



UNIVERSIDADE FEDERAL DE CAMPINA GRANDE
CENTRO DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DE
PROCESSOS

**ESTUDO TEÓRICO E EXPERIMENTAL DE UM DESSALINIZADOR
SOLAR PARA TRATAR ÁGUA SALOBRA**

Sebastião Araújo Coutinho

CAMPINA GRANDE – PARAÍBA

Fevereiro 2013



UNIVERSIDADE FEDERAL DE CAMPINA GRANDE
CENTRO DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DE
PROCESSOS

Área de Concentração: Desenvolvimento de Processos

**ESTUDO TEÓRICO E EXPERIMENTAL DE UM DESSALINIZADOR
SOLAR PARA TRATAR ÁGUA SALOBRA**

Tese de Doutorado apresentada à
Coordenação do curso de Doutorado em
Engenharia de Processos da Universidade
Federal de Campina Grande como parte
dos requisitos exigidos para obtenção do
título de Doutor em Engenharia de
Processos.

Autor: **Sebastião Araújo Coutinho**

Orientador: Prof. Dr. Severino Rodrigues de Farias Neto

CAMPINA GRANDE – PARAÍBA

2013

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA BIBLIOTECA CENTRAL DA UFCG

C871e Coutinho, Sebastião Araújo.
Estudo teórico e experimental de um dessalinizador solar para tratar água salobra / Sebastião Araújo Coutinho. – Campina Grande, 2014.
199 f. : il. color.

Tese (Doutorado em Engenharia de Processos) – Universidade Federal de Campina Grande, Centro de Ciências e Tecnologia, 2014.

"Orientação: Prof. Dr. Severino Rodrigues de Farias Neto".
Referências.


1. Dessalinização – Engenharia de Produção. 2. Umidificação. 3. Desumidificação. I. Farias Neto, Severino Rodrigues. II. Título.


CDU 658.5:628.165(043)


**“ESTUDO TEÓRICO E EXPERIMENTAL DE UM DESSALINIZADOR
SOLAR PARA TRATAR ÁGUA SALOBRA”**


BANCA EXAMINADORA


Banca examinadora:


Prof. Dr. Severino Rodrigues de Farias Neto
- Orientador -


Prof. Dr. Antônio Gílson Barbosa de Lima
- Examinador Interno -


Prof. Dr. Laércio Gomes de Oliveira
- Examinador Externo -


Profa. Dra. Fabiana Pimentel Macêdo Farias
- Examinadora Externa -


- Prof. Dr. Vimário Simões Silva
- Examinador Externo -

Campina Grande – Paraíba

Fevereiro de 2013

DEDICATÓRIA

Aos meus pais, esposa e filha.

AGRADECIMENTOS

- Ao Deus todo poderoso por mais uma vitória.
- Ao meu pai José Ramos Coutinho (*in memoriam*), pelo exemplo que foi sua vida.
- A minha mãe Maria do Socorra Araújo Coutinho por continuar a luta.
- A minha esposa e filha, companheiras de todas as horas e grandes incentivadoras.
- Aos colegas do doutoramento pelas horas de descontração e o muito apoio recebido.
- Ao Prof. Dr. Severino Rodrigues de Farias Neto pela orientação.
- A Coordenação do Doutorado em Engenharia de Processos da UFCG por todo o apoio recebido.
- A Profa. Dra Líbia de Souza Conrado Oliveira pela utilização do espaço.
- Aos membros da banca examinadora.
- A CAPES pelo suporte financeiro através da Bolsa de Demanda Social do Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Processos da UFCG.

RESUMO

O nordeste brasileiro passa frequentemente por longos períodos de estiagem, o que causa diversos problemas ao homem do campo por não ter ainda aprendido a conviver com a seca. Alguns pesquisadores vem desenvolvendo e adaptando técnica para possibilitar o convívio com a seca, de forma que seja possível, ao homem do campo, obter renda evitando assim o tão problemático êxodo rural. Neste trabalho é apresentada a ideia motivadora, focada no convívio com a seca, o sistema integrado de geração de renda, receberá água salobra ou salgada de diversas fontes, e, em seguida, dessalinizando-a. Foi estudado o processo de dessalinização por umidificação e desumidificação, o qual imita o ciclo natural da chuva e não apresenta grande parte dos problemas das técnicas de dessalinização tradicionais. Foram estudados diversos fatores que influenciam no processo de dessalinização proposto tais como: vazão de ar, temperatura da água salgada, vazão da água salgada, posicionamento dos bicos aspersores. Foi proposto um modelo matemático para prever a dessalinização de água salgada via radiação solar para demonstrar que o aquecimento solar tem a capacidade de suprir o dessalinizador de toda a energia necessária. Os resultados obtidos com o dessalinizador, demonstram que é possível obter vazão de dessalinizado de aproximadamente 30 kg/h com TDS (sólidos totais dissolvidos) de 67 ppm, partindo de uma água com TDS de 584 ppm.

Palavras chave: dessalinização, umidificação, desumidificação.

ABSTRACT

The northeast part of Brazil frequently undergoes long periods of drought that causes several problems to the rural workers because they still did not know how to live with the dry. Some researchers have been developing and adapting techniques in order to enable rural workers to obtain their income even in the dry seasons and then avoiding the rural exodus. This work presents the integrated desalinization system that is fed with briny or salty water. It was studied the humidification/dehumidification desalinization process which emulates the natural rain cycles and does not present the most part of the problems traditional desalinization techniques do. Many factors were taken into account: air flowrate, salty water temperature and flowrate, and sprinklers positioning. A mathematical model have been proposed to predict salty water heating via solar radiation in order to demonstrate that this source is able to supply enough energy. Obtained results show a desalinated water flowrate of about 30 kg/h with 67 ppm TDS from a salty water of 584 ppm TDS

Key words: desalination, umidification, deumidification.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1.1: Sistema integrado de geração de renda.....	27
Figura 2.2.1: Distribuição espectral da energia solar ao nível do mar (radiação global) e acima da atmosfera terrestre (extraterrestre) - principais gases absorvedores. (Fonte: Dornelles, 2008).....	32
Figura 2.2.2: Componentes da radiação solar incidente. (Fonte: Ríspoli, 2008)	33
Figura 2.2.3: (a) - Radiação solar global diária, média anual (MJ/m ² .dia); (b) - Insolação diária média anual medido em horas. (Fonte: ASB, 2000).....	34
Figura 2.2.4: Declinação solar. (Fonte: Ríspoli, 2008).....	35
Figura 2.2.5: Eclíptica e declinação solar. Fonte: (Ríspoli, 2008).....	35
Figura 2.2.6: Torre solar. Fonte: (NREL, 2003).....	39
Figura 2.2.7: Distribuição da água do planeta. (Fonte: Oliveira, 2007).....	42
Figura 2.2.8: Processos de dessalinização térmica e por membrana.....	43
Figura 2.2.9: Destilador solar tipo tanque raso. (Fonte: Maluf, 2005).....	48
Figura 2.2.10: Piscina solar de gradiente salino.	50
Figura 2.2.11: Planta de geração de energia elétrica. (Fonte: Fraidenraich e Lyra, 1995).....	51
Figura 2.2.12: Componentes de um coletor solar de placa plana. (Fonte: Kehl, 2008).....	52
Figura 2.2.13: Exemplo de utilização de coletores solares planos. (Fonte: Adaptado de Sociedade do Sol, 2008).....	53
Figura 2.2.14: Tubo sob vácuo. (Fonte: Energia Solar Térmica, 2004)	54
Figura 2.2.15: Coletor solar de calha parabólica. (Fonte: Adaptado de Energia Solar Térmica, 2004).....	55
Figura 2.2.16: Coletor cilíndrico parabólico. (Fonte: Fraidenraich e Lyra, 1995).....	56
Figura 2.2.17: Inter reflexões e rugosidade. (Fonte: Adaptado de Dornelles, 2008).....	59
Figura 2.2.18: Relação entre rugosidade e absortância. (Fonte: Dornelles, 2008).....	59
Figura 2.2.19: Absorção em função do tipo de material da superfície. (Fonte: Energia Solar Térmica, 2004).....	60
Figura 2.2.20 - Tratamento anti reflexo. (Fonte: Energia Solar Térmica, 2004).....	61
Figura 2.2.21: Processo de dessalinização por HDH. (Fonte: Adaptado de Narayan, 2010).....	63

