$

Onde:

A_{total}	Área total dos coletores de [m ²];
I_β	Intensidade de radiação solar dada por [kJ/m ² . K];
\dot{Q}_u	Calor útil transferido para o fluido circulante [kJ];
η	Rendimento térmico.

A partir das equações apresentadas podemos escrever a equação de Hotell-Whillier que expressa o desempenho térmico de um coletor solar em regime permanente [Duffie e Beckman, 1991] :

$$\dot{Q}_u = A_{total} \cdot F_r \cdot [I_\beta \cdot (\tau\alpha)_e - U_L \cdot (T_i - T_a)] \quad (3.5)$$

Onde:

A_{total}	Área total dos coletores de [m ²];
\dot{Q}_u	Calor útil transferido para o fluido circulante [kJ];
I_β	Intensidade de radiação solar dada por [kJ/m ² . K];
T_i	Temperatura de entrada da água nos coletores [K];
T_a	Temperatura ambiente [K];
U_L	Coefficiente global de perdas de calor da placa coletora [W/m ² .K];
τ	Transmitância da cobertura de vidro [decimal];
α	Absortância da superfície “negra” da placa [decimal];
$(\tau\alpha)_e$	Produto transmitância-absortância efetivo [decimal].

3.3.2 MODELAGEM DO TANQUE DO TERMOSSIFÃO SEM ESTRATIFICAÇÃO

No processo de armazenamento térmico, o que acontece é o aumento do nível de energia interna dos materiais a nível atômico ou molecular. Esse aumento é acompanhado de uma manutenção durante um período de tempo, com eficiência satisfatória e principalmente em condições de extraí-la posteriormente. É interessante investigar com maior profundidade o armazenamento de calor sensível em líquidos pela facilidade de operação, de controle, baixo custo, níveis de temperaturas mais baixos e principalmente a possibilidade de operar diretamente com o fluido de trabalho.

- Material de armazenamento

Abaixo de cem graus Celsius se tem o armazenamento de energia em baixa temperatura, de cem a trezentos graus Celsius o armazenamento de energia em média temperatura e, acima de trezentos graus, o armazenamento de energia em alta temperatura. Em baixa temperatura os materiais mais utilizados são água e pedras, por motivos de custo e disponibilidade; em altas temperaturas, podem-se utilizar materiais como o óleo mineral e pedras também. É importante uma boa escolha do fluido de trabalho para cada aplicação. Esta escolha deve ser baseada em aspectos como, baixo custo, ausência de corrosão, baixo coeficiente de expansão, baixa pressão de vapor, alto calor específico e estabilidade das propriedades diante aos ciclos de temperatura.

Para armazenamento em baixas temperaturas, a água é o melhor fluido e isto pode ser verificado pela Figura 3.14 e na Figura 3.15 que mostra o calor específico a determinadas temperaturas e as capacidades de armazenamento em função da diferença de temperatura imposta para vários fluidos utilizados em armazenamento, respectivamente.

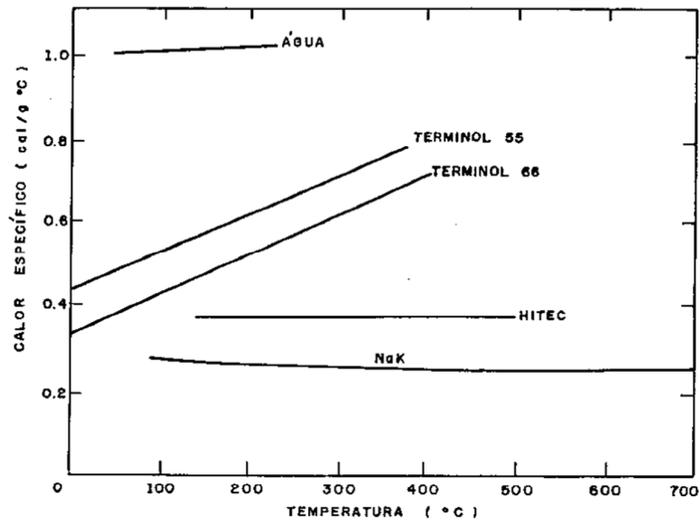


Figura 3.14 - Calor específico à determinada temperatura (Carrocci, 1987).

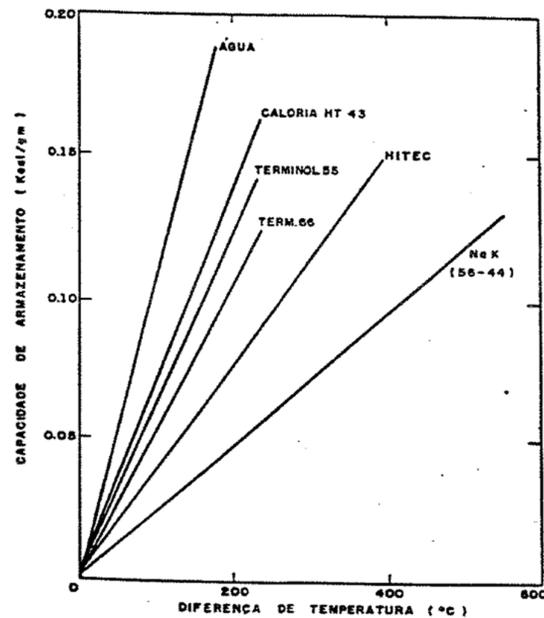


Figura 3.15 - Capacidades de armazenamento em função da diferença de temperatura (Carrocci, 1987).

- Reservatório com estratificação

Um tanque pode apresentar temperatura uniforme do fluido, do topo até o fundo, isto é, um armazenador com temperatura homogênea. Se a temperatura for distribuída de modo

desigual ao longo do tanque, com a camada mais quente sobre a mais fria, teremos então o armazenador estratificado. A estratificação se dá devido às forças de empuxo causadas pela diferença de densidade, o que causa a separação entre a água quente e a fria. Em estudos realizados por inúmeros autores nos anos de 1974 a 1979, verificou-se que os armazenadores estratificados apresentam vantagens em relação aos homogêneos. É oportuno lembrar que quando algum sistema de armazenamento de energia por calor sensível em líquido, operando acoplado a um sistema de transformação de um tipo qualquer de energia em energia térmica, terá o fluido de trabalho que operar em dois níveis de temperatura. Além disso, em determinados casos, torna-se importante manter o fluido nos níveis distintos de temperatura para uma melhor extração e aproveitamento de energia nele armazenado.

Para um menor custo e distribuição no volume da instalação, isto é, com um único tanque e com a necessidade de dois níveis de temperatura, aparece a ideia de trazer para dentro do tanque a estratificação. O que em outras palavras nada mais é que um mesmo fluido de trabalho confinado num mesmo tanque separado por dois níveis de temperaturas, acompanhados de seus respectivos níveis de densidade.

Para a primeira modelagem analisada considerou-se o reservatório como um cilindro vertical geometria essa que minimiza a área externa reduzindo a troca de calor com o meio exterior. Para a simulação, o modelo mostrado na Figura 3.16 vai ser seguido.



Figura 3.16 - Modelo tanque termossifão.

Aplicando a primeira Lei da Termodinâmica tem-se:

$$M_{tanque} \cdot c_p \cdot \frac{\partial T_s}{\partial t} = Q_e - Q_s - U_{tanque} \cdot A_{tanque} \cdot (T_{inst} - T_a) \quad (3.6)$$

Onde:

A_{tanque}	Área de troca de calor do tanque [m ²];
c_p	Calor específico da água [kJ/kg.K];
M_{tanque}	Massa de água contida no tanque [kg];
Q_s	Subtração de calor no sistema [W];
t	Tempo [h];
T_s	Temperatura do sistema [°C];
T_{inst}	Temperatura instantânea do sistema [K];
T_a	Temperatura ambiente [K];
U_{tanque}	Coefficiente de perda de calor do tanque [W/m ² .°C].

Pode-se calcular o calor que entra no sistema como sendo a soma do calor proveniente massa de água da CAESB com a massa de água que retorna dos coletores.

$$Q_e = \dot{m}_{col} \cdot c_p \cdot (T_{col} - T_{inst}) + \dot{m}_{caesb} \cdot c_p \cdot (T_{caesb} - T_{inst}) \quad (3.7)$$

Onde:

c_p	Calor específico da água [kJ/kg.K];
\dot{m}_{col}	Vazão mássica de água que entra e sai dos coletores [kg/s];
\dot{m}_{caesb}	Vazão mássica de água fornecida pela Caesb [kg/s];
Q_e	Adição de calor no sistema [W];
T_{caesb}	Temperatura do sistema de abastecimento de água CAESB [K];
T_{col}	Temperatura da água que retorna dos coletores [K];
T_{inst}	Temperatura instantânea do sistema [K].

Pode-se calcular o calor devido ao descarregamento para os tanques na casa de máquinas como:

$$Q_s = \dot{m}_{sif} \cdot c_p \cdot (T_a - T_{inst}) + \dot{m}_{col} \cdot c_p \cdot (T_a - T_{inst}) \quad (3.8)$$

Onde:

c_p	Calor específico da água [kJ/kg.K];
\dot{m}_{sif}	Vazão mássica de água para consumo do Hospital [kg/s];
\dot{m}_{col}	Vazão de entrada no coletor [kg/s];
T_a	Temperatura ambiente [K];
T_{inst}	Temperatura instantânea do sistema [K].

Duas hipóteses foram assumidas (serão avaliadas no projeto de graduação Dois com a simulação da estratificação do tanque) nessa fase da simulação: a troca de calor da água (Caesb) que entra no sistema de termossifão pela conexão localizada na base desse tanque, troca calor com as camadas mais frias da estratificação térmica (foi considerado um ganho de 2 a 5 graus nessas camadas, valores obtidos a partir de tentativas e erros nas simulações) e não com as camadas que tem a temperatura final do sistema (camadas superiores). Essa é uma das vantagens do tanque estratificado termicamente quando comparado ao homogêneo.

A outra é que a água que sai do tanque para os coletores não fica diretamente exposta à temperatura ambiente devido ao isolamento térmico das tubulações do sistema (sendo essa temperatura inferior alguns graus à temperatura instantânea do sistema nas camadas inferiores da estratificação. Foi considerado de 2 a 5 graus hipótese essa que será avaliada e corrigida no projeto de graduação Dois).

O cálculo da área de troca de calor pode ser feito:

$$A_{tanque} = \pi \cdot D_{tanque} \cdot L_{tanque} + 2 \cdot \pi \cdot \frac{D_{tanque}^2}{4} \quad (3.9)$$

Onde:

A_{tanque}	Área de troca de calor do tanque [m ²];
D_{tanque}	Diâmetro do tanque [m];
L_{tanque}	Comprimento do tanque [m].

3.4 MODELAGEM TANQUE DE TERMOACUMULAÇÃO SEM ESTRATIFICAÇÃO

O sistema é composto por quatro tanques de termoacumulação. Os quatro tanques estão na casa de máquinas e recebem a água do tanque do termossifão e a água que retorna do Hospital.

O modelo mostrado na Figura 3.17 será utilizado.



Figura 3.17- Modelo tanque termoacumulação.

Aplicando a primeira Lei da termodinâmica temos:

$$M_{tanque} \cdot c_p \cdot \frac{\partial T_s}{\partial t} = Q_e - Q_s - U_{tanque} \cdot A_{tanque} \cdot (T_{inst} - T_a) \quad (3.15)$$

Onde:

A_{tanque}	Área de troca de calor do tanque [m ²];
c_p	Calor específico da água [kJ/kg.K];
M_{tanque}	Massa de água contida no tanque [kg];
Q_s	Subtração de calor no sistema [W];
t	Tempo [h];
T_s	Temperatura do sistema [°C];
T_{inst}	Temperatura instantânea do sistema [K];
T_a	Temperatura ambiente [K];
U_{tanque}	Coefficiente de perda de calor do tanque [W/m ² .°C].

Pode-se calcular o calor que entra no sistema como sendo a soma do calor proveniente massa de água do termossifão com a massa de água que retorna do Hospital.

$$Q_e = \dot{m}_{sif} \cdot c_p \cdot (T_{sif} - T_{inst}) + \dot{m}_{ret} \cdot c_p \cdot (T_{ret} - T_{inst}) \quad (3.16)$$

Onde:

\dot{m}_{sif}	Vazão mássica de água dos tanques do sistema de termossifão [kg/s];
\dot{m}_{ret}	Vazão mássica de água que retorna do Hospital [kg/s];
c_p	Calor específico da água [kJ/kg.K];
T_{sif}	Temperatura da água do tanque do termossifão [°C];
T_{ret}	Temperatura da água ao sair dos trocadores de calor [°C];
T_{inst}	Temperatura instantânea do sistema [°C].

Pode-se calcular o calor devido ao descarregamento para os tanques na casa de máquinas como:

$$Q_s = \dot{m}_{sist} \cdot c_p \cdot (T_a - T_{inst}) \quad (3.17)$$

Onde:

c_p	Calor específico da água [kJ/kg.K];
\dot{m}_{sist}	Vazão mássica de água para consumo do Hospital [kg/s];
T_a	Temperatura ambiente [K];
T_{inst}	Temperatura instantânea do sistema [°C].

Para a determinação da perda de calor do tanque é necessário determinar a área de troca de calor do tanque com o meio externo. O cálculo da área de troca de calor pode ser feito com a expressão:

$$A_{tanque} = \pi \cdot D_{tanque} \cdot L_{tanque} + 2 \cdot \pi \cdot \frac{D_{tanque}^2}{4} \quad (3.18)$$

Onde:

A_{tanque}	Área de troca de calor do tanque [m ²];
D_{tanque}	Diâmetro do tanque [m];
L_{tanque}	Comprimento do tanque [m].

3.5 MODELAGEM DOS TANQUES COM ESTRATIFICAÇÃO

Os tanques de água podem operar com graus significativos de estratificação, isto é, com a parte superior do tanque mais quente do que a do fundo. Muitos modelos de tanques estratificados foram desenvolvidos, e estão subdivididos em duas categorias. Na primeira categoria, *the multinode approach*, um depósito está dividido em N nós (secções), com balanços energéticos escritos para cada secção desse depósito. O resultado é um conjunto de N equações diferenciais que podem ser resolvidas para as temperaturas dos N nós como funções do tempo.

Na segunda, *the plug flow approach*, são considerados segmentos de líquido a várias diferentes temperaturas se movendo através do tanque em *plug flow*. Cada uma dessas abordagens tem muitas variações, e a seleção de um modelo depende da utilização para a qual ela será colocada. No presente trabalho será considerada a aproximação de múltiplos nós para a simulação da estratificação nos dois diferentes tanques.

O grau de estratificação em um tanque real dependerá do design do reservatório, do tamanho, do projeto das entradas e saídas de água e dos fluxos de entrada e saída. É possível conceber tanques com baixas velocidades de entrada e saída que serão altamente estratificados. Os efeitos da estratificação sobre o desempenho em processos solares pode ser delimitada pelo cálculo do desempenho de tanques totalmente misturados ou por tanques com alto grau de estratificação.

Para formular as equações para um tanque de vários nós, é necessário fazer suposições sobre como a água que entra no tanque é distribuída para os diferentes nós de estratificação. Por exemplo, para o tanque de cinco nós mostrado na Figura 3.18 a água que entra no tanque é a que sai do coletor. Supondo esta a uma temperatura de 52 °C pode - se considerar que ela se mistura no tanque entre os nós 2 e 3.

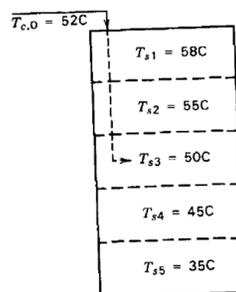


Figura 3.18 - Representação de nós em um tanque estratificado.

Pode presumir-se que a água encontra o seu caminho no interior do tanque para o nó 3, pois nessa secção as densidades são quase coincidentes. Alternativamente, pode-se supor que a água de entrada distribui-se em alguma forma entre os nós 1,2,3. Na simulação presente ocorre essa ultima forma de distribuição.

Para um tanque dividido em 3 secções, como mostrado na Figura 3.19 o fluxo de líquido para o coletor deixa o tanque sempre a partir do fundo, nó 3, e o fluxo de carga deixa sempre a partir do topo, nó 1. O fluxo de retorno do coletor mistura-se com o nó em que a temperatura está mais próxima, porém inferior à temperatura de saída do coletor. Suponhamos que as três temperaturas dos nós são 45, 35, 25 °C, com, evidentemente, a mais quente na parte superior. O fluxo de água que retorna do coletor com temperatura menor do que 35 °C vai para o nó 3 ganhando um pouco de calor dos nós 1 e 2 e o fluxo com temperatura entre 35 e 45 °C irá para o nó 2 ganhando um pouco de calor do nó 1. Se a temperatura for superior a do nó 1 o fluxo ao entrar no tanque se mistura com este.

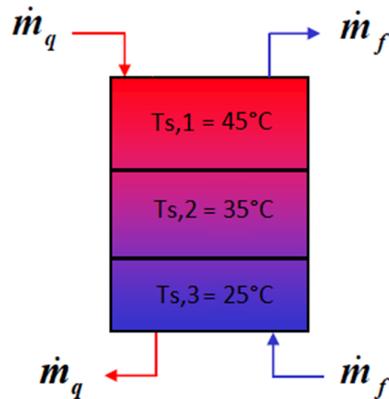


Figura 3.19 - Modelo explicativo de um tanque estratificado.

Uma função de controle representada por F_i^c é definida para determinar quais nós recebem e trocam calor com fluxo de água dos coletores. Essa função se comporta da seguinte maneira:

1 se $i = 1$ e Temperatura de entrada do coletor > Temperatura do nó i .

$F_i^c =$ 1 se $i = 1$ e Temperatura do nó $(i-1) >$ Temperatura do coletor > Temperatura do nó i .

0 se $i = 0$ ou se $i = N+1$, onde N é igual ao número de nós.

0 caso contrário.

Outra função representada por F_i^L é utilizada para determinar quais nós recebem e trocam calor com o fluxo de água da C.A.E.S.B. que abastece o tanque. Essa tem o mesmo funcionamento da anterior só que em sentido contrário.

1 se $i = N$ e Temperatura de entrada da Caesb < Temperatura do nó N.

$F_i^L =$ 1 se $i = 1$ e Temperatura do nó $(i-1) \geq$ Temperatura da Caesb > Temperatura do nó i .

0 se $i = 0$ ou se $i = N+1$, onde N é igual ao número de nós.

0 caso contrário.

A Figura 3.20 representa um diagrama para o entendimento desses fluxos e trocas de calor entre os nós.

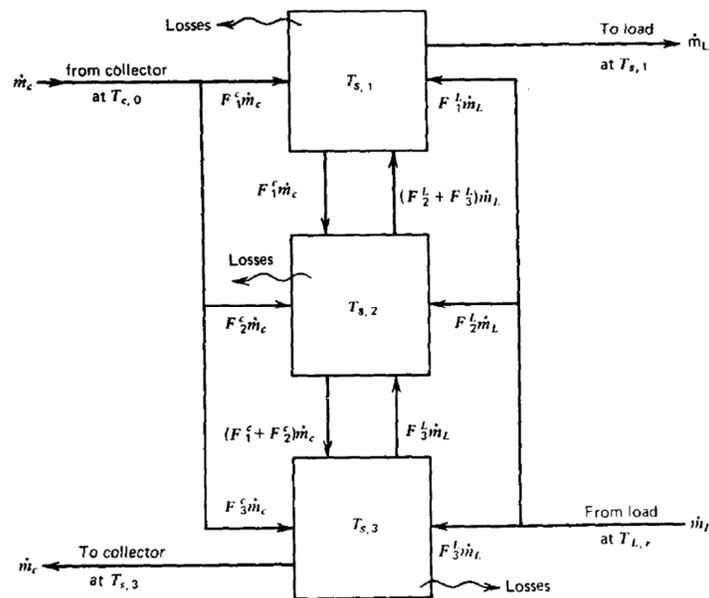


Figura 3.20 - Fluxo de troca de calor (Solar Engineering of Thermal Processes, Second Edition)

A troca por condução e convecção entre elementos também deve ser considerada assim como as perdas de cada nó para o ambiente externo. O fluxo de líquido e calor entre os nós pode ser para cima ou para baixo, dependendo da magnitude do escoamento do coletor e do escoamento de entrada da C.A.E.S.B. assim como dos valores das duas funções de controle F_i^c e F_i^L , em qualquer instante particular. É também conveniente definir uma taxa de fluxo misto, que represente o fluxo líquido do nó i para o nó $i-1$ diretamente no nó da carga.

$$\dot{m}_{m,1} = 0 \quad (3.10)$$

$$\dot{m}_{m,i} = \dot{m}_c \sum_{j=1}^{i-1} F_j^c - \dot{m}_L \sum_{j=i+1}^N F_j^L \quad (3.11)$$

$$\dot{m}_{m,N+1} = 0 \quad (3.12)$$

Com essas funções de controle o balanço energético para cada nó pode ser expresso por:

- Se $\dot{m}_{m,i} > 0$:

$$m_i \frac{dT_{s,i}}{dt} = \left(\frac{UA}{Cp} \right)_i (T_a - T_{s,i}) + F_i^c \dot{m}_c (T_{co} - T_{s,i}) + F_i^L \dot{m}_L (T_{Caesb} - T_{s,i}) + \dot{m}_{m,i} (T_{s,i-1} - T_{s,i}) \quad (3.13)$$

- Se $\dot{m}_{m,i+1} < 0$

$$m_i \frac{dT_{s,i}}{dt} = \left(\frac{UA}{Cp} \right)_i (T_a - T_{s,i}) + F_i^c \dot{m}_c (T_{co} - T_{s,i}) + F_i^L \dot{m}_L (T_{Caesb} - T_{s,i}) + \dot{m}_{m,i} (T_{s,i} - T_{s,i+1}) \quad (3.14)$$

Com um grande número de nós, o modelo de depósito representa um elevado grau de estratificação que não pode ser obtida em experiências reais. Há pouca evidência experimental para apoiar o uso deste modelo para representar a alta estratificação, mas o modelo desta é baseado nesses princípios. Como abordagem prática, muitos tanques apresentam algum grau de estratificação, e sugere-se que com três ou quatro nós se pode representar esta de forma razoável. No presente trabalho são considerados três nós de estratificação.

Dois outros fatores podem ser significativos em tanques estratificados. O primeiro pontua que os tanques estratificados terão alguma tendência para desestratificar ao longo do tempo devido à difusão e condução de parede. Isto foi estudado experimentalmente por Lavan e Thompson (1977). Em segundo lugar, alguns tanques têm fontes de energia, que somam calor ao fluido bombeado para dentro ou para fora do tanque. Se, por exemplo, uma bobina de aquecimento auxiliar estiver presente em um dos nós um termo adicional deve ser adicionado à equação para explicar o seu efeito.

A integração numérica da equação pode ser realizada por várias técnicas que são discutidas em textos sobre métodos numéricos. O método explícito de Euler, o método implícito de Crank-Nicolson e Runge-Kutta são as mais comuns. Por causa da complicada natureza das equações do tanque, quando simuladas simultaneamente com um regime de carga e descarga e auxílio térmico de um coletor, programas computacionais devem ser

utilizados como ferramenta para obter soluções. A simulação realizada foi desenvolvida em MatLab.

A modelagem descrita foi implementada para as duas diferentes formas de carregamento dos tanques. O fluxo das trocas de calor do tanque do termossifão está na Figura 3.21. Nele observamos o carregamento do tanque com a água fornecida pela C.A.E.S.B, o fluxo de entrada e saída dos coletores e o descarregamento para os tanques da casa de máquinas.

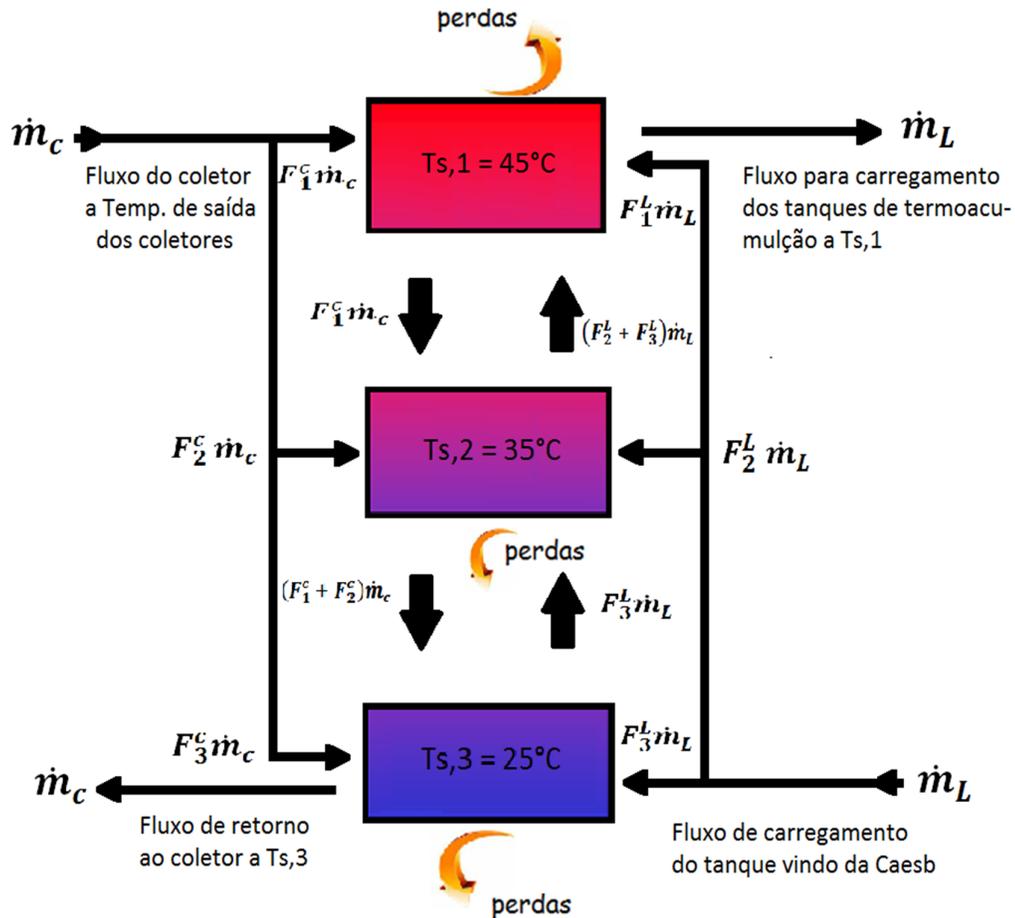


Figura 3.21 - Modelo adotado na simulação numérica do reservatório do termossifão.

Na Figura 3.22 temos o esquema do tanque termo acumulador. Nele observamos o carregamento com água já quente do sistema de termossifão, a entrada de água que retorna do complexo hospitalar já aquecida pelos trocadores e a vazão de descarregamento para o consumo.

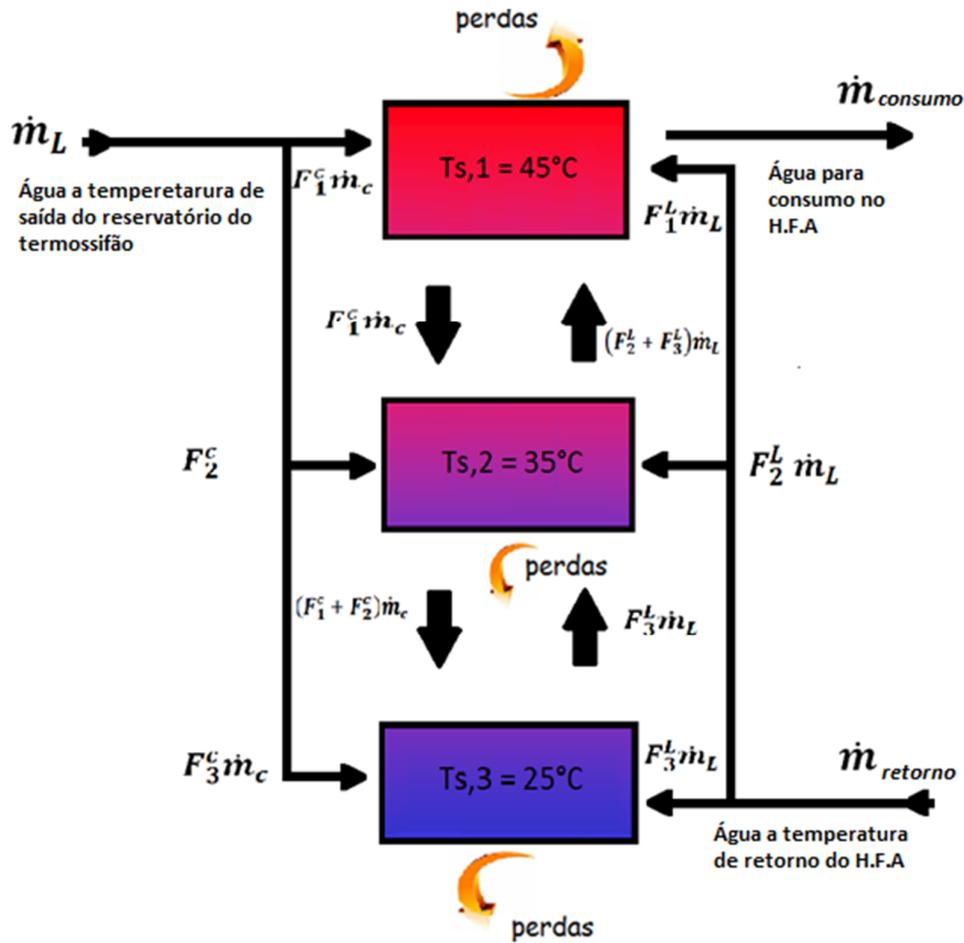


Figura 3.22 - Modelo adotado na simulação numérica do reservatório da casa de máquinas.