Figura 2.2.22: Representação do processo de dessalinização MEH. (Fonte: http://www.mage-watermanagement.com/sal-meh/technology/ , acessado em 16/08/2012).....	68
Figura 2.2.23: Dessalinização por compressão de mecânica do ar úmido. (Fonte: adaptado de Vlachogiannis et al., 1999).....	69
Figura 2.2.24: Diagrama entalpia-umidade. (Fonte: Chafik, 2003).....	70
Figura 2.2.25: Dewvaporation. (Fonte: Adaptado de Beckman, 2008).....	71
Figura 2.2.26: Lavadora spray ciclônica de gases. (Fonte: http://en.wikipedia.org/wiki/Cyclonic_spray_scrubber acessado em 16/08/2012, adaptado de www.epa.gov/ttn/catc/dir1/cs6ch2.pdf acessado em 16/08/2012).....	74
Figura 2.2.27: Injeção de gás na lavadora de gases. (Fonte: adaptado de Javed et al., 2010)....	75
Figura 3.1.1: Esquema do sistema de dessalinização.....	76
Figura 3.1.2: Esquema do dessalinizador.....	78
Figura 3.1.3: Câmara de umidificação.....	79
Figura 3.1.4: Calibração do medidor de velocidade de ar.....	82
Figura 3.2.1: Zona de transferência de massa e energia.....	84
Figura 3.2.2: Classificação dos conjuntos bicos pulverizadores.....	90
Figura 3.2.3: Anteparo para seleção dos bicos.....	91
Figura 3.2.4: Coletor cilindro parabólico.....	92
Figura 3.2.5: Tubo de vidro do coletor solar.....	93
Figura 3.2.6: Balanço de energia no tubo coletor.....	100
Figura 3.2.7: Balanço de energia no líquido que flui pelo tubo coletor.....	104
Figura 3.2.8: Tanque de água salgada.....	105
Figura 4.1.1: Umidade absoluta na câmara de umidificação - Arranjo 1.....	108
Figura 4.1.2: Umidade absoluta na câmara de desumidificação - Arranjo 1.....	109
Figura 4.1.3: Produção de dessalinizado - Arranjo 1.....	109
Figura 4.1.4: Reuso de energia - Arranjo 1.....	110
Figura 4.1.5: Temperatura na câmara de umidificação – Arranjo 1.....	111
Figura 4.1.6: Temperatura na câmara de desumidificação – Arranjo 1.....	111
Figura 4.1.7: Umidade absoluta na câmara de umidificação - Arranjo 2.....	112
Figura 4.1.8: Umidade absoluta na câmara de desumidificação - Arranjo 2.....	113

Figura 4.1.9: Temperatura da câmara de umidificação – Arranjo 2.....	114
Figura 4.1.10: Temperatura do ar na câmara de desumidificação – Arranjo 2.....	114
Figura 4.1.11: Reuso de energia - Arranjo 2.....	115
Figura 4.1.12: Produção de dessalinizado - Arranjo 2.....	116
Figura 4.1.13: Umidade absoluta na câmara de umidificação – Arranjo 3.....	117
Figura 4.1.14: Umidade absoluta na câmara de desumidificação - Arranjo 3.....	117
Figura 4.1.15: Temperatura na câmara de umidificação - Arranjo 3.....	118
Figura 4.1.16: Temperatura da câmara de desumidificação – Arranjo 3.....	119
Figura 4.1.17: Reuso de energia - Arranjo 3.....	119
Figura 4.1.18: Produção de dessalinizado - Arranjo 3.....	120
Figura 4.1.19: Umidade absoluta na câmara de umidificação – Arranjo 5.....	121
Figura 4.1.20: Umidade absoluta na câmara de desumidificação – Arranjo 5.....	121
Figura 4.1.21: Temperatura do ar na câmara de umidificação – Arranjo 5.....	122
Figura 4.1.22: Temperatura do ar na câmara de desumidificação - Arranjo 5.....	123
Figura 4.1.23: Reuso de energia – Arranjo 5.....	124
Figura 4.1.24: Produção de dessalinizado – Arranjo 5.....	124
Figura 4.1.25: Umidade absoluta na câmara de umidificação – TLiq = 30°C±2°C.....	126
Figura 4.1.26: Umidade absoluta na câmara de umidificação - TLiq = 40°C±1°C.....	126
Figura 4.1.27: Umidade absoluta na câmara de umidificação - TLiq = 50°C.....	127
Figura 4.1.28: Umidade absoluta na câmara de desumidificação - TLiq = 30°C±1,5°C.....	127
Figura 4.1.29: Umidade absoluta na câmara de desumidificação - TLiq = 40°C±1°C.....	128
Figura 4.1.30: Umidade absoluta na câmara de desumidificação - TLiq = 50°C.....	128
Figura 4.1.31: Temperatura na câmara de umidificação - TLiq = 30°C±2°C.....	129
Figura 4.1.32: Temperatura na câmara de umidificação - TLiq = 40°C±1°C.....	130
Figura 4.1.33: Temperatura na câmara de umidificação - TLiq = 50°C.....	130
Figura 4.1.34: Temperatura na câmara de desumidificação - TLiq = 30°C±2°C.....	131
Figura 4.1.35: Temperatura na câmara de desumidificação - TLiq = 40°C±1°C.....	131
Figura 4.1.36: Temperatura na câmara de desumidificação - TLiq = 50°C.....	132
Figura 4.1.37: Produção de água dessalinizada - TLiq = 30°C±2°C.....	132
Figura 4.1.38: Produção de água dessalinizada - TLiq = 40°C±1°C.....	133

Figura 4.1.39: Produção de água dessalinizada - $T_{Liq} = 50^{\circ}C$	133
Figura 4.1.40: Reuso de energia - $T_{Liq} = 30^{\circ}C \pm 2^{\circ}C$	134
Figura 4.1.41: Reuso de energia - $T_{Liq} = 40^{\circ}C \pm 1^{\circ}C$	134
Figura 4.1.42: Reuso de energia - $T_{Liq} = 50^{\circ}C$	135
Figura 4.1.43: Radiação solar global (W/m^2).....	136
Figura 4.1.44: Temperatura ambiente ($^{\circ}C$).....	136
Figura 4.1.45: Velocidade do vento (m/s).....	137
Figura 4.2.1: Simulação do sistema de aquecimento solar.....	140
Figura 4.2.2: Eficiência calculada.....	140
Figura I: Pedido de patente do concentrador de sólidos solúveis- folha 1.....	155
Figura II: Pedido de patente do concentrador de sólidos solúveis - folha 2.....	156
Figura III: Pedido de patente do concentrador de sólidos solúveis - folha 3.....	157
Figura IV: Pedido de patente do softstart monofásico – folha 1.....	158
Figura V: Pedido de patente do softstart monofásico – folha 2.....	159
Figura VI: Pedido de patente do softstart monofásico – folha 3.....	160
Figura VII: Umidade absoluta na câmara de umidificação - Arranjo 4.....	161
Figura VIII: Umidade absoluta na câmara de desumidificação - Arranjo 4.....	162
Figura IX: Temperatura na câmara de umidificação - Arranjo 4.....	162
Figura X: Temperatura na câmara de desumidificação – Arranjo 4.....	163
Figura XI: Reuso de energia - Arranjo 4.....	164
Figura XII: Produção de dessalinizado - Arranjo 4.....	164
Figura XIII: Medidor de vazão de ar.....	165

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1: Demanda energética de diferentes métodos de dessalinização da água do mar.....	46
Tabela 3.1: Combinação dos bicos pulverizadores.....	90
Tabela 3.2: Coeficientes da Correlação de Nusselt.....	96
Tabela 3.3: Constantes para a convecção livre sobre um cilindro circular horizontal. Fonte: Incropera e DeWitt (2003), Ozisik (1990).....	99
Tabela 3.4: Parâmetros da correlação de Zhukauskas. Fonte: Incropera e DeWitt (2003).....	100
Tabela 3.5: Principais dados para a simulação.....	106

NOMENCLATURA

σ	Constante de Stefan-Boltzmann.	$\left[\frac{W}{(m^2 \cdot K^4)} \right]$
α_{Vidro}	Absortividade do vidro.	-
α_{Col}	Absortividade do tubo coletor.	-
A_{ExtCol}	Área externa do cilindro do coletor.	$[m^2]$
A_{Esp}	Área do espelho do coletor.	$[m^2]$
$A_{m\delta}$	Área média logaritmética do anel cilíndrico.	$[m^2]$
A_{Col}	Área do tubo coletor.	$[m^2]$
A_{ExtCol}	Área da lateral externa do tubo coletor.	$[m^2]$
$A_{ExtVidro}$	Área externa do cilindro de vidro.	$[m^2]$
A_{film}	Área do filme salmoura.	$[m^2]$
A_{IntCol}	Área da lateral interna do tubo coletor.	$[m^2]$
$A_{IntVidro}$	Área interna do cilindro de vidro.	$[m^2]$
C_{ideal}	Máxima concentração solar.	-
C_{cil}	Concentração real de raios solares.	-
C_{pAr}	Capacidade calorífica do ar.	$\left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$
C_{pCol}	Capacidade calorífica do tubo do coletor.	$\left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$
C_{pCond}	Capacidade calorífica da água condensada na câmara de umidificação.	$\left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$
C_{pDes}	Capacidade calorífica da água salgada concentrada que retorna do dessalinizador.	$\left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$