3.6 MODELAGEM DAS BOMBAS

Em torno de um terço de toda a energia elétrica consumida por grandes instalações é usada para acionar bombas hidráulicas. Grande parte das bombas está conectada a um motor elétrico que tem rotação constante mantendo assim uma mesma velocidade de rotação em funcionamento. A pressão e a vazão necessárias para a operação de qualquer sistema podem ser definidas com a ajuda da Curva do Sistema. O ponto operacional de ambos, bomba e processo é definido pela interseção da curva da bomba com a curva de resistência do sistema representadas na Figura 3.23.

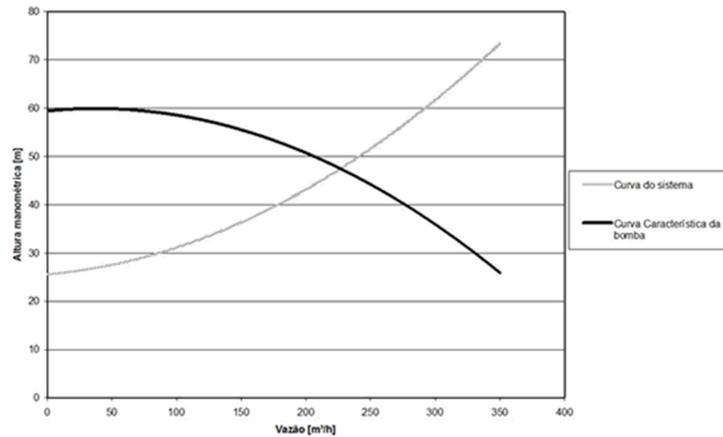


Figura 3.23 - Curva Característica (Omel Bombas e Compressores Ltda,2012).

A curva de resistência do sistema ou curva de carga do sistema é a variação no fluxo relacionada à carga do sistema. Esta curva também leva em consideração as características do fluido, as perdas de carga por fricção, o desenho físico da instalação e as condições de operação do complexo Hospitalar.

As perdas hidráulicas em sistemas de tubulação são compostas por perdas em elementos presentes na tubulação, perdas de carga e descarga do fluido de trabalho e perdas em consequência de amplificação ou redução do diâmetro da linha.

Em um sistema complexo é impossível que um ponto operacional atenda todas as condições operacionais desejadas. Por exemplo, toda curva de resistência do sistema desloca-se para a esquerda quando a válvula de descarga é estrangulada mudando assim o ponto operacional.

Em grandes instalações as demandas pelos fluidos variam, necessitando um controle do fluxo das mesmas. Tradicionalmente, usam-se válvulas na tubulação para fazer isso, porém, esta forma consome muita energia elétrica. Entretanto, há uma maneira de fazer isso diferentemente, sem usar válvulas. Trata-se do controle de velocidade através do uso de inversores de frequência.

No H.F.A. estas bombas estão sendo utilizadas em velocidades constantes de rotação quando acionadas durante o dia. A bomba de modelo 9 MS 03 está presente no sistema de termossifão e fornece a vazão necessária para o carregamento do tanque desse sistema. A bomba 17 MS 03 está na casa de máquinas e fornece o fluxo para o complexo Hospitalar.

Foram realizadas três simulações que mostram os gastos de energia com as bombas operando em velocidade constante (sem inversor de frequências, apenas simulando a bomba

ligada ou desligada a uma dada vazão), em velocidades ideais (referente a exatamente as vazões de consumo) e em velocidades programadas que representam a introdução de um inversor de frequência no sistema hidráulico.

Essa simulação será dividida em duas partes. A primeira fazendo referência a bomba 17 MS O3 e a segunda referente à bomba 9 MS O3.

3.6.1 BOMBA 17 MS O3

Para essa modelagem foram obtidas as alturas manométricas a partir da equação (3.19) de Hazen-Williams, e do levantamento do conjunto de vazões de consumo hora a hora já mensurado no tópico 3.1. A equação de H.W mostra que:

$$H_m = H_G \cdot K' \cdot \dot{Q}^{1,852} \quad (3.19)$$

Onde:

H_m Altura manométrica [mca];

H_G Altura geométrica [m];

K' Coeficiente;

\dot{Q} Vazão [m³/h];

A altura geométrica foi calculada a partir da altura máxima do bloco principal do HFA e tem seu valor igual a trinta e cinco metros.

O coeficiente K' foi obtido usando a altura geométrica e o valor de 84 mca para a altura manométrica H_m . Esse valor de H_m é referente a uma vazão de 10 m³ por hora em sua curva de altura manométrica contida no catálogo do fabricante DANCOR. O valor resultante de K' foi igual a 0,369. Com essa curva plotada foi feito um ajuste polinomial de terceiro grau obtendo a equação:

$$H_m = 34,9774 + 0,159929 \cdot \dot{Q} + 0,280845 \cdot \dot{Q}^2 - 0,00265701 \cdot \dot{Q}^3 \quad (3.20)$$

A partir dessa equação e das vazões (em m³/hora) podemos obter o perfil de alturas manométricas em metros de coluna d'água hora a hora e assim plotar a curva característica do sistema representada na Figura 3.24.

Vazão	0	1,12	3,36	4,48	5,32	6	6,1	6,36	7,17	7,19	7,22	7,48	7,53	8,75	10,6
H_m	35	35,47	38,58	41,1	43,39	45,48	45,81	46,68	49,58	49,66	49,77	50,77	50,96	56,08	65,07



Figura 3.24 - Curva Característica do Sistema.

A partir dessa curva e da curva da bomba fornecida pelo fabricante DANCOR podemos encontrar o ponto operacional correspondente à vazão de 14 m³/h presente na Figura 3.25.

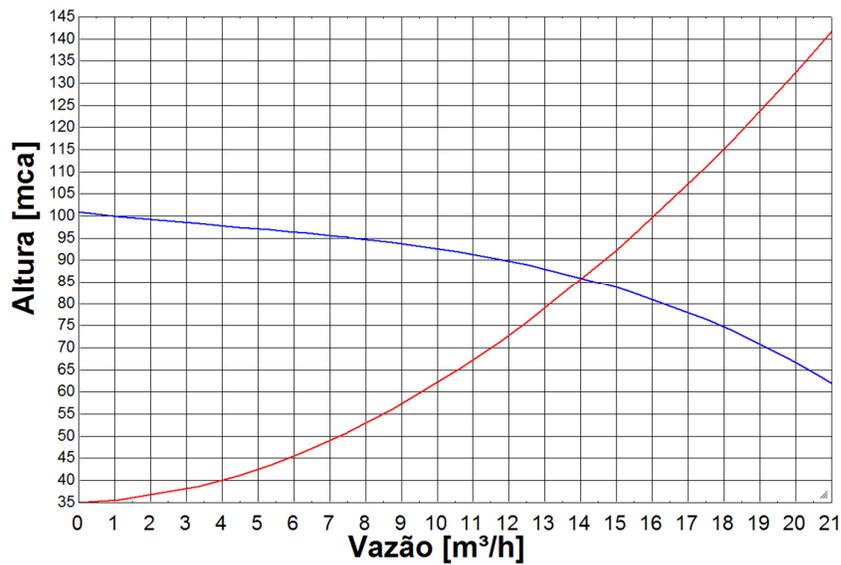


Figura 3.25 - Ponto operacional da bomba 17 MS 03.

Com o ponto operacional definido podemos determinar a eficiência de trabalho da bomba com auxílio da Figura 3.26. O valor obtido para esse rendimento foi de 42,5%.

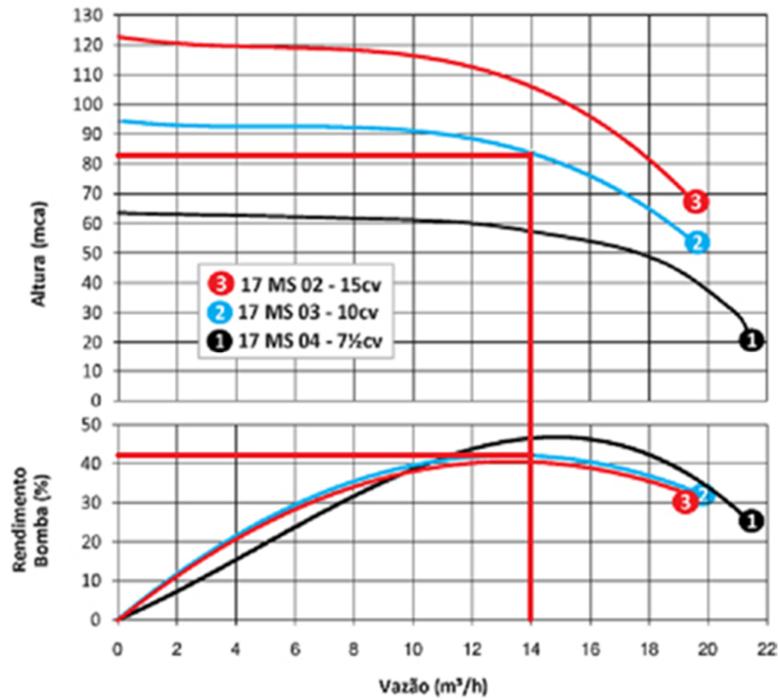


Figura 3.26 - Definição do rendimento da bomba 17 MS 03.

Com todos esses parâmetros determinados o cálculo da potência útil da bomba é feito com a equação:

$$Pot_{util} = [(\gamma \cdot H_m \cdot \dot{Q}) / (\eta_{bomba} \cdot 3600 \cdot 75)] \cdot 0,7355 \quad (3.21)$$

Onde:

H_m Altura manométrica [mca];

Pot_{util} Potência útil [kW];

\dot{Q} Vazão [m³/h];

η_{bomba} Rendimento da bomba [%].

A potência útil foi determinada para o valor constante de 14 m³/h para simular a bomba em trabalho sem o inversor de frequências e também para os valores de vazões instantâneas durante um dia. As potências e os gastos de energia elétrica com essas estão ilustrados no capítulo quatro de forma quantitativa.

3.6.2 BOMBA 9 MS O3

A simulação da bomba 9 MS O3 é idêntica a simulação anterior, porém, as curvas da bomba fornecidas pelo fabricante são diferentes para esse modelo, sendo assim necessário refazer os cálculos devido a mudança de certos parâmetros. O perfil de alturas manométricas foi calculado em relação às vazões de consumo obtendo-se a curva característica do sistema representada na Figura 3.27. Com essa curva plotada foi feito um ajuste polinomial de terceiro grau.

Vazão	0	1,12	3,36	4,48	5,32	6	6,1	6,36	7,17	7,19	7,22	7,48	7,53	8,75	10,6
H_m	34,98	35,34	37,42	39,11	40,66	42,07	42,29	42,88	44,85	44,9	44,97	45,65	45,78	49,25	55,3



Figura 3.27 - Curva característica bomba 9 MS O3.

A partir dessa curva e da curva da bomba fornecida pelo fabricante DANCOR podemos encontrar o ponto operacional correspondente a 9 m³/h presente na Figura 3.28.

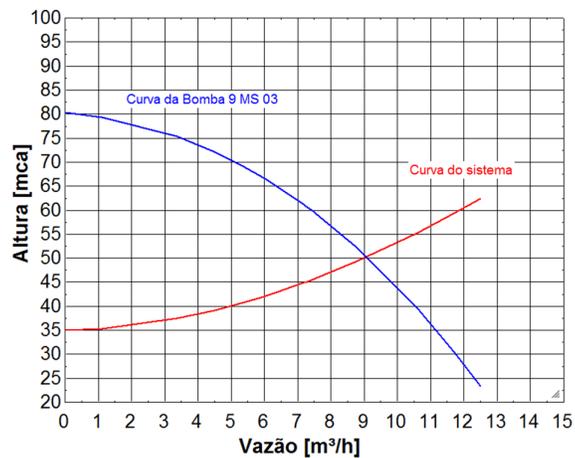


Figura 3.28 - Ponto operacional bomba 9 MS O3.

Com o ponto operacional definido podemos determinar a eficiência de trabalho da bomba com auxílio da Figura 3.29. O valor obtido para esse rendimento foi de 31%.

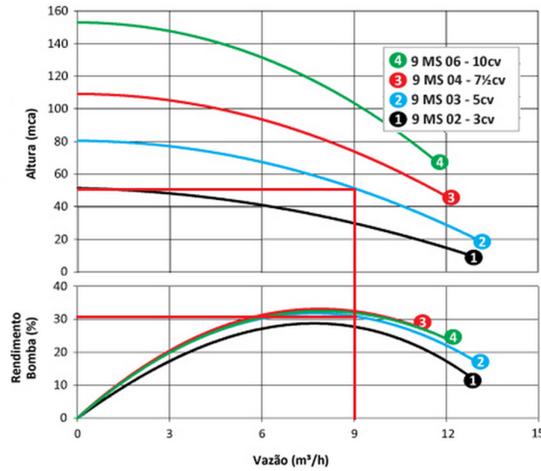


Figura 3.29 - Rendimento da Bomba 9 MS 03.

A potência útil foi determinada para o valor constante de 9 m³/h para simular a bomba em trabalho sem o inversor de frequências e foi simulado também para os valores de vazões instantâneas durante um dia. As potências e os gastos de energia elétrica com essas estão ilustrados no capítulo quatro de forma quantitativa.

3.7 MODELAGEM DA PERDA DE CALOR NA TUBULAÇÃO

O calor conduzido através de um sólido frequentemente é fornecido ou removido por algum processo de convecção. A transferência de calor do líquido quente para o tubo ocorre dessa forma. Consecutivamente o calor é transferido através da parede do material e do isolamento por condução, e finalmente dissipado para o ar ambiente por convecção. Para a modelagem da perda de calor se considerou um cilindro oco com uma camada de isolamento aplicada ao redor do tubo representado na Figura 3.30. Internamente a parede da tubulação é exposta a um fluido quente a temperatura T_i e externamente ao ar atmosférico com uma temperatura T_e .

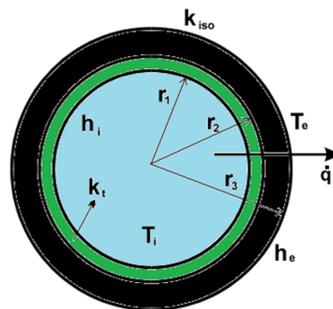


Figura 3.30 - Transferência de calor através de um cilindro oco com isolamento térmico.

Pode se fazer uma analogia elétrica para se determinar a quantidade de calor que o fluido quente perde para o ambiente. O processo de transferência pode ser representado pelo circuito de resistências representado na Figura 3.31, onde T_i e T_e são as temperaturas interna e externa, respectivamente, e L é o comprimento do tubo.

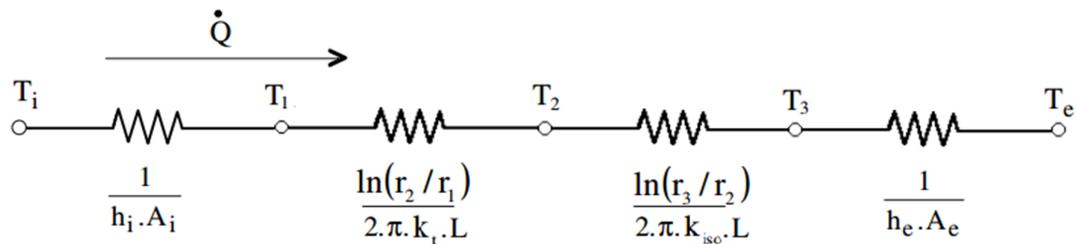


Figura 3.31 - Circuito elétrico equivalente.

O calor total transferido é calculado como a razão entre a diferença total de temperatura e a soma das resistências térmicas:

$$\dot{Q} = \left(\frac{T_i - T_e}{R_{conv,\acute{a}gua} + R_{cond,tubula\c{c}ao} + R_{cond,isolamento} + R_{conv.ar}} \right) \quad (3.22)$$

O calor total transferido pelos mecanismos combinados de condução e convecção é frequentemente expresso em termos do produto do coeficiente global de transferência de calor U pela área de troca A , definido pela relação 3.15:

$$\dot{Q} = (UA)_{global} \cdot \Delta T_{global} \quad (3.23)$$

Quando se tem a situação em que há uma camada de isolamento aplicada ao redor do tubo o fator UA é dado pela equação 3.16:

$$(UA)_{global} = \frac{2 \cdot \pi \cdot L}{\left(\frac{1}{r_1 h_i} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{k_t} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{k_i} + \frac{1}{r_3 h_e} \right)} \quad (3.24)$$

Onde:

$(UA)_{global}$	Produto do coeficiente global de transferência de calor pela área de troca [W/K];
$L_{tubulação}$	Comprimento da tubulação [m];
r_i	Raio característico de cada etapa i da transferência de calor [m];
$h_{i,e}$	Coeficiente de convecção da água e do ar [W/(m ² .K)];
$k_{t,i}$	Coeficiente de condução do tubo e do isolamento [W/(m ² .K)].

Foram realizados os cálculos dos parâmetros apresentados nas equações acima para cada etapa da tubulação levando-se em conta a redução ou expansão dos diâmetros dos tubos. Os valores de coeficientes e os comprimentos das tubulações já foram apresentados nos tópicos 2.6.7 e 2.6.8.

A partir dessa modelagem obteve-se a temperatura da água quente que retorna para os tanques na casa de máquinas. As temperaturas corrigidas de um dia de funcionamento do sistema estão plotadas nas Figuras 3.32 e 3.33.

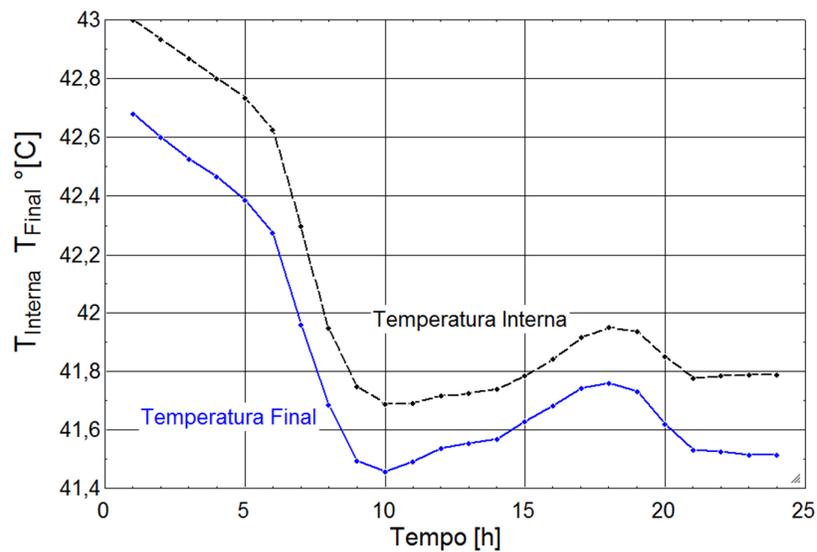


Figura 3.32 - Perda de calor na tubulação de água quente com isolamento ARMAFLEX.

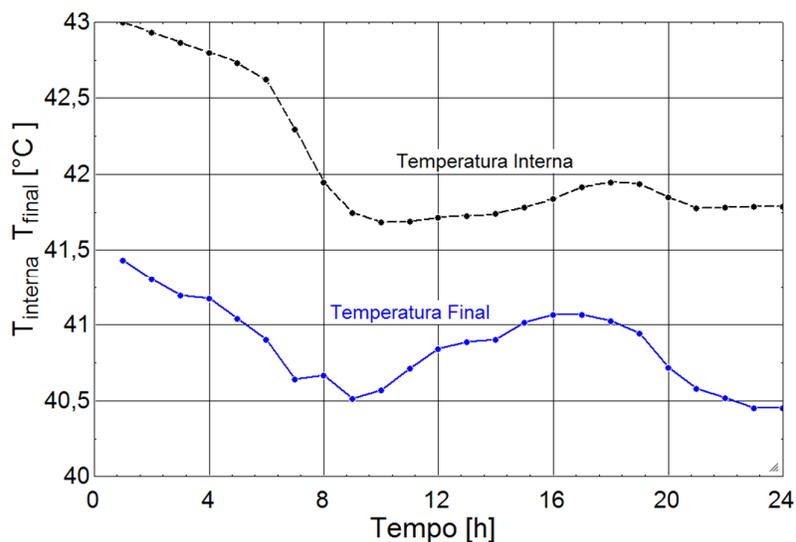


Figura 3.33 - Perda de calor na tubulação de água quente sem isolamento ARMAFLEX.

É importante uma análise do sistema quando se pensa no funcionamento contínuo ou não das bombas centrífugas. Se a bomba não funciona durante a noite a água fica parada na tubulação durante doze horas seguidas. Isso causa uma perda de calor brusca na temperatura desse fluido evidenciada na Figura 3.34.

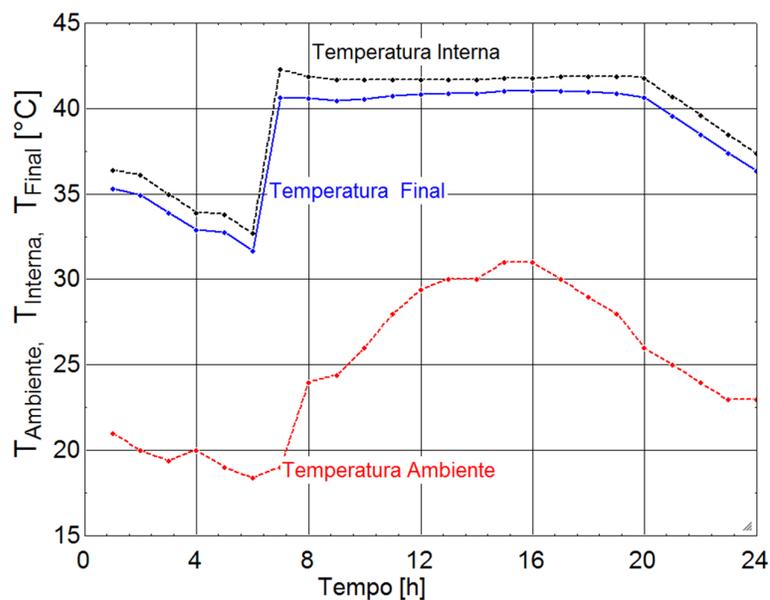


Figura 3.34 - Perda de calor na tubulação de água quente com bomba centrífuga desligada durante a noite.

Essa nova temperatura não está dentro dos padrões de uso da ABNT 128. Tendo que ser avaliada a questão do não funcionamento das bombas durante a noite.

3.8 MODELAGEM DOS TROCADORES DE CALOR

A modelagem dos trocadores de calor se faz necessária para a avaliação da quantidade de vapor necessária para se aquecer a água até a temperatura ideal para o consumo. A Figura 3.35 dá um exemplo simplificado de aplicação do vapor d'água saturado (aquecimento de um fluido com trocador de calor).

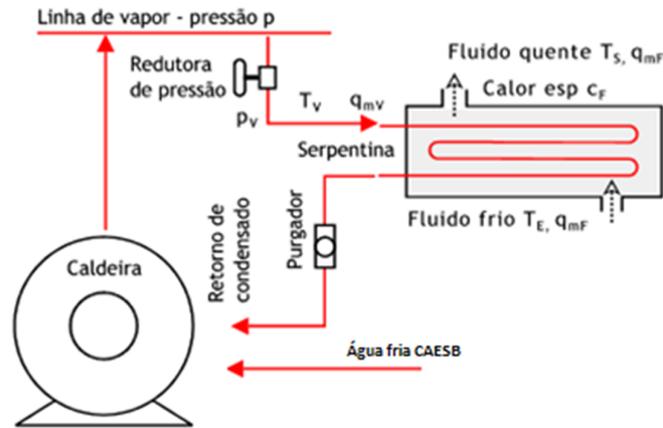


Figura 3.35 - Aplicação do vapor d'água saturado (<http://www.mspc.eng.br>)

O vapor sai da caldeira com uma pressão $P_{saída,1}$ e alimenta uma linha ou ramal principal. Uma válvula redutora diminui a pressão para $P_{saída,2}$ e alimenta a serpentina do trocador. Nessa condição, o vapor tem uma temperatura T_v e o fluxo de massa é \dot{m}_{vapor} .

Ao passar pela serpentina o vapor troca calor com o fluido e se condensa. Um dispositivo na saída, denominado purgador, evita a perda de vapor, permitindo somente a passagem do condensado. Em geral, a água condensada é enviada a um reservatório próprio e retorna à caldeira por bombeamento. Na instalação pode-se observar um aproveitamento de apenas 20 % desse condensado tendo que se abastecer a caldeira com água a temperatura ambiente.

No trocador, o fluido que se deseja aquecer entra com uma temperatura $T_{retorno,1}$ e sai com $T_{retorno,2}$. Naturalmente, a vazão de massa $\dot{m}_{água}$ é a mesma em ambos os lados. É suposto que o fluido tem um calor específico médio c_p entre essas temperaturas.

Nesta modelagem, considera-se também a perda de calor do trocador para o ambiente. Considera-se também que a vazão de massa do fluido $\dot{m}_{água}$ é constante a cada hora.

De acordo com o conceito de calor específico:

$$\Delta Q = c_p \cdot \dot{m}_{\text{água}} \cdot (T_{\text{retorno},2} - T_{\text{retorno},1}) - (A_{\text{tanque}} \cdot h_{\text{ar}} \cdot \Delta T_{\text{tanque}}/3,6) \quad (3.25)$$

Onde:

A_{tanque}	Área de troca de perda de calor do trocador [m ²];
c_p	Calor específico da água a uma temperatura média [kJ/kg.°C];
h_{ar}	Coefficiente de convecção do ar [W/m ² .K];
$\dot{m}_{\text{água}}$	Massa de fluido aquecida em uma hora [kg/h];
$T_{\text{retorno},1}$	Temperatura da água de retorno do HFA [°C];
$T_{\text{retorno},2}$	Temperatura após aquecimento no trocador de calor [°C];
ΔT_{tanque}	Temperatura do trocador menos a temp. ambiente [°C];

No mesmo intervalo de tempo, deve circular pela serpentina uma massa de vapor igual a $\dot{m}_{\text{vapor}} \cdot \Delta t$. Assim, o calor trocado deve ser igual à entalpia de vaporização h_{fg} (que é a mesma da condensação) multiplicada por essa massa (considerado vapor ideal, qualidade $\chi = 1$):

$$\Delta Q = h_{fg} \cdot \dot{m}_{\text{vapor}} \cdot \Delta t \quad (3.26)$$

Onde:

h_{fg}	Entalpia de vaporização da água[kJ/kg];
\dot{m}_{vapor}	Fluxo mássico de vapor[kg];
Δt	Diferencial de tempo [h].

Igualando com a anterior e mudando Δt de lado,

$$h_{fg} \cdot \dot{m}_{\text{vapor}} = c_p \cdot \dot{m}_{\text{água}} \cdot (T_{\text{retorno},2} - T_{\text{retorno},1}) \quad (3.27)$$

Com isso pode se determinar a vazão mássica de vapor necessária. Na equação acima, não aparece a pressão do vapor $P_{\text{saída},2}$ na entrada da serpentina que é um parâmetro fundamental para determinar a entalpia de vaporização h_{fg} .

Assim, se a válvula redutora mantém uma pressão constante na saída, a temperatura do vapor T_v ao longo da serpentina é também constante. As temperaturas do vapor e do fluido se comportam, de forma aproximada, de acordo com a Figura 3.36:

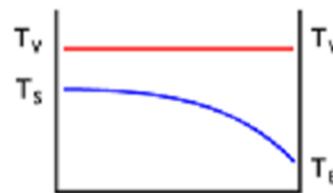


Figura 3.36 - Gráfico do comportamento das temperaturas.

A relação direta entre pressão e temperatura é uma das grandes facilidades do uso de vapor saturado para aquecimento. A temperatura pode ser mantida ou variada mediante simples ajuste de pressão. Válvulas redutoras ou reguladoras de pressão são dispositivos simples e podem ter regulagem manual ou automática, através da expansão de fluido ou outros meios, para manter a temperatura constante, mesmo com variações de demandas no equipamento a aquecer.

As propriedades do vapor saturado (temperatura, pressão, entalpias e outras) podem ser obtidas na tabela de vapor. Com a quantidade de vapor necessária para elevar a água até a temperatura desejada e com a quantidade de vezes que a caldeira é acionada durante o ano podemos estimar o gasto de combustível para o acionamento da caldeira.

Vinte por cento de condensado é retornado para o tanque de alimentação da caldeira no como líquido saturado. Os outro oitenta por cento de água é fornecido pelo abastecimento de água da CAESB. Esta massa de água deve ser aquecida para a temperatura do condensado (120°C). Para calcular o calor necessário usa-se a equação 3.28 e a informação de que a caldeira tem um rendimento de 80%:

$$Q = [(m_{vapor} \cdot c_{p,vapor} \cdot \Delta T_{condensado}) + (m_{\acute{a}gua} \cdot c_{p,\acute{a}gua} \cdot \Delta T_{\acute{a}gua\ fria})] / 0,8 \quad (3.28)$$

Onde:

$c_{p,vapor}$	Calor específico do condensado [kJ/kg °C];
$c_{p,\acute{a}gua}$	Calor específico da água [kJ/kg °C];
m_{vapor}	Massa de condensado [kg];
$m_{\acute{a}gua}$	Massa de água [kg];

Q	Quantidade de energia [kJ];
$\Delta T_{condensado}$	Elevação da temperatura do condensado [°C];
$\Delta T_{\text{água fria}}$	Elevação da temperatura da água [°C].

Baseando os cálculos para uma produção média de vapor de 180 kg/h, com a caldeira sendo acionada 3217 vezes ao ano com o sistema de termossifão e 3729 vezes sem esse sistema, pode-se chegar ao custo final multiplicando-se esse resultado pelo valor do custo de GLP/kg. Esse valor é ilustrado na Figura 3.37.