$C_{P_{Vidro}}$	Capacidade calorífica do vidro.	$\left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$
$C_{P_{Liq}}$	Capacidade Calorífica da água.	$\left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$
$C_{P_{Rec}}$	Capacidade calorífica da água recirculação.	$\left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$
$C_{P_{Rep}}$	Capacidade calorífica da água salgada de reposição.	$\left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$
$C_{P_{Sale}}$	Capacidade calorífica da corrente salina de alimentação do dessalinizador.	$\left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$
$C_{P_{Sals}}$	Capacidade calorífica da corrente salina da saída do dessalinizador.	$\left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$
$C_{P_{Tanq}}$	Capacidade calorífica da água do tanque de água salgada.	$\left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$
$C_{Sal_{Des}}$	Concentração de sal na corrente de água concentrada que retorna do dessalinizador.	$\left[\frac{g}{kg} \right]$
$C_{Sal_{Rec}}$	Concentração de sais da corrente de recirculação.	$\left[\frac{g}{kg} \right]$
$C_{Sal_{Rep}}$	Concentração de sais na corrente de reposição de água salgada.	$\left[\frac{g}{kg} \right]$
$C_{Sal_{Tanq}}$	Concentração de sais no tanque de água salgada.	$\left[\frac{g}{kg} \right]$
C_{se}	Concentração de sal na corrente de alimentação do dessalinizador.	$\left[\frac{g}{kg} \right]$
C_{ss}	Concentração de sal na corrente salina de saída da câmara de umidificação.	$\left[\frac{g}{kg} \right]$
δ	Espessura da camada de fluido.	$[m]$
D_{ExtCol}	Diâmetro externo do tubo do coletor.	$[m]$
$D_{ExtVidro}$	Diâmetro externo do cilindro de vidro.	$[m]$

D_h	Diâmetro hidráulico.	$[m]$
D_{IntCol}	Diâmetro interno do tudo do coletor.	$[m]$
$D_{IntVidro}$	Diâmetro interno do cilindro de vidro.	$[m]$
D_{umid}	Diâmetro da câmara de umidificação .	$[m]$
Δh_{Ar}	Variação de entalpia do ar.	$\left[\frac{kJ}{kg} \right]$
$\Delta \dot{H}_{max, frio}$	Taxa máxima possível de mudança de entalpia da corrente fria.	$[W]$
$\Delta \dot{H}_{max, quente}$	Taxa máxima possível de mudança de entalpia da corrente quente.	$[W]$
ΔT_{evap}	Variação de temperatura da Umidificação.	$[^{\circ}C]$
ε_{Col}	Emissividade do tubo coletor.	-
ε_{Vidro}	emissividade do vidro.	-
f	Fator de atrito.	-
φ	Ângulo de abertura da parábola ou ângulo de borda.	$[^{\circ}]$
g	Aceleração da gravidade.	$\left[\frac{m}{s^2} \right]$
G	corresponde ao fluxo mássico de ar.	$\left[\frac{kg}{s} \right]$
GOR	Taxa de reuso de energia.	-
HCR	Taxa de modificação da capacidade calorífica.	-
h_{Global}	Coefficiente global de transferência de calor.	$\left[\frac{W}{(m^2 \cdot K)} \right]$
h_{fg}	Calor latente de vaporização da água.	$\left[\frac{J}{kg} \right]$
H_{ge}	Entalpia do ar na entrada do dessalinizador.	$\left[\frac{J}{kg} \right]$
H_{gu}	Entalpia do ar úmido na saída da câmara de umidificação.	$\left[\frac{J}{kg} \right]$
$H_{arUmido}$	Entalpia do ar úmido.	$\left[\frac{J}{kg} \right]$

h_{δ}	Coeficiente de troca térmica por convecção no anel cilíndrico.	$\left[\frac{W}{(m^2 \cdot K)} \right]$
h_{IntCol}	Coeficiente de troca térmica por convecção no lado interno do cilindro.	$\left[\frac{W}{(m^2 \cdot K)} \right]$
h_{Misto}	Coeficiente de troca térmica por convecção natural Mista (forçada e natural).	$\left[\frac{W}{(m^2 \cdot K)} \right]$
h_0	Coeficiente de base de transferência de calor.	$\left[\frac{W}{(m^2 \cdot K)} \right]$
H	Altura da camada de fluido do anel cilíndrico.	$[m]$
HDH	Umidificação e desumidificação (<i>Umidification-DeHumidification</i>).	-
k_{Liq}	Coeficiente condutivo de troca térmica da água.	$\left[\frac{W}{(m \cdot K)} \right]$
k_{Ar}	Coeficiente de condutividade térmica do ar.	$\left[\frac{W}{(m \cdot K)} \right]$
$k_{Ar\delta}$	Coeficiente de condutividade térmica do ar contido no anel cilíndrico.	$\left[\frac{W}{(m \cdot K)} \right]$
k_{Col}	Coeficiente de condutividade térmica do tubo coletor.	$\left[\frac{W}{(m \cdot K)} \right]$
k_{gotas}	Coeficiente de transferência de massa da região de gotas.	$\left[\frac{kg}{(m^2 \cdot s)} \right]$
k_{salm}	Coeficiente de transferência de massa do filme de salmoura.	$\left[\frac{kg}{(m^2 \cdot s)} \right]$
k_{umid}	Coeficiente global de transferência de massa da umidificação.	$\left[\frac{kg}{(m^2 \cdot s)} \right]$
L_{Col}	Comprimento do tubo coletor.	$[m]$
L_{cond}	Fluxo mássico de condensado na câmara de desumidificação.	$\left[\frac{kg}{s} \right]$
L_{Des}	Vazão de água salgada concentrada que retorna do dessalinizador.	$\left[\frac{kg}{s} \right]$

L_{Rec}	Vazão de recirculação de água.	$\left[\frac{kg}{s} \right]$
L_{Rep}	Fluxo mássico da água salgada de reposição.	$\left[\frac{kg}{s} \right]$
L_{sals}	Fluxo mássico da corrente salina na saída do dessalinizador.	$\left[\frac{kg}{s} \right]$
L_{sale}	Fluxo mássico da corrente salina de alimentação do dessalinizador.	$\left[\frac{kg}{s} \right]$
L_{Vidro}	Comprimento do cilindro de vidro.	$[m]$
λ_{mix}	Condutividade térmica do ar úmido.	$\left[\frac{W}{(m \cdot K)} \right]$
m_{Col}	Massa do tubo coletor.	$[kg]$
m_{Vidro}	Massa do cilindro de vidro.	$[kg]$
m_{Liq}	Massa de líquido contido no volume interno do coletor.	$[kg]$
\dot{m}_{Liq}	Vazão de água salgada.	$\left[\frac{kg}{s} \right]$
\dot{m}_{ap}	Vazão de água dessalinizada (água produzida).	$\left[\frac{kg}{s} \right]$
\dot{m}_{Ar}	Vazão de ar.	$\left[\frac{kg}{s} \right]$
μ_{Liq}	Viscosidade média global da água.	$\left[\frac{kg}{m \cdot s} \right]$
μ_{Col}	Viscosidade da água na temperatura da parede.	$\left[\frac{kg}{m \cdot s} \right]$
η	Eficiência do processo de umidificação.	$[\%]$
Nu	Número de Nusselt.	-
Nu_{for}	Número de Nusselt para convecção forçada para escoamento no exterior de cilindros.	-
Nu_{nat}	Número de Nusselt para convecção natural no exterior de cilindros horizontais.	-

Nu_{δ}	Número de Nusselt da camada de ar do anel cilíndrico.	-
Pr_{Ar}	Número de Prandtl do ar.	-
Pr_{δ}	Número de Prandtl do ar no anel cilíndrico.	-
Pr_s	Número de Prandtl do ar na temperatura da superfície.	-
q_{radinc}	Componente de radiação direta medido ao nível do solo.	$\left[\frac{W}{m^2} \right]$
Q_{Conv}	energia perdida por convecção pelo tubo de vidro para o ambiente.	[W]
Q_{ConvI}	energia perdida por convecção pelo tubo do coletor.	[W]
\dot{Q}_{ent}	Calor alimentado ao sistema.	[W]
Q_{perdas}	Fluxo de calor perdido para do dessalinizador para o ambiente.	[W]
Q_{Rad}	energia sob a forma de radiação solar que foi refletida pelo espelho.	[W]
Q_{RadCeu}	energia na forma de radiação vinda do céu.	[W]
Q_{RadCol}	Energia líquida trocada entre o tubo coletor e o tubo de vidro.	[W]
Q_{RadExt}	Energia emitida pela superfície externa do tubo de vidro.	[W]
Q_{RadInt}	Energia emitida pela superfície interna do tubo de vidro.	[W]
$Q_{RadTrans}$	Energia que passou pelo vidro e foi emitida pelo coletor.	[W]
Q_{RefCol}	Energia refletida pelo tubo do coletor.	[W]
$Q_{RefVidro}$	Energia refletida pelo vidro em forma de radiação.	[W]
Q_{reuso}	Fluxo de calor trocado entre as câmaras de umidificação e desumidificação.	[W]
Q_{Trans}	Energia que foi refletida pelo espelho e que passou pelo vidro.	[W]
Q_{Transf}	Energia que foi transferida para o fluido térmico.	[W]
Re	Número de Reynolds.	-
Ra	Número de Rayleigh.	-
Ra_{δ}	Número de Rayleigh do anel cilíndrico.	-
$\rho_{\lambda Col}$	Refletividade do material do tubo do coletor.	-