Logo: anp Agência Nacional de Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis; CSA SLP SISTEMA DE LEVANTAMENTO DE PREÇOS

Você está em » Brasil » Região » Estado » Município »

Síntese dos Preços Praticados - MUNICÍPIO
RESUMO III - GLP R\$/13kg
Período : Quatro últimas semanas

DADOS MUNICÍPIO												
MUNICÍPIO	SEMANA	Nº DE POSTOS PESQUISADOS	Preço ao Consumidor					Preço Distribuidora				
			PREÇO MÉDIO	DESVIO PADRÃO	PREÇO MÍNIMO	PREÇO MÁXIMO	MARGEM MÉDIA	PREÇO MÉDIO	DESVIO PADRÃO	PREÇO MÍNIMO	PREÇO MÁXIMO	
Brasília	06/01/2013-12/01/2013	118	37,44	0,66	36,00	39,00	6,02	31,42	0,23	31,20	31,80	
Brasília	13/01/2013-19/01/2013	118	37,44	0,65	36,00	39,00	6,02	31,42	0,25	31,20	31,80	
Brasília	20/01/2013-26/01/2013	118	37,43	0,67	36,00	39,00	6,03	31,40	0,22	31,20	31,80	
Brasília	27/01/2013-02/02/2013	118	37,42	0,67	36,00	39,00	6,02	31,41	0,23	31,20	31,80	

Data de Emissão : 06/02/2013

Figura 3.37 - Preço médio GLP (anp,2013).

Os valores quantitativos do gasto de G.L.P. estão representados nos resultados no próximo capítulo do texto.

4. RESULTADOS SIMULADOS

Nesse capítulo serão apresentados os resultados e avaliações das simulações dos componentes, ilustrando a variação temporal dos parâmetros de entrada e de saída. Vão ser feitas comparações e hipóteses com intuito de evidenciar as diferenças ocorridas devido à implementação dos tanques de termoacumulação estratificados ou não, do sistema de termossifão e do tempo de operação das bombas centrífugas. Terminada a explicação dos resultados, será feita a análise econômica do novo sistema.

4.1 COMPARAÇÃO DO SISTEMA SEM E COM ESTRATIFICAÇÃO

A simulação do tanque sem estratificação foi realizada utilizando o programa E.E.S. e a com estratificação utilizando a ferramenta MatLab. Os resultados são indicados e comparados nos tópicos seguintes.

4.1.1 TEMPERATURA DE SAÍDA DO SISTEMA DE TERMOSSIFÃO

A simulação foi realizada seguindo a teoria anteriormente citada no capítulo três para duas situações diferentes. Na primeira etapa do projeto, os resultados obtidos foram para três dias de verão e três de inverno, com o tanque não estratificado. Para termos uma comparação com esses dados, os mesmos dias foram simulados com o tanque estratificado. Na segunda etapa, calcularam-se as temperaturas para um ano inteiro. O tanque sem estratificação está representado na Figura 4.1.

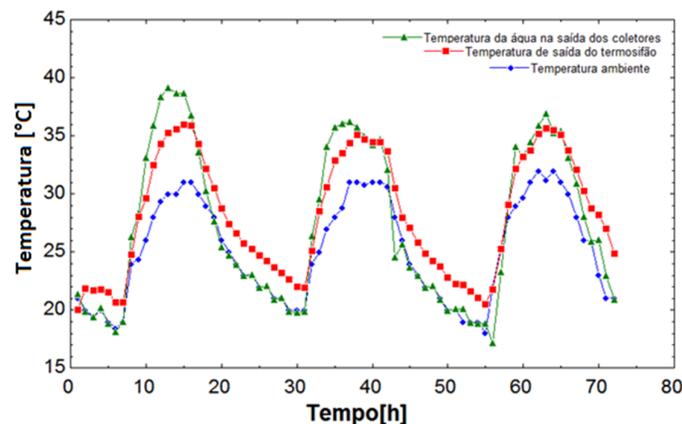


Figura 4.1 - Temperaturas de saída do sistema de termossifão no verão sem estratificação térmica (E.E.S).

A temperatura de saída foi encontrada utilizando a hipótese citada no capítulo três (simplificação da estratificação térmica). Tal simplificação não foi adequada, pois o nível de estratificação encontrado foi maior. Podemos agora comparar os resultados da Figura 4.1 com o tanque estratificado da Figura 4.2.

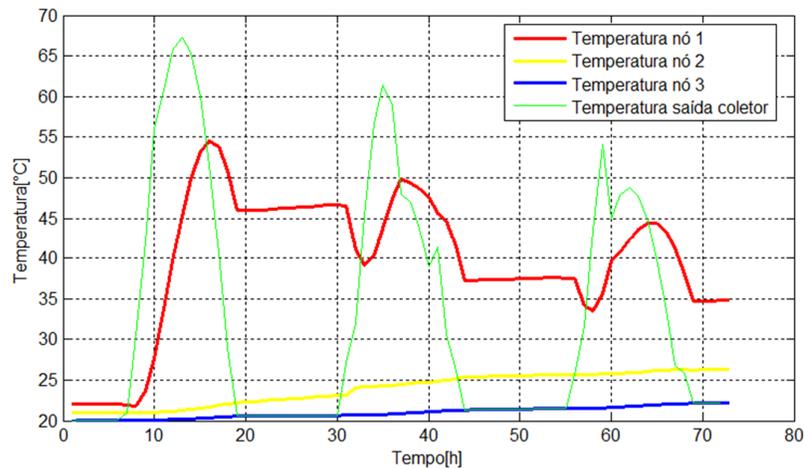


Figura 4.2 - Temperaturas de saída do sistema de termossifão no verão com estratificação térmica.

Pode-se verificar que houve um aumento da eficiência das placas coletoras pelo fato da simulação das mesmas ser realizada tomando como temperatura de entrada dos coletores a do nó três. Nesse nó, a água permanece praticamente à temperatura que entrou no tanque tendo um pequeno aquecimento com o passar do tempo. Esse novo parâmetro conferiu ao conjunto de placas coletoras uma temperatura de saída mais elevada devido ao aumento da eficiência dessas, e, conseqüentemente, uma temperatura de saída maior do sistema de termossifão. A Figura 4.3 ilustra a mesma situação, porém, no inverno.

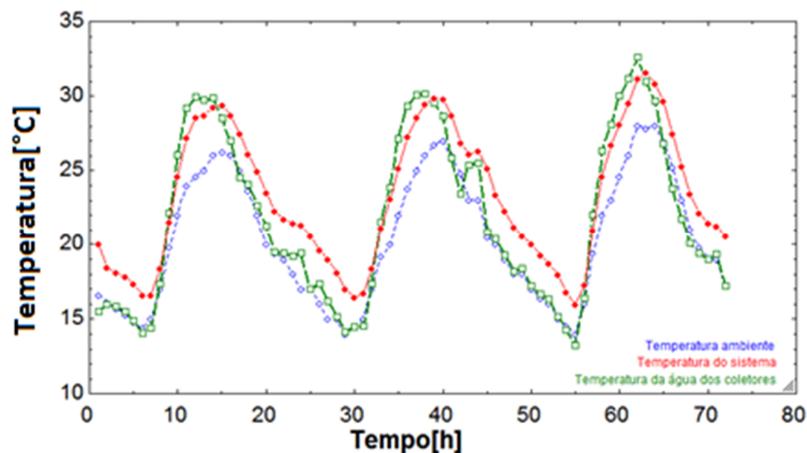


Figura 4.3 - Temperaturas de saída do sistema de termossifão sem estratificação no inverno.

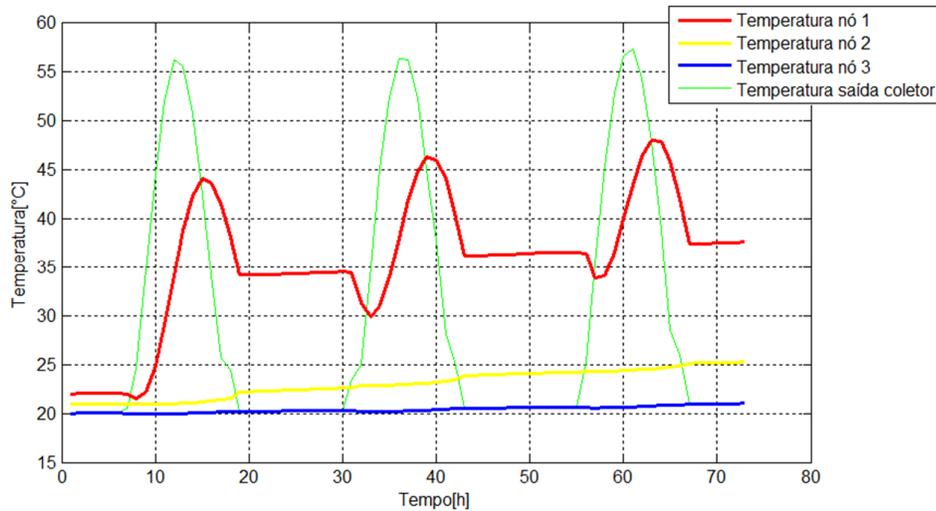


Figura 4.4- Temperaturas de saída do sistema de termossifão no verão com estratificação térmica.

A mesma conclusão anterior é obtida no inverno. A diferença encontra-se nos perfis de temperatura que aparecem inferiores devido à radiação e a temperatura ambiente serem menores.

Nas duas simulações realizadas no MatLab com os tanques estratificados, verificamos uma oscilação decrescente na temperatura do nó superior, no início de cada dia. Tal achado se deve ao fato do sistema funcionar por convecção natural. Nas primeiras horas do dia em que a radiação térmica não está elevada, a água do nó três, a uma temperatura que se encontra bem inferior, é misturada com a água do primeiro nó, diminuindo a temperatura da faixa superior.

Pode-se concluir que a implantação do termossifão oferece um ganho significativo de temperatura no sistema, oferecendo uma melhoria em relação à conservação da temperatura no período da noite e contribuindo, substancialmente, para a economia de G.L.P. Dados quantitativos dessa economia serão apresentados no tópico 4.2.

4.1.2 TEMPERATURA DE SAÍDA PARA O CONSUMO

Um dos parâmetros mais importantes no projeto do sistema é a temperatura de consumo. A Norma Técnica Brasileira, NBR 128/ABNT, que rege a instalação de água quente no Brasil, fornece as seguintes especificações para o aquecimento de água residencial:

- Temperaturas usuais para uso pessoal em banhos ou higiene: 35° a 50°C;
- Cozinhas (dissolução de gorduras) 60° a 70°C.

Simulações foram realizadas para determinar essa temperatura e para aperfeiçoar o sistema de forma a ter um menor gasto de G.L.P. Na primeira etapa, obteve-se a temperatura de saída para o consumo com o programa E.E.S. Nessa, o tanque não foi considerado como estratificado. Para os três dias de verão foram encontrados os seguintes resultados.

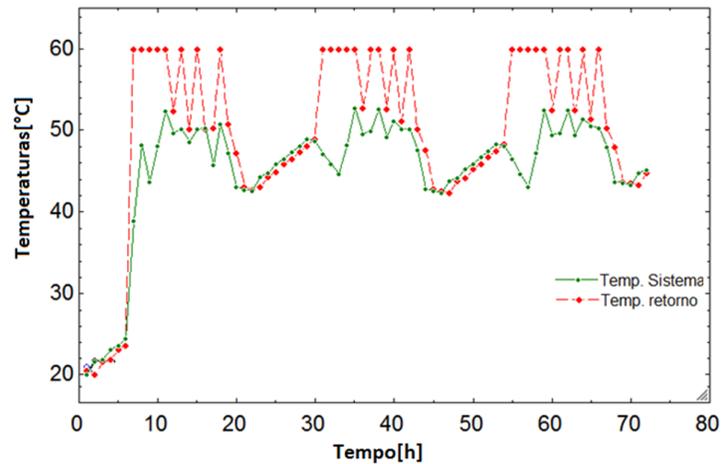


Figura 4.5 - Temperatura final do termo acumulador sem estratificação no verão.

Nessa simulação o set point de trabalho do trocador de calor foi estabelecido a 60 °C, sendo este ativado por um termostato ajustado para ser acionado ao identificar uma temperatura inferior a 50°C. Com a simulação de estratificação do tanque verificou-se que esse set point poderia ser reduzido para 45°C. Quando a caldeira é acionada, o vapor necessário para aquecer a água que retorna ao tanque a 50 °C é fornecido, mantendo assim a mesma faixa de temperaturas de saída como é analisado na Figura 4.6. Observa-se que no terceiro dia a temperatura do nó três permaneceu o tempo todo acima do set point, não acionando a caldeira durante o dia inteiro. Em três dias a caldeira foi acionada apenas 17 vezes.

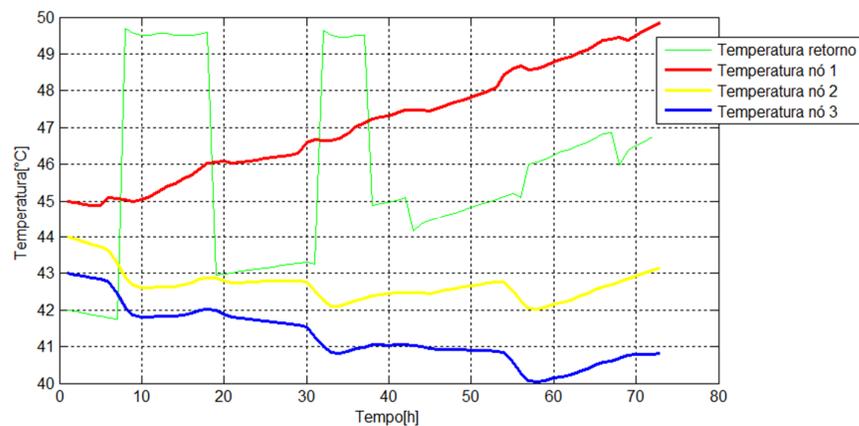


Figura 4.6- Temperaturas dos nós do termo acumulador com estratificação no verão.

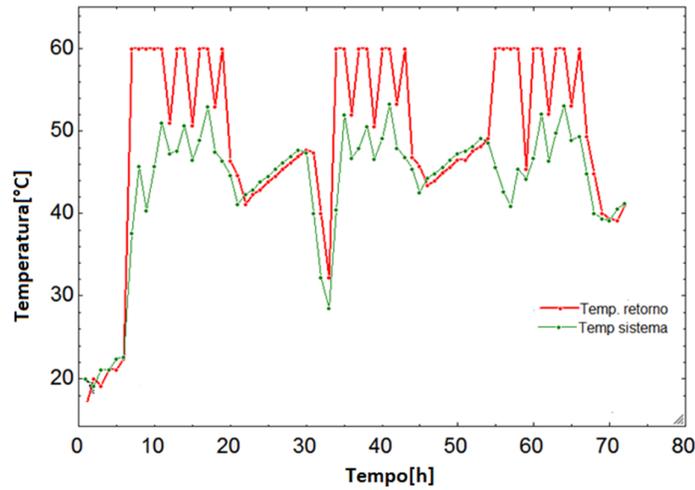


Figura 4.7 - Temperatura final do termo acumulador sem estratificação no inverno.

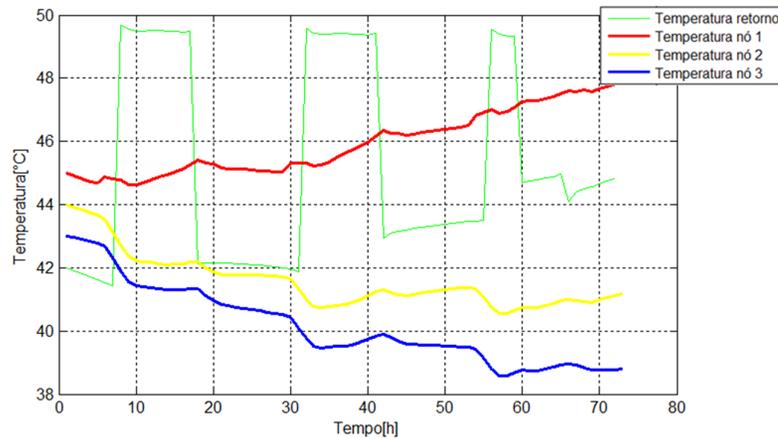


Figura 4.8 - Temperaturas dos nós do termoacumulador com estratificação no inverno.

Analisando os gráficos das Figuras 4.6 e 4.7 pode-se verificar temperaturas de saída (linhas vermelhas) tanto para o verão quanto para o inverno entre 40 e 50°C. Esses resultados se mostram excelentes tendo em vista que as temperaturas desejadas para o projeto foram estipuladas dentro dessa faixa.

Na simulação sem estratificação, verificam-se três pontos em que a temperatura ultrapassa os 50 graus programados no termostato no mês de verão e no mês de inverno. Nas horas correspondentes a esses pontos o fluxo de vapor para os trocadores de calor é interrompido. São três horas de economia de vapor no verão e no inverno, ou seja, 1/3 do tempo de trabalho e de quilogramas de vapor.

Na simulação com estratificação verifica-se uma temperatura de retorno da água ao tanque inferior a da simulação sem estratificação, porém, capaz de manter a temperatura na faixa adequada. Isso acontece devido aos resultados das temperaturas de saída do termossifão que

foram superiores quando o sistema foi simulado com estratificação. No total, encontram-se mais pontos de economia nessa última rotina.

Foi comparada a situação em que o sistema é composto apenas pelos tanques de termoacumulação. Sem a presença do termossifão o carregamento da água da CAESB ocorre diretamente nesses tanques. Na Figura 4.9 temos a simulação em E.E.S para três dias.

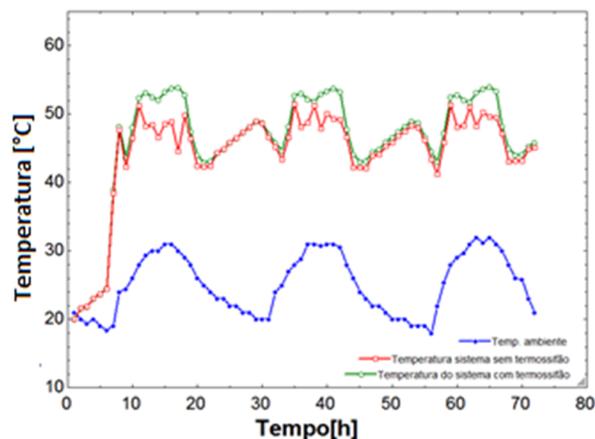


Figura 4.9 - Temperatura de saída do termoacumulador sem e com sistema de termossifão.

O objetivo principal do trabalho foi obter as temperaturas finais de todo o sistema em um ano específico, na cidade de Brasília. A Figura 4.10 representa a simulação da temperatura dos três nós do reservatório térmico do termossifão.

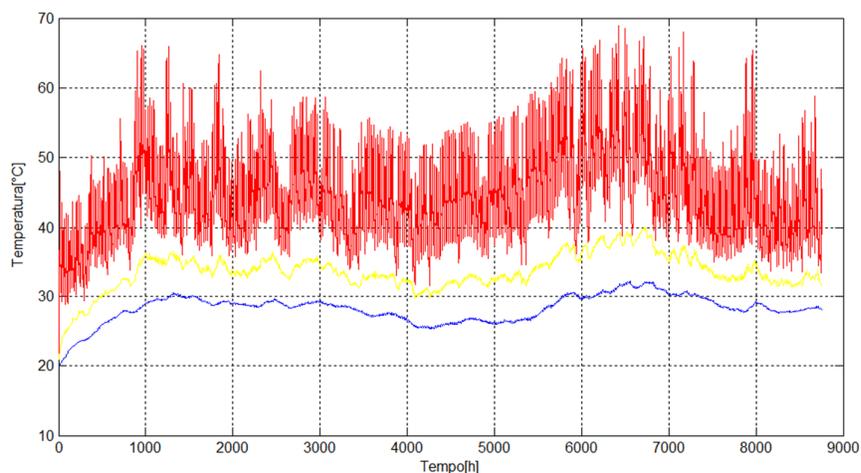


Figura 4.10 - Temperatura dos três nós do reservatório do sistema de termossifão.

Verificamos três faixas de temperaturas bem evidentes tendo a primeira uma maior amplitude dos que as demais. As quantidades de carregamento e descarregamento desse

tanque no período simulado (uma hora) não possibilita uma troca mais efetiva entre os nós, mantendo assim o terceiro nó um pouco acima da temperatura de entrada e o primeiro oscilando de acordo com a radiação solar em uma faixa mais elevada de temperatura. Nas Figuras 4.11 e 4.12 temos essa representação mostrando a diferença do sistema atuando com e sem o termosifão.

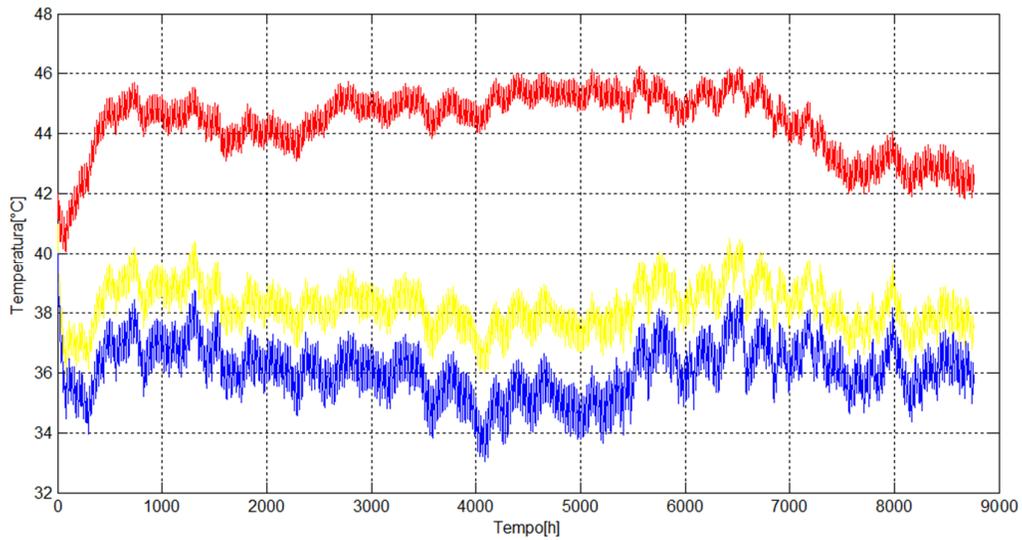


Figura 4.11 - Temperatura dos três nós dos tanques de termoacumulação com termosifão.

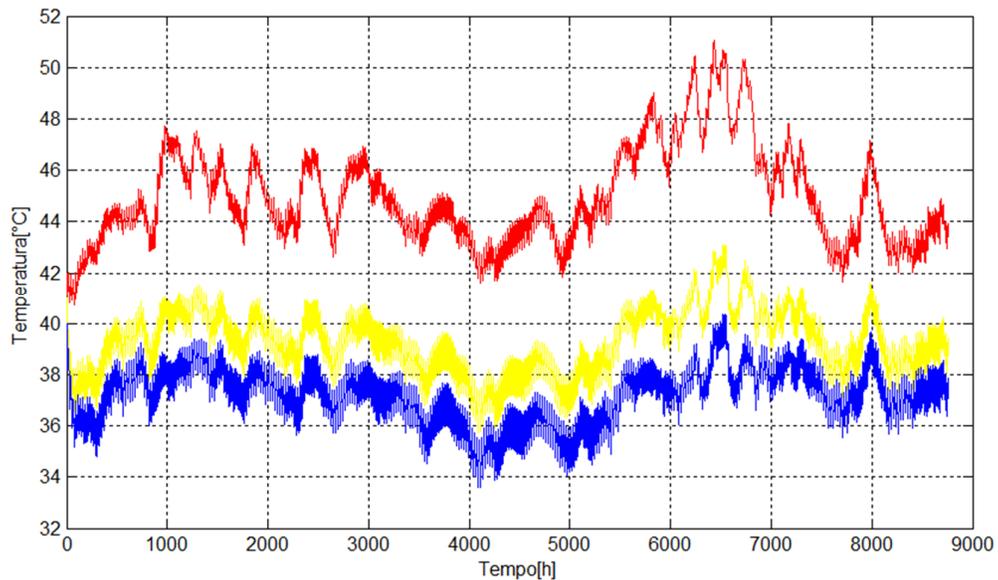


Figura 4.12 - Temperatura dos três nós dos tanques de termoacumulação sem termosifão.

A Figura 4.11 ilustra o caso de estudo com o termossifão. Nela, os perfis de temperaturas oscilam menos. O nó um permanece entre uma faixa pequena de amplitude devido à temperatura do mesmo já estar alta, e a água que é carregada nesse tanque já estar aquecida pelo sistema anterior. Temos a curva do nó três com uma faixa menor de temperatura do que na Figura 4.12 devido à caldeira ser acionada menos vezes, tendo assim a água que retorna a esse tanque uma temperatura menos elevada.

Nos resultados sem termossifão (Figura 4.12) temos uma oscilação maior da temperatura dos nós pelo fato da temperatura de carregamento do tanque ser diretamente a da CAESB. Essa temperatura é bem menor do que a presente no reservatório, ocorrendo assim transferências de calor quantitativamente maiores entre os nós. As curvas de temperaturas apresentam também maiores amplitudes devido à água de carregamento do tanque acompanhar diretamente as condições da temperatura ambiente, apresentando evidentemente um perfil mais elevado nos meses mais quentes da cidade.

4.2 ANÁLISE ECONÔMICA DO SISTEMA

A última etapa do projeto mostra a diferença nos custos devido à reestruturação desse sistema de aquecimento de água.

4.2.1 CUSTO ANUAL DE G.L.P.

O cálculo desse custo foi efetivado com os dados da modelagem do trocador de calor e dos tanques de estratificação. Foi levantado um consumo médio diário de 180 kg/h de vapor para a elevação da temperatura da água que retorna do hospital para a temperatura desejada. Tal quantidade foi multiplicada pelo parâmetro obtido na simulação dos tanques de estratificação que indica quantas vezes a temperatura retornou abaixo do esperado e foi necessário acionar a caldeira.

Obtida essa quantidade de vapor, calcula-se a massa de G.L.P média, diária, necessária para se reaquecer este condensado. Então, o valor encontrado para o preço do G.L.P é multiplicado por essa quantidade, e o custo anual desse combustível é obtido.

Na análise foi feita uma comparação com o sistema antigo, onde a caldeira era acionada todas as horas em que estava ligada, para realizar o aquecimento da água. Para tal, foi feita uma estimativa do gasto de vapor desse antigo sistema, pois este já estava inoperante quando o projeto foi iniciado. Tais dados encontram-se na Figura 4.13.

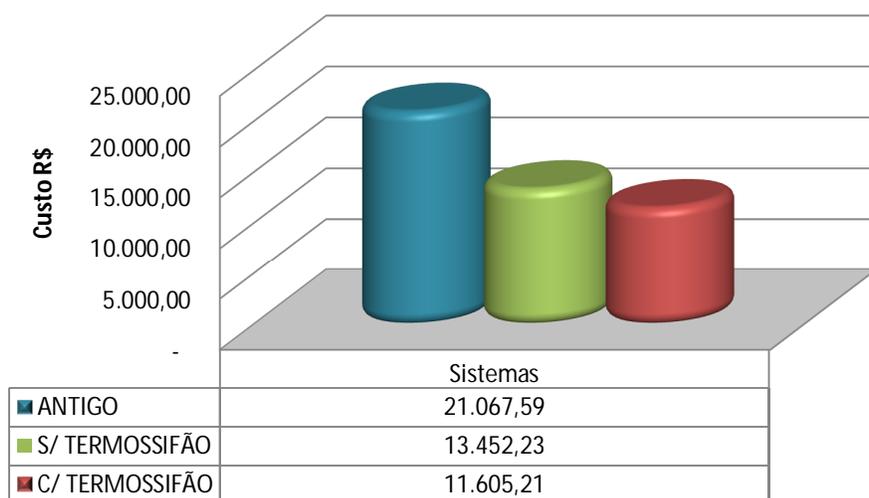


Figura 4.13 - Comparativo de custos de GLP para aquecimento de água no Hospital com diferentes sistemas.

Tabela 4.1 - Custos de GLP a partir de valores médios diários.

Custo de G.L.P						
	CME	COZINHA	HOSPITAL	INCOR	LAVANDERIA	Total
VALOR MÉDIO/H	2,32	4,31	1,49	1,66	15,40	
ATIVAÇÃO CALD SIST.ANT	5.840,00	5.840,00	5.840,00	5.840,00	5.840,00	
TOTAL ANO	13.542,60	25.151,06	8.705,62	9.674,33	89.961,55	
VALOR GLP R\$	2,42	2,42	2,42	2,42	2,42	
GASTO ANUAL GLP R\$	32.773,08	60.865,55	21.067,59	23.411,87	217.706,95	355.825,04
ATIVAÇÃO CALD. C/TERMO	5840	5840	3217	5840	5840	
TOTAL ANO	13543	25151	4796	9674	89962	
VALOR GLP R\$	2,42	2,42	2,42	2,42	2,42	
GASTO ANUAL GLP R\$	32.773,08	60.865,55	11.605,21	23.411,87	217.706,95	346.362,66
ATIVAÇÃO CALD.S/TERMO	5.840,00	5.840,00	3.729,00	5.840,00	5.840,00	
TOTAL ANO	13.542,60	25.151,06	5.558,77	9.674,33	89.961,55	
VALOR GLP R\$	2,42	2,42	2,42	2,42	2,42	
GASTO ANUAL GLP R\$	32.773,08	60.865,55	13.452,23	23.411,87	217.706,95	348.209,68

Tabela 4.2 - Quantidade de GLP consumida em um dia de operação

Quantidade de G.L.P						
Hora	C.M.E	COZINHA	HOSPITAL	I.N.C.O.R	LAVANDERIA	TOTAL
1	0	0	0	0	0	0,00
2	0	0	0	0	0	0,00
3	0	0	0	0	0	0,00
4	0	0	0	0	0	0,00
5	0	0	0	0	0	0,00
6	2,52	4,69	1,62	1,80	16,77	27,41
7	2,51	4,66	1,61	1,79	16,67	27,25
8	2,39	4,43	1,54	1,71	15,86	25,92
9	2,38	4,42	1,53	1,70	15,80	25,82
10	2,34	4,34	1,50	1,67	15,54	25,40
11	2,29	4,25	1,47	1,64	15,21	24,86
12	2,26	4,19	1,45	1,61	14,99	24,50
13	2,24	4,16	1,44	1,60	14,89	24,34
14	2,24	4,16	1,44	1,60	14,89	24,34
15	2,22	4,12	1,43	1,58	14,73	24,07
16	2,22	4,12	1,43	1,58	14,73	24,07
17	2,24	4,16	1,44	1,60	14,89	24,34
18	2,27	4,21	1,46	1,62	15,05	24,60
19	2,29	4,25	1,47	1,64	15,21	24,86
20	2,34	4,34	1,50	1,67	15,54	25,40
21	2,36	4,39	1,52	1,69	15,70	25,66
22	0	0	0	0	0	0,00
23	0	0	0	0	0	0,00
24	0	0	0	0	0	0,00
TOTAL DIA	37	69	24	27	246	402,84

Um comparativo de custo de combustível por setor do complexo pode ser ilustrado nas Figuras 4.14, 4.15 e 4.16 a partir dos dados de consumo de vapor levantados pelo projetista da instalação. Esse consumo foi calculado com o poder calorífico do G.L.P dado por 11 500 kcal/kg.