$\rho_{\lambda Esp}$	Refletividade do material do espelho.	-
$\rho_{\lambda Vidro}$	Refletividade do material do vidro.	-
ρ_{Tanq}	Densidade da água do tanque.	$\left[\frac{kg}{m^3} \right]$
ρ_{Vidro}	Densidade do vidro.	$\left[\frac{kg}{m^3} \right]$
θ_a	Ângulo de incidência dos raios solares.	$[^\circ]$
τ_{Vidro}	Transmissividade do vidro.	-
t	Tempo.	$[s]$
T_{Amb}	Temperatura do ambiente.	$[K]$
T_{Col}	Temperatura média do tubo do coletor.	$[K]$
T_{cond}	Temperatura do condensado na câmara de desumidificação.	$[K]$
T_{Des}	Temperatura da água dessalinizada produzida.	$[K]$
T_{ge}	Temperatura do ar na entrada do dessalinizador.	$[K]$
T_{gu}	Temperatura do ar que deixa a câmara de umidificação.	$[K]$
T_i	Temperatura de entrada da água.	$[K]$
T_{Liq}	Temperatura média do líquido no interior do tubo coletor.	$[K]$
T_{Liq_e}	Temperatura do líquido na entrada do tubo coletor.	$[K]$
T_o	Temperatura de saída da água.	$[K]$
T_{Rec}	Temperatura da água de recirculação.	$[K]$
T_{Ref}	Temperatura de referência.	$[K]$
T_{Rep}	Temperatura da água salgada de reposição.	$[K]$
T_{sals}	Temperatura da corrente de salina na saída do equipamento.	$[K]$
T_{Tanq}	Temperatura da água do tanque de água salgada.	$[K]$
T_{Vidro}	Temperatura média do cilindro.	$[K]$
u_{Vento}	Velocidade de corrente livre.	$\left[\frac{m}{s} \right]$
ν_{Ar}	Viscosidade cinemática do ar.	$\left[\frac{m^2}{s} \right]$

ν_{δ}	Viscosidade cinemática do ar no anel cilíndrico.	$\left[\frac{m^2}{s} \right]$
V_{Tanq}	Volume da água do tanque de água salgada.	$[m^3]$
V_{vidro}	Volume do vidro.	$[m^3]$
X	Umidade absoluta do ar.	$\left[\frac{kg_{\acute{a}gua}}{kg_{ar\ seco}} \right]$
X_e	Umidade absoluta do ar na entrada do dessalinizador.	$\left[\frac{kg_{\acute{a}gua}}{kg_{ar\ seco}} \right]$
X_s	Umidade absoluta do ar na saída câmara de desumidificação.	$\left[\frac{kg_{\acute{a}gua}}{kg_{ar\ seco}} \right]$
X_{sat}	Umidade absoluta na condição de saturação.	$\left[\frac{kg_{\acute{a}gua}}{kg_{ar\ seco}} \right]$
X_u	Umidade absoluta do ar na saída da câmara de umidificação.	$\left[\frac{kg_{\acute{a}gua}}{kg_{ar\ seco}} \right]$
X_1	Umidade absoluta do ar na entrada.	$\left[\frac{kg_{\acute{a}gua}}{kg_{ar\ seco}} \right]$
X_2	Umidade absoluta do ar na saída.	$\left[\frac{kg_{\acute{a}gua}}{kg_{ar\ seco}} \right]$
X_s	Umidade máxima alcançável na temperatura de saída do ar. Umidade de Saturação.	$\left[\frac{kg_{\acute{a}gua}}{kg_{ar\ seco}} \right]$

SUMÁRIO

1.1	Introdução.....	24
1.2	Objetivos Específicos.....	28
1.3	Justificativa.....	29
CAPÍTULO 2		30
2.1	Energias Alternativas.....	30
2.2	Radiação Solar.....	31
2.2.1	Comentários Gerais.....	31
2.2.2	Uso Doméstico da Energia Solar.....	36
2.2.3	Uso Industrial da Energia Solar	38
2.2.4	O Semi-árido Nordeste.....	39
2.2.5	Dessalinização.....	41
2.2.5.1	Processos de Separação por Membranas.....	44
2.2.5.2	Processos Térmicos de Separação.....	45
2.2.5.2.1	Destilação Solar.....	47
2.2.5.2.2	Piscina Solar de Gradiente Salino.....	50
2.2.5.2.3	Coletor Solar de Placa Plana.....	51
2.2.5.2.4	Coletor de Tubo sob Vácuo.....	54
2.2.5.2.5	Coletor de Calha Parabólica.....	55
2.2.5.3	Incrustação e Corrosão.....	57
2.2.5.4	Superfície Seletiva.....	57
2.2.5.5	Tratamento Anti-reflexo.....	61
2.2.5.6	Umidificação e Desumidificação.....	61
2.2.6	Lavadora de Gás.....	72
CAPÍTULO 3		76
3.1	Experimental.....	76
3.1.1	Sistema de Dessalinização.....	76
3.1.1.1	Dessalinizador.....	77
3.1.1.2	Instrumentos de Medição.....	80

3.1.1.3	Calibração do Medidor de Velocidade de Ar.....	81
3.2	Teórico.....	83
3.2.1	Modelagem Matemática do Dessalinizador.....	83
3.2.1.1	Balço de Energia nas Cmaras de Umidificao e Desumidificao	84
3.2.1.1.1	Balço de Massa nas Cmaras de Umidificao e Desumidificao. .	85
3.2.1.1.2	Coefficiente de Transferncia de Massa.....	86
3.2.1.1.3	Coefficiente de Transferncia de Calor.....	88
3.2.1.2	Fator de Reuso de Energia - GOR.....	89
3.2.1.3	Coletor Concentrador Cilindro Parabólico.....	91
3.2.1.3.1	Modelagem Matemática do Sistema de Aquecimento.....	93
3.2.1.3.1.1	Balço de Energia no Tubo de Vidro.....	93
3.2.1.3.1.2	Energia Refletida pelo Espelho.....	94
3.2.1.3.1.3	Energia Perdida por Convecção Livre no Anel Cilndrico.....	94
3.2.1.3.1.4	Energia Transmitida pelo Tubo de Vidro.....	97
3.2.1.3.1.5	Energia Refletida pelo Tubo do Coletor.....	97
3.2.1.3.1.6	Energia Emitida pelo Vidro na Superfcie Externa.....	97
3.2.1.3.1.7	Energia Perdida por Convecção para o Ambiente.....	98
3.2.1.4	Balço de Energia no Tubo Coletor.....	100
3.2.1.4.1	Energia Líquida Trocada entre o Tubo Coletor e o Tubo de Vidro.....	101
3.2.1.4.2	Energia Refletida pelo Coletor.....	101
3.2.1.4.3	Energia Transferida para o Fluido Térmico.....	101
3.2.1.4.4	Cálculo do Coeficiente Global de Troca Térmica.....	101
3.2.1.4.4.1	Cálculo do Coeficiente de Troca Térmica por Convecção.....	102
3.2.1.4.5	Balço de Energia no Líquido que Flui pelo Tubo Coletor.....	103
3.2.2	Modelagem Matemática no Tanque de Água Salgada.....	104
3.2.2.1	Balço de Energia no Tanque de Água Salgada.....	104
3.2.2.2	Balço de Massa no Tanque de Água Salgada.....	105
3.3	Solução Numérica.....	105
CAPÍTULO 4	107
4.1	Análise Experimental.....	107

4.1.1	Avaliação de Desempenho do Sistema no Arranjo 1.....	107
4.1.2	Avaliação do Desempenho do Sistema no Arranjo 2.....	112
4.1.3	Avaliação do Desempenho do Sistema no Arranjo 3.....	116
4.1.4	Avaliação do Desempenho do Sistema no Arranjo 5.....	120
4.1.5	Comparação do Desempenho dos Arranjos.....	125
4.1.6	Coleta de Dados Climáticos.....	135
4.2	Análise Numérica do Sistema de Aquecimento Solar.....	137
4.3	Análise do Dessalinizado.....	141
CAPÍTULO 5		142
5.1	Conclusões.....	142
5.2	Sugestões para Trabalhos Futuros.....	143
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....		145
APÊNDICE I.....		155
APÊNDICE II.....		161
APÊNDICE III.....		165
ANEXO I.....		166

CAPÍTULO 1

1.1 Introdução

O uso das energias renováveis constitui uma solução para muitos problemas sociais associados ao consumo de combustíveis fósseis. O seu uso permite uma melhoria do nível de vida, em especial nos países sem reservas de petróleo, diminuindo a sua dependência econômica e os impactos negativos resultantes da queima dos combustíveis na sua utilização e transformação em energia.

Segundo Galindo (2007), é crescente a discussão sobre sustentabilidade energética, teoricamente possível de ser alcançada, por meio do uso de fontes potencialmente limpas e renováveis. A viabilidade dessas fontes deve ser encarada pela ótica da mitigação dos impactos negativos associados aos processos de transformações energéticas. Um bom exemplo deste tipo de iniciativa é a casa ecoeficiente relatada por Filho *et al.* (2006), que foi construída com materiais ecologicamente corretos, usa de forma otimizada a ventilação e iluminação naturais, telhas feitas com fibras vegetais. A utilização de fontes não renováveis impõe ao planeta um custo ambiental de complexa majoração; todavia, para trilhar caminhos sustentáveis, é necessário fazer uso abrangente das fontes limpas e renováveis de energia.

Há alguns anos, as investigações e pesquisas da utilização da energia solar vêm aumentando gradativamente. Atualmente o desempenho de equipamentos, a adaptabilidade e a aplicabilidade justificam sua utilização, inclusive economicamente. Considerando-se as condições climáticas do Brasil, existem várias aplicações dessa tecnologia e um potencial enorme a ser explorado. A utilização eficiente e sustentável das tecnologias fotovoltaicas e fototérmica de transformação radiante do sol promoverá o desenvolvimento social, motivando as pessoas a viver mais intensamente, usufruindo, no futuro, dos benefícios dessas tecnologias conforme relatado em Weigmann (2005).

Por outro lado, o uso de energia eólica no Brasil quando comparado a outros países, tais como, Alemanha, Estados Unidos e Espanha parece bastante embrionário. Segundo publicado no AEEB (2008), a Alemanha possuía em 2007 cerca de 22 TW gerados a partir da força dos ventos, isso representa aproximadamente 23,7% do total instalado no mundo e lhe dá o primeiro lugar na ranking de geração de energia elétrica pela via eólica. O Brasil possui apenas 247 MW instalados o que representa 0,3% da capacidade instalada no mundo e a 25ª posição no *ranking*. O Brasil apresenta um potencial de geração de energia elétrica pela via eólica medido de 272 TWh/ano destes, 53% (144 TWh/ano) são no Nordeste (AEEB, 2008).

Segundo Zanesco *et al.* (2005), a crise energética brasileira dos últimos anos revelou a necessidade de investimentos em energia com resultados rápidos. Além disso as necessidades energéticas continuarão a crescer e, portanto, a política adotada deve visar o benefício da sociedade e do meio ambiente, pois a preservação deste, resulta numa melhora na qualidade de vida.

A destilação com uso de energia solar tem sido pesquisada pelo homem, há muito tempo, como forma econômica e prática de obtenção de água potável a partir de águas salobras e salinas. Essa técnica apresenta inúmeras vantagens como: estar baseada numa fonte energética gratuita e abundante, ser tecnologia limpa e de fácil manutenção. Entretanto, apesar dessas qualificações, a destilação com uso de energia solar não tem atingido todo seu potencial de aplicação porque, via de regra, oferece baixos rendimentos e requer grandes áreas para implantação. Essa tecnologia é sempre citada para tratamento de água potável, e poderia ser pesquisada como alternativa para reuso de água. A destilação com uso da energia solar é uma tecnologia bastante promissora, principalmente em regiões de grande insolação e áreas desertas, necessitando ainda de estudos e pesquisas com vistas a melhorar o rendimento e aumentar a viabilidade dessa técnica. Deve-se salientar que a eficiência da destilação solar está diretamente relacionada com as condições climáticas (como umidade do ar, ventos, insolação, nebulosidade) e com a capacidade do equipamento em absorver a energia incidente (Bezerra *et al.*, 2005).

Segundo Khanna *et al.* (2008) e Chafik (2003), a destilação solar é uma alternativa

viável para fornecimento de água potável no estado de Rajasthan na Índia que possui 2/3 de seu território em área de deserto. Nessa região, 91% da população depende da água subterrânea que apresenta altas concentrações de sólidos totais dissolvidos, cloretos, fluoretos e nitratos além de altas concentrações de coliformes fecais.

Yuan *et al.* (2011) afirmam que o uso da energia solar é a mais promissora tecnologia para purificação água em escala reduzida devido a coincidência geográfica e sazonal entre a escassez de água potável e a os altos índices de radiação solar.

Segundo Qiblawey e Banat (2008), a maior parte das regiões que apresentam grande salinidade em seus mananciais são também as que têm as condições climáticas mais favoráveis para a utilização da energia solar para potabilização de água.

O Sistema Integrado de Geração de Renda representado na Figura 1.1.1, foi concebido a partir da ideia de que a redução dos impactos causados pela escassez de água no semi-árido nordestino, passa necessariamente pela implantação de programas e técnicas para o convívio com seca, aliando a preservação do bioma caatinga ao desenvolvimento socioeconômico.

Trata-se de um projeto audacioso, inovador e interdisciplinar, onde a geração de renda utiliza-se de conceitos de sustentabilidade como integração lavoura pecuária, permacultura, cultivo de orgânicos de forma que os resíduos de uma cultura sejam utilizadas como fertilizante para outra, utilização biodigestores para tratar os resíduos sanitários gerando energia elétrica e produzindo fertilizante para as plantações. Desta forma, ao mesmo tempo em que gera renda com a venda de diversos produtos, o projeto combate fortemente a desertificação, a degradação e contaminação dos solos e mananciais e o êxodo rural.

O sistema receberá água de diversas fontes tais como: açudes, poços, barragens subterrânea, caminhões pipa. Toda água salobra ou salgada passará previamente apenas por uma filtragem para eliminação de partículas sólidas para ser levada a unidade de purificação de água onde encontra-se a unidade de dessalinização.

Com a água purificada, várias iniciativas podem ser realizadas de forma integrada, como por exemplo, os tanques de peixes A e B fornecem água para o sistema de hidroponia e

para o sistema de irrigação por gotejamento, uma vez, que esta água é rica em nutrientes essenciais as plantas.

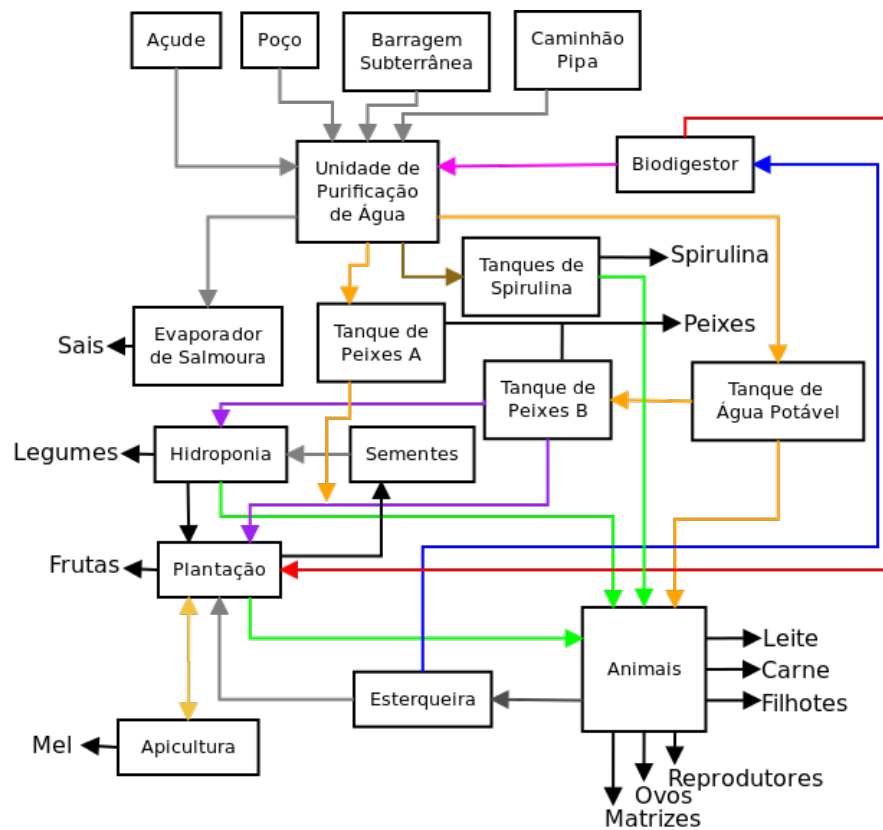


Figura 1.1.1: Sistema integrado de geração de renda

Uma reserva de água potável é necessária para fornecer água de boa qualidade a criação de pequenos animais (ovinos, caprinos, aves etc), o excedente renoverá a água do tanque de peixes B.

O esterco dos animais e a rede de esgoto doméstico abastecerá um biodigestor para a produção do gás metano para geração de energia, o efluente líquido rico em nutrientes é utilizado para realizar a fertirrigação da plantação.

Uma excelente fonte de proteína é a microalga *Spirulina platensis*, que neste projeto tem seu lugar de destaque.

Alguns dos produtos obtidos com a implantação do Sistema Integrado de Geração de Renda podem ser: microalga *Spirulina platensis*, peixes, leite, carne, filhotes de caprinos, ovinos e galináceos, reprodutores, ovos, matrizes, frutas, legumes, mel, sais, dentre outros.