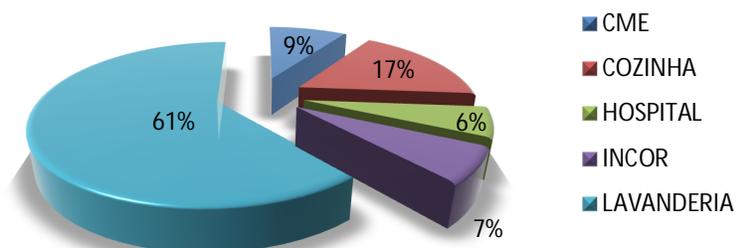


Figura 4.14 - Percentagem de custos de utilização das caldeiras no Sistema antigo .

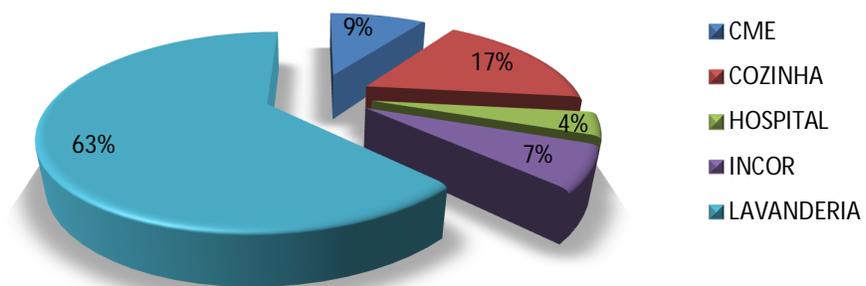


Figura 4.15 - Percentagem de custos de utilização das caldeiras no novo sistema sem termosifão.

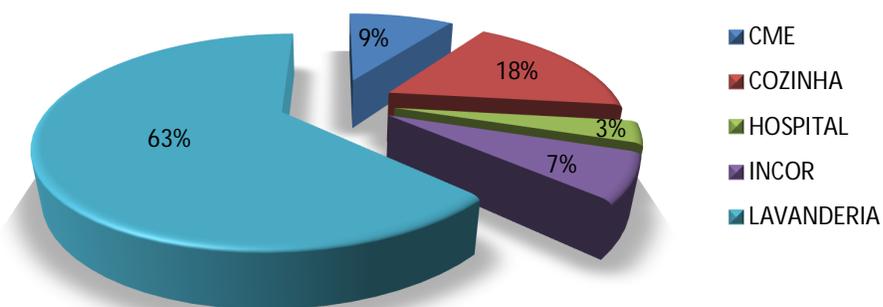


Figura 4.16 - Percentagem de custos de utilização das caldeiras no novo sistema com termosifão.

Pode-se verificar uma redução de 36% no gasto de vapor utilizado para aquecimento de água ao compararmos o sistema antigo com o novo e uma economia de 45% com a introdução do sistema de termosifão.

4.2.2 CUSTO ANUAL DE ENERGIA ELÉTRICA CONSUMIDA PELAS BOMBAS

Foram levantadas as potências necessárias para o funcionamento das bombas e a partir dessas foi calculado o consumo de energia elétrica por hora. Pode-se então estimar os gastos do sistema de três formas: funcionamento de forma contínua (ligada ou não a noite) e funcionando com um inversor de frequências que é uma das propostas futuras de alteração na instalação. Na Figura 4.13 e 4.14 podemos ver o custo de funcionamento para as bombas 17 MS 03 e 9 MS 03 respectivamente.

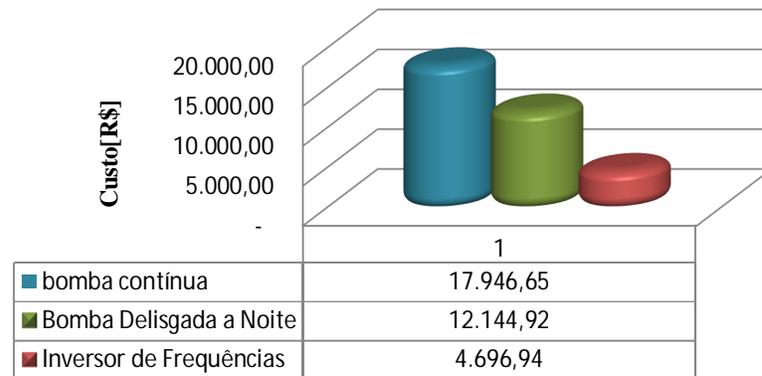


Figura 4.17 - Custo de funcionamento em reais da Bomba 17 MS 03.

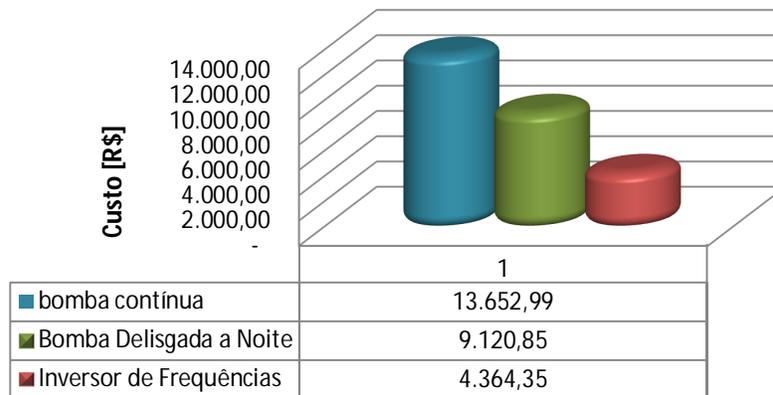


Figura 4.18 - Custo de funcionamento em reais da bomba 9 MS 03.

Observa-se um gasto muito menor ao se incorporar um inversor de frequências no sistema, cerca de 68% de redução do consumo. Porém a determinação das faixas de operação da bomba é de extrema importância, pois se tem uma quantidade de retorno de água ótima que é reaquecida e mantém o tanque de estratificação dentro da faixa de temperaturas adequada. Há uma diferença de 33% se compararmos o funcionamento contínuo que é a forma de operação da instalação, com a bomba desligada a noite.

Tabela 4.3 - Valores quantitativos das potências da bomba 17MS 03 com inversor de frequência e com velocidade fixa.

Bomba 17SMO3			
Vazão var. frequência[m³/h]	Potência var. frequência[kW]	Vazão fixa[m³/h]	Potência fixa[kW]
0	0,2267	0	0,2267
0	0,2267	0	0,2267
0	0,2267	0	0,2267
0	0,2267	0	0,2267
5	1,355	12	7,532
9	3,265	12	7,532
9	3,265	12	7,532
11	4,675	12	7,532
11	4,675	12	7,532
9	3,265	12	7,532
9	3,265	12	7,532
9	3,265	12	7,532
9	3,265	12	7,532
9	3,265	12	7,532
7	2,179	12	7,532
7	2,179	12	7,532
7	2,179	12	7,532
8	2,685	12	7,532
5	1,355	12	7,532
5	1,355	12	7,532
0	0,2267	0	0,2267
0	0,2267	0	0,2267
0	0,2267	0	0,2267
0	0,2267	0	0,2267
129,00	47,31	192,00	122,33

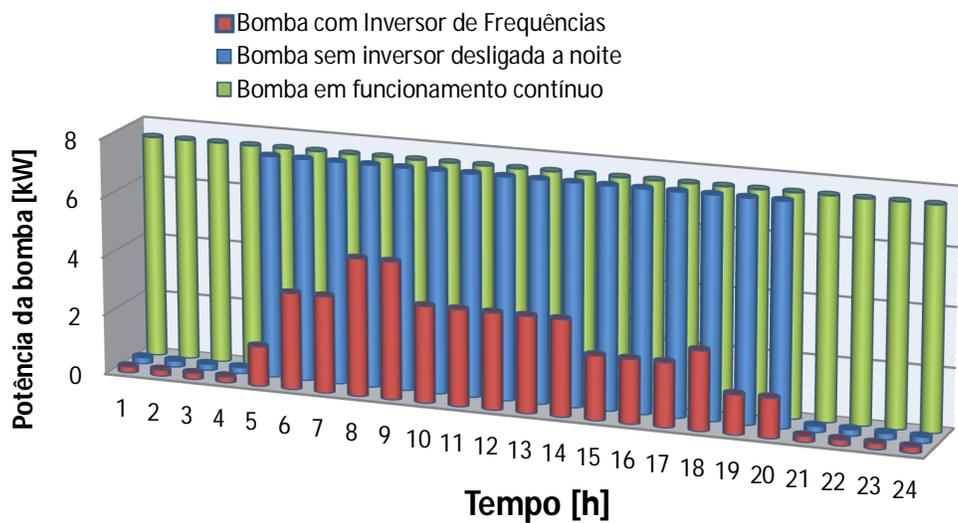


Figura 4.19 - Potências registradas para a Bomba 17 MS 03

Tabela 4.4 - Valores quantitativos das potências da bomba 9 MS 03 com inversor de frequência e com velocidade fixa.

Bombas 9SMO3		Bombas 9SMO3	
Vazão var.frequencia[m³/h]	Potência var.frequência[kW]	Vazão fixa[m³/h]	Potência [kW]
0	0,02351	0	0,02351
0	0,02351	0	0,02351
0	0,02351	0	0,02351
0	0,02351	0	0,02351
5	0,6722	12	5,73
9	3,282	12	5,73
9	3,282	12	5,73
11	5,73	12	5,73
11	5,73	12	5,73
9	3,282	12	5,73
9	3,282	12	5,73
9	3,282	12	5,73
9	3,282	12	5,73
9	3,282	12	5,73
9	3,282	12	5,73
7	1,648	12	5,73
7	1,648	12	5,73
7	1,648	12	5,73
8	2,373	12	5,73
5	0,6722	12	5,73
5	0,6722	12	5,73
0	0,02351	0	0,02351
0	0,02351	0	0,02351
0	0,02351	0	0,02351
0	0,02351	0	0,02351
129,00	43,96	192,00	91,87

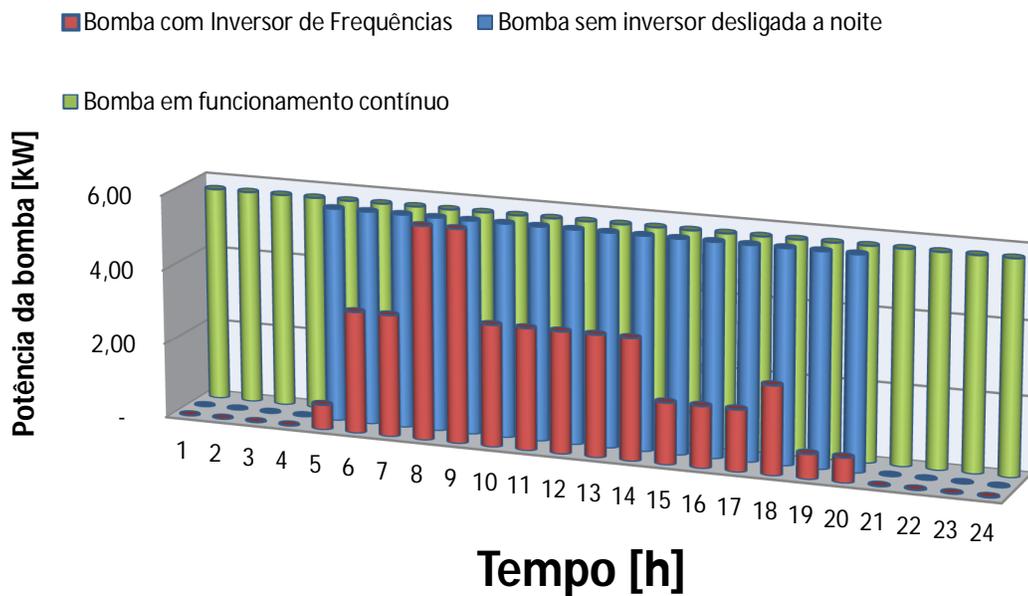


Figura 4.20 - Perfil de potências bomba 9 MS 03.

5. PROPOSTAS FUTURAS

Para os resultados da simulação ganharem robustez e o sistema de aquecimento se tornar mais eficiente e inovador propõem-se para o trabalho os seguintes tópicos:

1. Instalação de um inversor de frequências para as bombas.

Algumas simulações foram realizadas nesse projeto e mostraram que a economia de energia elétrica é significativa ao incorporar no sistema um inversor de frequências para se ter um controle da vazão das bombas. Cuidados deveriam ser tomados ao se ajustar as frequências de funcionamento visando atender a demanda do Hospital e de não determinar uma vazão muito pequena que fizesse a água ficar muito tempo em repouso na tubulação perdendo uma quantidade de calor significativa.

2. Cálculo da quantidade de calor que as bombas transferem para a água.

O calor transferido pelas bombas ao fluido é significativo e o seu ganho térmico deve ser computado. Essa análise deve ser realizada verificando a quantidade de calor que é transferida em diferentes velocidades de rotação da bomba centrífuga. Essa observação é importante pois a eficiência da bomba no ponto de trabalho do sistema é baixo confirmando uma transferência elevada de calor ao fluido.

3. Instalação de sensores para aferir as temperaturas, vazões e perdas.

Um dos objetivos iniciais do trabalho seria a comparação dos dados obtidos na simulação numérica com os dados reais do sistema, para assim confirmar e melhorar o código numérico. Porém, tais medições foram comprometidas, já que no sistema não foram instalados sensores de medições de vazões e temperaturas suficientes. Outra dificuldade na realização dessas medições é o fato da instalação estar em pleno funcionamento no momento, impossibilitando modificações ou perfurações nas tubulações que comprometeriam a integridade física e o funcionamento desse.