A unidade de purificação de água é composta basicamente pelo dessalinizador solar que opera segundo os conceitos da umidificação e desumidificação. Utilizará energia solar tanto para aquecimento quanto para gerar energia elétrica para movimentar os motores elétricos. Tanto o dessalinizador da unidade quanto alguns periféricos ligados aos motores elétricos estão em fase de patenteamento, conforme apresentado no Apêndice I, o que demonstra a interdisciplinaridade e o caráter inovador do projeto.

O desenvolvimento do dessalinizador solar da unidade de purificação de água, utilizando o processo de umidificação e desumidificação é o objetivo principal desta tese, pois necessita de desenvolvimento científico a fim de se obter os parâmetros ideais para o seu funcionamento permitindo obter elevada produção de água potável, pequena quantidade de resíduo e que apresente baixa complexidade de manuseio e manutenção.

1.2 Objetivos Específicos

- Desenvolver um protótipo de um dessalinizador;
- Fazer levantamento de dados experimentais;
- Apresentar modelo matemático para prever a transferência de energia e massa no dessalinizador solar;
- Apresentar modelo matemático para prever o aquecimento de água com aquecimento solar;
- Simular o sistema proposto para verificar a influência da temperatura do ambiente, velocidade do vento, incidência solar, refletividade dos concentradores, absorvidade do revestimento seletivo, isolamento térmico.

1.3 Justificativa

O processo mais difundido na atualidade para dessalinização é a osmose reversa. Este processo apresenta algumas desvantagens tais como: alto custo das membranas, necessidade de manutenção especializada, geração de grande quantidade de efluente, apresenta grande dependência de energia elétrica. Os dessalinizadores solares atuais apresentam baixa produção, elevada fragilidade, baixa eficiência, etc.

Uma alternativa é o dessalinizador solar proposto que utiliza coletor concentrador de radiação solar, recuperação de parte do calor latente de vaporização, custo de produção reduzido, reduz as perdas de calor, aumentando a eficiência do sistema. Utiliza fonte de energia renovável e produz reduzido efluente salino.

CAPÍTULO 2

Revisão bibliográfica

2.1 Energias Alternativas

As energias renováveis são consideradas como "energias alternativas" ao modelo energético tradicional, tanto pela sua disponibilidade garantida como pelo seu menor impacto ambiental. Essas energias renováveis têm o seu uso impulsionado pelo caráter não renovável dos combustíveis fósseis aliados ao crescente custos de manutenção e implantação de novas matrizes energéticas (Kehl, 2004).

O interesse pela geração de energia a partir de fontes renováveis, principalmente as alternativas (energia solar, energia eólica e biomassa) vem experimentando uma nova fase de crescimento no Brasil. Até bem pouco tempo, o apelo ambiental era o único argumento utilizado para incentivar tais fontes, não sendo, no entanto, suficiente para atingir seu objetivo. Com a crise de energia elétrica e o plano de racionamento vividos em 2001, chamou-se a atenção para um outro fator importante: a necessidade de diversificar as fontes de geração de energia. Como resultados, vêm sendo criados mecanismos legais para regulamentar o uso destas fontes, tal como a lei que cria o Programa de Incentivo às Fontes Alternativas de Energia Elétrica, mais conhecido como PROINFA. Esse programa tem, entre outros, o objetivo de incentivar a geração de energia elétrica a partir da energia eólica, da biomassa e de pequenas centrais hidroelétricas (Oliveira, 2007).

No Brasil, a região potencial para a aplicação da tecnologia heliotérmica de concentração é aquela delimitada pelo semi-árido, onde se verificam as melhores condições de irradiação solar direta, decorrente da baixa intensidade de nuvens e dos baixos índices pluviométricos. Contudo, outros fatores são também importantes para a aplicação da tecnologia quando se considera a viabilidade de um sistema de geração solar de maior escala,

como aquele referente à disponibilidade de recursos hídricos – lavagem de espelhos – e, ainda, o fator relativo à proximidade com a rede elétrica no caso da interligação (Guimarães *et al*, 2005).

Kehl (2004), mostrou que para o ano de 1998, 26% de todo o consumo de energia elétrica do Brasil foi destinada ao aquecimento de água. Parte importante dessa parcela poderia ser suprida via energia solar térmica, o que reduziria sensivelmente a pressão sofrida pelo sistema de produção e distribuição de energia elétrica.

O território brasileiro, devido as suas proporções continentais e localização tropical, possui um dos maiores potenciais do mundo para a utilização de energia solar como forma alternativa de energia. A energia solar incidente no país totaliza aproximadamente $6,2 \times 10^{22}$ J/ano, que corresponde a mais de 25 vezes o consumo anual do país, $2,45 \times 10^{18}$ J (Kehl, 2004).

2.2 Radiação Solar

2.2.1 Comentários Gerais

Segundo Dornelles (2008), a região do espectro eletromagnético de comprimento de onda entre 0,38 e 3 μm é denominada de Espectro Solar e representa o conjunto de radiações geradas pelo Sol, abrangendo três regiões: ultravioleta, visível e infravermelho, conforme discriminado abaixo:

- Radiação Ultravioleta - comprimento de onda menor que 0,38 μm ;
- Radiação Visível – comprimento de onda entre 0,38 e 0,78 μm ;
- Radiação Infravermelha – comprimento de onda maior que 0,78 μm .

A faixa do ultravioleta ocupa 6,5 % da largura do espectro solar, a luz visível ocupa 48 % e o infravermelho 45,5 % da largura do espectro solar (Lima, 2003, Arruda, 2004,

Figueira, 2005, e Ríspoli, 2008). Entretanto, a faixa de comprimento de onda que concentra a maior energia é a região do visível, como mostrado na Figura 2.2.1.

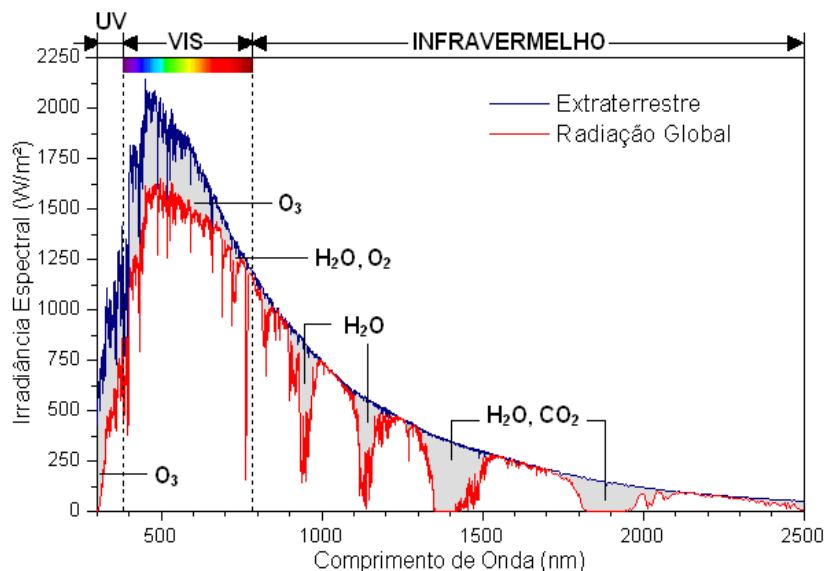


Figura 2.2.1: Distribuição espectral da energia solar ao nível do mar (radiação global) e acima da atmosfera terrestre (extraterrestre) - principais gases absorvedores. (Fonte: Dornelles, 2008)

Segundo Ríspoli (2008), Dornelles (2008) e Arruda (2004), a radiação solar incidente em um ponto da superfície terrestre é a soma das parcelas de radiação solar direta, difusa e a refletida pelo entorno conhecida como albedo. O conjunto destas formas de radiação compõem a radiação solar global.

A radiação direta é constituída pelo feixe que sai do disco solar e não sofre interação com a atmosfera. A radiação difusa é aquela oriunda da atmosfera, que além de emití-la para a superfície terrestre também o faz para o espaço sideral. A difusão ocorre devido às moléculas do ar, água, poeiras em suspensão, ozônio (O_3) e dióxido de carbono (CO_2). A componente refletida ou albedo, é constituída pela parcela de radiação que é refletida ao atingir o solo, como mostra a Figura 2.2.2.

Segundo Rosa *apud* Ríspoli (2008), insolação é o período de tempo durante o qual o feixe de radiação solar direta ilumina uma superfície e pode ser obtida experimentalmente registrando-se o número de horas do dia no qual a irradiância permaneceu acima de um valor definido, usualmente, 120 W/m^2 .

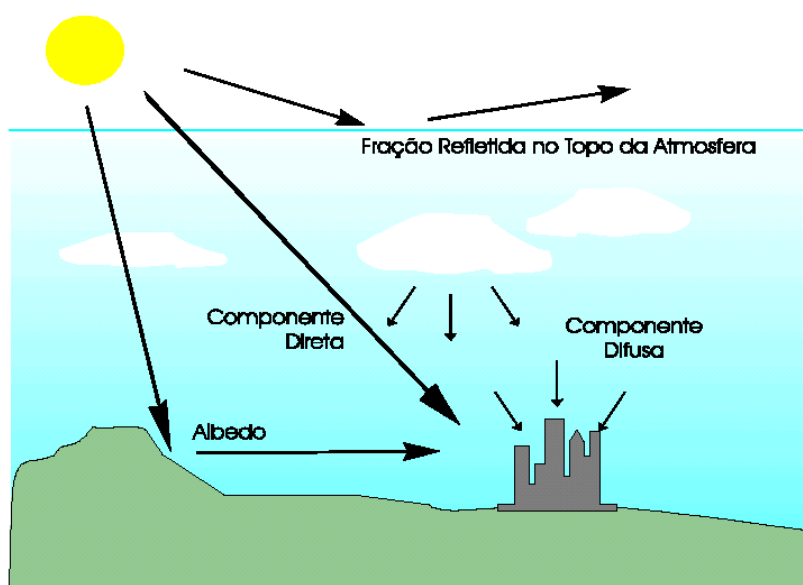
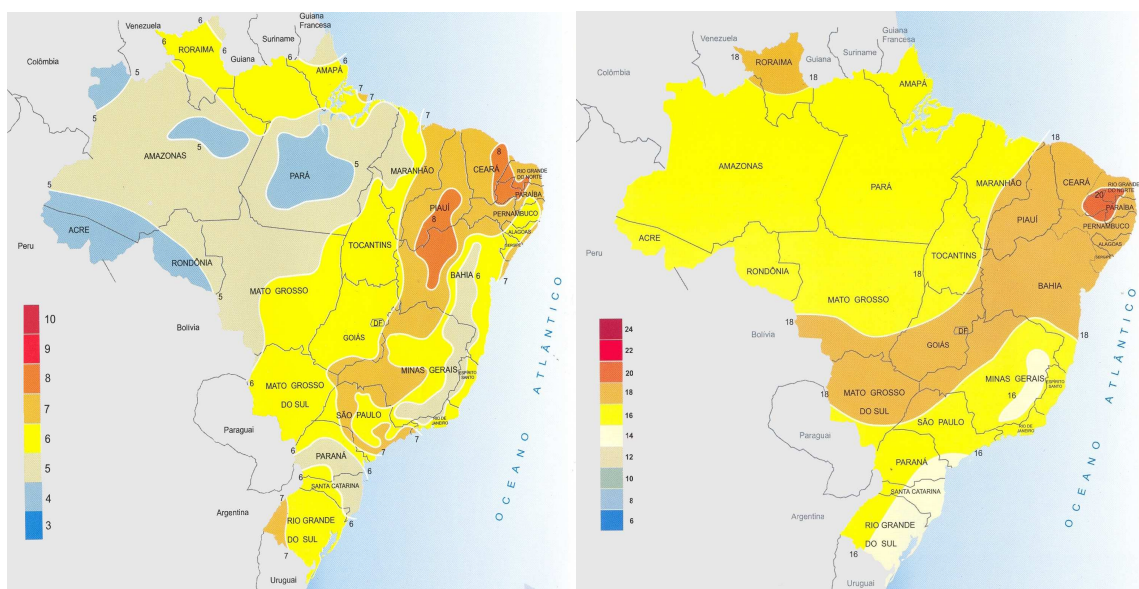


Figura 2.2.2: Componentes da radiação solar incidente. (Fonte: Ríspoli, 2008)

Na Figura 2.2.3 está representada a distribuição da radiação solar global diária média anual e insolação média anual do território brasileiro. Como pode ser visto, a região Nordeste apresenta as maiores médias de radiação solar global diária e de insolação diária, com destaque especial para o estado da Paraíba que apresenta as maiores médias dentre todos os estados brasileiros.

Nas Figuras 2.2.4 e 2.2.5 estão representadas as posições de solstícios e equinócios e eclíptica e declinação solar respectivamente. Segundo Ríspoli (2008), “eclíptica” é o plano definido pela rota da terra em torno do sol durante 365 dias do ano e declinação solar “ δ ”, é o ângulo que se forma entre a radiação solar que chega pelo plano da eclíptica ao planeta Terra

medido entre o plano do Equador, sua variação anual oscila entre $-23,45^\circ$ a $+23,45^\circ$, definindo as posições solstício de verão e inverno, e equinócios.



(a)

(b)

Figura 2.2.3: (a) - Radiação solar global diária, média anual ($MJ/m^2.dia$); (b) - Insolação diária média anual medido em horas. (Fonte: ASB, 2000)

Equinócio é o ponto da órbita da Terra em que se registra uma igual duração do dia e da noite, o que ocorre nos dias 21 de março e 23 de setembro. Solstício caracteriza o instante em que o Sol passa pela sua maior declinação boreal ou austral, e durante a qual cessa de afastar-se do equador. Os solstícios situam-se, respectivamente, nos dias 22 ou 23 de junho para a maior declinação boreal, e nos dias 22 ou 23 de dezembro para a maior declinação austral do Sol. No hemisfério sul, a primeira data se denomina solstício de inverno e a segunda solstício de verão e, como as estações são opostas nos dois hemisférios, essas denominações invertem-se no hemisfério norte.

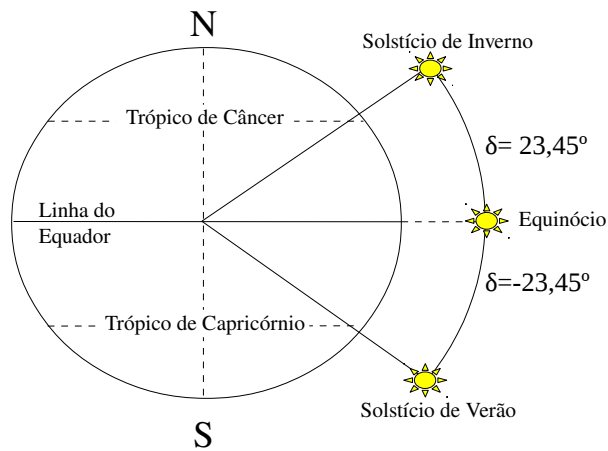


Figura 2.2.4: Declinação solar. (Fonte: Ríspoli, 2008)

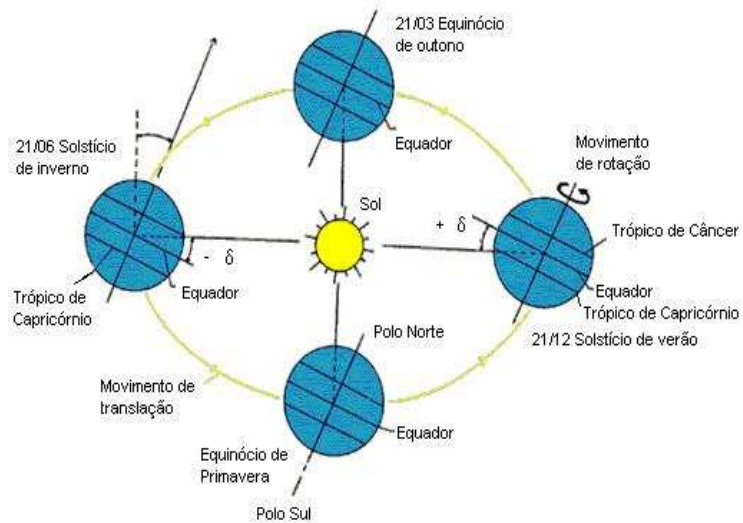


Figura 2.2.5: Eclíptica e declinação solar. Fonte: (Ríspoli, 2008)

A declinação solar depende da posição do planeta Terra na eclíptica e pode-se calculá-la usando o número de dias “ d_n ” do ano no calendário Juliano conforme mostra a Equação 2.1, variando de 1 (1º de janeiro) até 365 (31 de dezembro), considera-se constante a declinação ao

longo de um dia. Existem somente dois dias no ano em que a declinação solar é nula: são o equinócio de primavera (22 de setembro) e o equinócio de outono (21 de março). Nesses dois dias, o dia e a noite possuem a mesma duração conforme divulgado por Figueira (2005).

$$\delta[^\circ] = 23,45 \operatorname{sen}\left(\frac{360}{365,24}(d_n + 284)\right) \quad (2.1)$$

Segundo Lima (2003), Arruda (2004), Kehl (2004), Figueira (2005) e Rísoli (2008), a energia solar, por unidade de tempo, recebida em uma área unitária de superfície perpendicular à direção de propagação das ondas eletromagnéticas e medida à metade da distância entre o sol e a terra é chamada de constante solar. Essa energia é em média, de 1367 W/m². A quantidade de energia solar total disponível ao nível do solo depende da hora do dia, mais especificamente da declinação solar, das condições climáticas, da poluição do ar do local de coleta e da insolação.