4. Equivalência econômica.

Os valores dos gastos reais com G.L.P e energia elétrica não foram fornecidos pelo Hospital. No caso da energia elétrica, essa é computada para todo o complexo não tendo assim o valor do gasto separado da casa de máquinas. Esses valores reais juntamente com os dados de temperaturas finais e vazões de funcionamento confirmariam o modelo numérico desenvolvido.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Abd-al Zahra, H.A.A., Joudi, K.A., 1984. "An experimental investigation into the performance of a domestic thermosyphon solar water heater under varying operating conditions", **Energy Conversion and Management**, vol. 24, 3, pp. 205-214.

ABNT NBR 10184, 1988. "Coletores solares planos para líquidos, determinação do rendimento térmico, método de ensaio", **ABNT NBR 10184**, jan.

ASHRAE STANDARD 93-1977: "Methods of testing to determine the thermal performance of solar collectors".

Cárdenas, A.B., 1992. "**Análise do aquecimento solar de água por sistema a termossifão**", Dissertação de Mestrado, Engenharia Mecânica, COPPE-UFRJ, Rio de Janeiro.

CEMIG, 1993. "**Seminário - Aquecimento solar na atualidade - Conforto e economia na construção de edificações e em sua Utilização**", Belo Horizonte, dezembro.

CABELLI, A '**Storage tanks – A numerical experimental**'. Solar Energy,19 45-54,1976.

Ferreira Batista, Janaina '**Estudo Numérico e Experimental de Fenômeno de Estratificação Térmica em Armazenamento de Calor e Frio** 12/1999.

GARI, H.N. and LOERKE,R.I. "**A controlled Buoyant Jet for Enhancing Stratification in Liquid Store tank**". Journal

Holman, J.P., 1993. "**Transferência de Calor**", McGraw-Hill.

Incropera, F.P., Dewitt, D.P., 1992. "**Fundamentos de transferência de calor e de massa**", LTC, Rio de Janeiro.

ILHA, M. S. O. **Estudo de parâmetros relacionados com a utilização de água quente em edifícios residenciais.** 1991. 201 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Civil) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo.

INMET, 1988. "**Boletim de Radiação Trimestral**". Ministério da Agricultura.

JOSÉ GUARIENTE, 2005 "**Estudo comparativo do desempenho de um sistema de aquecimento de água por energia solar com circulação natural e com circulação forçada**". Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Edificações e Saneamento da Universidade Estadual de Londrina, para obtenção do título de Mestre.

Lacerda, R.F., 1983. "**Análise dinâmica de sistemas de aquecimento de água com convecção natural**", Dissertação de Mestrado, Engenharia Química, COPPE-UFRJ, Rio de Janeiro.

LAVAN.Z.AND Thompson, J. Experimental study of thermally stratified hot water storage tanks'. Solar Energy, 19.519-524, 1977.

NBR 12269: Execução de instalações de sistemas de energia solar que utilizam coletores solares planos para aquecimento de água. Rio de Janeiro, abr. 1992.

Prof. Carlos Boabaid Neto, M. Eng. “**TRANSFERÊNCIA DE CALOR**, Volume I – Parte 3”, campus são José área técnica de refrigeração e condicionamento de ar.

SOLAR ENGINEERING OF THERMAL PROCES, Second Edition, 204-210.

http://omel.com.br/BR/escola__bombas_curvas_de_desempenho.php.

http://www.amanco.com.br/web/image/texto/file/baixa_amco_atualizacao_manual_tecnico_amanco_PPR_2010_v11.pdf

<http://www.mspc.eng.br>

http://www.anp.gov.br/preco/prc/Resumo_Quatro_Municipio.asp

<http://www.neotermica.com.br/html/isolante-termico/espuma-elastomerica/espuma-elastomerica.html>

7. ANEXOS

7.1 CÓDIGO DA ESTRATIFICAÇÃO TÉRMICA NO PROGRAMA MATLAB

```
clc;
clear all;

%Programa para simular o tanque de termossifao em 48 horas

%Parametros iniciais

M = 133.3;           %Massa do tanque de agua
M2 = 166.6;         %Massa do tanque de agua 2
At = 8.235;         %Area da superficie do tanque m2
A = 2;              %Area placa coletora m2
U = 1.39;           %constante
Cp = 4.182;         %Calor especifico da água
Cp2 = 4.182;        %Calor especifico
P = 0.5;            %Constante de perdas
delta_cond = 0.6;   %Fator de condução [W/mK]
delta_h = 0.5;      %altura do nó [m]

Ts1=zeros(8760,1);
Ts1(1)= 295;        %Temperatura inicial do nó 1 do sistema 1

Ts2=zeros(8760,1);
Ts2(1)= 294;        %Temperatura inicial do nó 2 do sistema 1

Ts3=zeros(8760,1);
Ts3(1)= 293;        %Temperatura inicial do nó 3 do sistema 1

Ts1_2=zeros(8760,1);
Ts1_2(1)= 315;      %Temperatura inicial do nó 1 do sistema 2

Ts2_2=zeros(8760,1);
Ts2_2(1)= 314;      %Temperatura inicial do nó 2 do sistema 2

Ts3_2=zeros(8760,1);
Ts3_2(1)= 313;      %Temperatura inicial do nó 3 do sistema 2
```

```

Ta = [8760 valores de Temperatura ambiente do ano de 1994]
Ib = [8760 valores de radiação solar do ano de 1994]
m_Caesb = [Vazão mássica levantada]
m_Caesbcorrigido = [Vazão mássica corrigida]

Acaldeira = 0;

Delta1 = 0;
Delta2 = 0;
Delta3 = 0;

Tecol_tanque = 0;

TeCaesb = 0;

FCaesb1 = 0 ;
FCaesb2 = 0 ;
FCaesb3 = 0 ;

FColetor1 = 0 ;
FColetor2 = 0 ;
FColetor3 = 0 ;

for i= 1:8760;                                % i = tempo em horas de simulação

    %Determinação função de controle Caesb

    TeCaesb = Ta(i);                          %Temperatura de entrada da água vinda da
    Caesb é igual a temperatura ambiente

    m_caesb = m_Caesb(i);

    m_bomba = 5;

    if Ib(i) <= 0;                            %Calculo do rendimento 'e' do coletor

        m_retorno = 0;
        m_col = 0;
        m_dot_col = 0.00001;

    else

        m_retorno = ( m_bomba - (m_Caesbcorrigido(i)));
        m_col = 0.288;
    %Vazão mássica do coletor considerando valor de 0,2 [kg/s/m²] em [kg/hora]
        m_dot_col = 0.288;

    end

    FCaesb1 = 0 ;
    FCaesb2 = 0 ;
    FCaesb3 = 0 ;

    if TeCaesb <= Ts3(i);
        FCaesb3 = 1;
    else

```

```

    if TeCaesb <= Ts2(i);
        FCaesb2 = 1;
        FCaesb3 = 1;
    else
        FCaesb1 = 1;
        FCaesb2 = 1;
        FCaesb3 = 1;
    end
end

%Determinação função de controle Coletor

%Calculando a temperatura de saída do coletor

if Ib(i) <= 0;          %Calculo do rendimento 'e' do coletor

    e = 0;

else

    e = 0.8;

end

Q = A*e*Ib(i);          %Calor util em cada hora

Tecol_tanque(i) = (Q/(m_dot_col*Cp2))+ Ts3(i);

FColetor1 = 0;
FColetor2 = 0;
FColetor3 = 0;

if Tecol_tanque(i) > Ts2(i);
    FColetor1 = 1;
else
    if Tecol_tanque(i) >= Ts3(i);
        FColetor1 = 1;
        FColetor2 = 1;
    else
        FColetor1 = 1;
        FColetor2 = 1;
        FColetor3 = 1;
    end
end

%Calculo acrescimos e decrescimos de temperatura

if (FCaesb3 == 1) & (FCaesb2 == 1);

    TeCaesb = TeCaesb + ((m_caesb *(Ts3(i) - TeCaesb))/M);
    TeCaesb = TeCaesb + ((m_caesb *(Ts2(i) - TeCaesb))/M);
end

Delta1 = (((P)*(TeCaesb-Ts1(i)))+(FColetor1 *(m_col *((Tecol_tanque(i))
- Ts1(i)))) + (m_caesb * ((TeCaesb)- Ts1(i))) + (FCaesb1 *(m_caesb
*((TeCaesb) - Ts1(i))))+(delta_cond/delta_h*Cp)*(Ts1(i)-Ts2(i)))/M ;
%Acrescimo de temperatura nó 1

```

```

if (FCaesb3 == 1);

    TeCaesb = TeCaesb + ((m_caesb *(Ts3(i) - TeCaesb))/M);
end

if (FColetor2 == 1);

    Tecol_tanque(i) = Tecol_tanque(i) + ((m_col *(Ts1(i) -
Tecol_tanque(i)))/M); %ganho de calor de ts1
end

    Delta2 = (((P)*(TeCaesb-Ts2(i)))+(FColetor2 *(m_col *(Tecol_tanque(i) -
Ts2(i)))) + (FCaesb2 *(m_caesb *((TeCaesb) -
Ts2(i))))+(delta_cond/delta_h*Cp)*(Ts1(i)+Ts3(i)-2*Ts2(i)))/M;
%Acrescimento de temperatura nó 2

    if (FColetor3 == 1);

        Tecol_tanque(i) = Tecol_tanque(i) + ((m_col *(Ts2(i) -
Tecol_tanque(i)))/M); %ganho de calor de ts2
        end

        Delta3 = (((P)*(TeCaesb-Ts3(i)))+(FColetor3 *(m_col *(Tecol_tanque(i) -
Ts3(i)))) + (FCaesb3 *(m_caesb *((TeCaesb) -
Ts3(i))))+(delta_cond/delta_h*Cp)*(Ts2(i)-Ts3(i)))/M;
%Acrescimento de temperatura nó 3

    %Atualizar valor da temperatura de cada sistema

    Ts1(i+1) = Ts1(i) + Delta1;
    Ts2(i+1) = Ts2(i) + Delta2;
    Ts3(i+1) = Ts3(i) + Delta3;

    %Calculo temperatura de saida do sistema 2

    Tsaidatanque1 = Ts1(i+1); %Igualando valor da temperatura de
saida do tanque 1 a temperatura de entrada do tanque 2.

    FTanque1 = 0 ;
    FTanque2 = 0 ;
    FTanque3 = 0 ;

    if Tsaidatanque1 > Ts2_2(i);
        FTanque1 = 1;
    else
        if Tsaidatanque1 > Ts3_2(i);
            FTanque1 = 1;
            FTanque2 = 1;
        else
            FTanque1 = 1;
            FTanque2 = 1;
            FTanque3 = 1;
        end
    end
end

```

```

%Verificação do contador do acionamento da caldeira

if Ib(i) < 80

    Perdatubo = 3;
    TRetorno(i) = (Ts1_2(i) - Perdatubo);
else
    Perdatubo = 2;
    if (Ts1_2(i) - Perdatubo < 318);
        Acaldeira = Acaldeira + 1;
        TRetorno(i) = 323;           % Tentar fazer
function para troca de calor
    else
        TRetorno(i) = (Ts1_2(i) - Perdatubo);
    end
end

%Calculo temperatura de retorno ao tanque do sistema 2

FRetorno1 = 0 ;
FRetorno2 = 0 ;
FRetorno3 = 0 ;

if TRetorno(i) <= Ts3_2(i);
    FRetorno3 = 1;
else
    if TRetorno(i) <= Ts2_2(i);
        FRetorno2 = 1;
        FRetorno3 = 1;
    else
        FRetorno1 = 1;
        FRetorno2 = 1;
        FRetorno3 = 1;
    end
end

%Calculo acrescimos e decrescimos de temperatura do sistema2

%Atualizarr dados de vazoes massicas

if (FRetorno3 == 1) & (FRetorno2 == 1);

    TRetorno(i) = TRetorno(i) + (((m_retorno) *(Ts3_2(i) -
TRetorno(i)))/M2);
    TRetorno(i) = TRetorno(i) + (((m_retorno) *(Ts2_2(i) -
TRetorno(i)))/M2);
end

    Delta1_2(i) = (((1.8)*(TeCaesb-Ts1_2(i)))+(FTanquel
*((m_caesb/4)*((Tsaidatanquel) - Ts1_2(i)))) + (FRetorno1 *(m_retorno
*((TRetorno(i)) - Ts1_2(i)))+(delta_cond/delta_h*Cp)*(Ts1_2(i)-
Ts2_2(i))))/180 ;           %Acrescimo de temperatura nó 1

if (FRetorno3 == 1);

    TRetorno(i) = TRetorno(i) + ((m_retorno *(Ts3_2(i) -
TRetorno(i)))/M2);

```

```

end

if (FTanque2 == 1);

    Ts1_2(i) = Ts1_2(i) + (((m_caesb/4) *(Ts1_2(i) -
Tsaidatanquel))/M2); %ganho de calor de ts1
end

    Delta2_2(i) = (((1.8)*(TeCaesb-Ts2_2(i)))+(FTanque2 *((m_caesb/4)
*(Tsaidatanquel - Ts2_2(i)))) + (FRetorno2 *(m_retorno *((TRetorno(i)) -
Ts2_2(i))))+(delta_cond/delta_h*Cp)*(Ts1_2(i)+Ts3_2(i)-2*Ts2_2(i)))/M2;
%Acrescimo de temperatura nó 2

    if (FTanque3 == 1);

        Tsaidatanquel = Tsaidatanquel + (((m_caesb/4) *(Ts2_2(i) -
Tsaidatanquel))/M2); %ganho de calor de ts2
end

        Delta3_2(i) = (((1.8)*(TeCaesb-Ts3_2(i)))+(FTanque3 *((m_caesb/4)
*(Tsaidatanquel - Ts3_2(i)))) + (FRetorno3 *(m_retorno *((TRetorno(i)) -
Ts3_2(i))))+(delta_cond/delta_h*Cp)*(Ts2_2(i)-Ts3_2(i)))/M2;
%Acrescimo de temperatura nó 3

    %Atualizar valor da temperatura de cada sistema

    %TRetorno(i)-273;

    Ts1_2(i+1) = Ts1_2(i) + Delta1_2(i);
    Ts2_2(i+1) = Ts2_2(i) + Delta2_2(i);
    Ts3_2(i+1) = Ts3_2(i) + Delta3_2(i);

end

Acaldeira

subplot(2,3,1), plot(1:8761,Ts1-273,'r',1:8761,Ts2-273,'y',1:8761,Ts3-
273,'b');
grid on
xlabel('Tempo[h]')
ylabel('Temperatura[°C] ')
subplot(2,3,2), plot(1:8761,Ts1_2-273,'r',1:8761,Ts2_2-
273,'y',1:8761,Ts3_2-273,'b');
grid on
xlabel('Tempo[h]')
ylabel('Temperatura[°C] ')

```