Pereira *et al.* (2002) mostraram que é possível estimar o máximo de energia solar através de uma medida instantânea de intensidade radiométrica feita na passagem meridiana do sol, e que a metodologia utilizada mostrou-se eficiente para avaliar os parâmetros empíricos da regressão da Equação de Angström com rapidez e simplicidade, permitindo a determinação da densidade de fluxo de radiação solar global diária em Ponta Grossa, PR.

A utilização de satélites geostacionário permite à aplicação de modelos aproximados para o cálculo da transferência radiativa na atmosfera que conduzem a estimativas razoáveis da irradiação solar global incidente na superfície, da sua variabilidade temporal e espacial com erros médios da ordem de 10% e desvios sistemáticos da ordem de 6% na base diária (Martins *et al.*, 2004).

2.2.2 Uso Doméstico da Energia Solar

Os aquecedores solares vêm sendo usados no Brasil para melhorar o conforto e reduzir o consumo energético no setor residencial. Entretanto, pouco se tem feito para sua utilização

sustentável em projetos de habitação social.

Em seu trabalho, Pereira *et al.* (2005), apresentam os resultados conseguidos com a instalação de coletores solares planos para aquecimento de água de banho em 100 residências no conjunto habitacional Sapucaias, em Contagem, Minas Gerais. Após o primeiro ano de operação, os resultados apontaram para uma redução média de 30% no consumo de energia elétrica e de 40% nos gastos com energia pelos usuários. Tais resultados foram fundamentais para a Caixa Econômica Federal estender para o aquecimento solar todas as suas linhas atuais de financiamento para residências individuais e materiais de construção.

Kehl (2004), estudando as necessidades de aquecimento de água de uma república de estudantes da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, analisou o dimensionamento de um sistema de aquecimento solar de água através de software e apresentou uma proposta de uso da energia solar para o suprimento da demanda.

Segundo Marini e Rossi (2005), o uso de painéis fotovoltaicos só é economicamente viável em aplicações domésticas (geração de energia elétrica) se for usado em uma região completamente desprovida de rede de energia elétrica, tendo em vista os altos custos dos painéis.

Na década de 1980 houve um acordo entre o Centro de Tecnologia da Universidade Federal da Paraíba e o governo do Estado da Paraíba para a construção de um destilador solar no município de Olivedos/PB. O destilador tinha uma área de 504 m² e podia produzir em média 2.520 litros de água potável por dia. Após três anos de uso o destilador foi desativado, pois não fora apropriadamente mantido pela administração local. O Laboratório de Energia Solar da Universidade Federal da Paraíba, que tinha importantes projetos nessa área, não trabalha mais com esse assunto e os protótipos construídos foram desmontados. (Maluf, 2005).

Conforme relatado por Gratrix *et al.* (2007), a energia solar vem sendo pesquisada para uso em aquecimentos de piscinas reduzindo o uso de cloro químico diminuindo os efeitos maléficos à saúde.

2.2.3 Uso Industrial da Energia Solar

O uso da energia solar no meio industrial ainda é bastante incomum, sobretudo no Brasil. Nos Estados Unidos e na Alemanha pode-se encontrar empresas que comercializam sistemas de geração de energia elétrica a partir de aquecimento solar. Podendo-se destacar a FLAGSOL (www.flagsol.com).

Segundo Bhirud e Tandale (2006), mais de 24% de todo o calor utilizado na indústria é fornecido sob temperaturas baixas ou médias de até 180°C. Eles avaliaram o desempenho de um concentrador de raios solares de foco fixo para fornecimento de calor para a indústria. Para aquecer uma massa de 100 kg, que comporia uma batelada, a 135°C o sistema levou 27 minutos com uma taxa de fornecimento de calor de 2,5 kWh com uma eficiência total de 18%.

Munir e Hensel (2007) obtiveram sucesso no uso de coletores concentradores de energia solar para fornecimento de calor para a extração de óleo essencial de cumim. O sistema utilizado apresentou eficiência de 26,73% para uma radiação média incidente de 739 W/m².

O sistema de geração de energia elétrica, mostrado na Figura 2.2.6, na qual é ilustrada uma Torre Solar é considerada como uma das formas viáveis para abastecimento de energia elétrica para as cidades. Seu funcionamento é bem simples: vários espelhos planos dispostos em volta da torre, refletem a luz do sol para o coletor, um fluido de trabalho (normalmente sal fundido) circula levando calor para os tanques de armazenamento e destes para os geradores de vapor em circuito fechado, com esse vapor é gerado energia elétrica pelas vias convencionais. Os tanques são dimensionados de tal forma (volume) que o calor armazenado pode ser usado durante a noite para geração de vapor, sendo assim a torre pode operar por mais de 20 horas consecutivas.

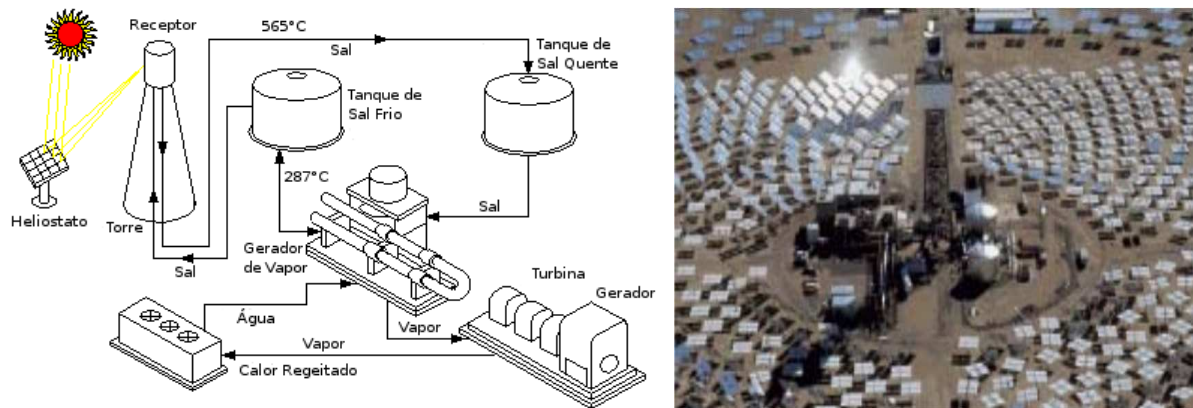


Figura 2.2.6: Torre solar. Fonte: (NREL, 2003)

2.2.4 O Semi-árido Nordestino

Jucá (2005) afirma que os resultados de uma seca dependem da capacidade de resistência e de convivência da população atingida: quanto mais carente e despreparada, maiores serão os reflexos da seca. Na tentativa de resolver o problema de abastecimento de água, têm-se utilizado tradicionalmente duas estratégias básicas no interior do Nordeste:

- construção de açudes, visando ao armazenamento da água superficial.
- perfuração de poços, visando ao aproveitamento da água subterrânea.

Os açudes, devido às extensas superfícies de água expostas ao sol, facilitam a evaporação de grandes quantidades de água. Cada porção de água que é evaporada deixa sobre o solo um determinado volume de sais. Esse processo já tem causado a impossibilidade do uso de alguns açudes, devido à existência de elevados teores de salinidade. Um outro fator limitante para a utilização de muitos açudes é sua contaminação por fezes humanas e de animais. Apesar desses problemas, esta água é consumida por uma grande parte da população rural do nordeste, sendo o uso dessa água contaminada uma das causas da alta mortalidade infantil na região. Para o transporte da água até as comunidades isoladas utilizam-se baldes ou carros-pipa, a substituição do transporte dos carros-pipa por soluções efetivas constitui,

portanto, tarefa que deve ter grande prioridade.

Conforme publicado por Qiblawey e Banat (2008), e de acordo com a Organização Mundial da Saúde, mais de um bilhão de pessoas não tem acesso a água tratada, sendo que a maioria dessas pessoas estão na zona rural, que devido a baixa densidade demográfica e ao fato das comunidades estarem localizadas em áreas remotas, dificulta bastante a instalação de estações tradicionais de purificação de água.

Um importante trabalho de desinfecção de águas é o SODIS (Solar water disinfection, <http://www.sodis.ch/>), estudado por Botto (2006). Essa metodologia é aplicada em mais de 20 países e destaca-se pelo baixo custo, simplicidade, trabalhos voltados para comunidades carentes. Para as concentrações médias de coliformes, estima-se que o SODIS inative 100% dos microrganismos presentes na água.

Por meio da perfuração de poços em locais adequados, é possível obter grandes volumes de água do subsolo livre de contaminação. De acordo com estudos realizados pela Associação Brasileira de Águas Subterrâneas (ABAS), pelo menos 19,5 bilhões de metros cúbicos de água poderiam ser extraídos por ano do subsolo nordestino sem o risco de esgotamento dos mananciais. No entanto, os poços localizados no interior do Nordeste apresentam, com frequência, elevado teor de sal.

As variações climáticas sofridas pela região nordeste ao longo de cada ano somada ao fato do solo ser 90% formado por rochas cristalinas (fendas/fraturas) e apenas 10% formado por rochas sedimentares afetam a distribuição dos recursos hídricos, uma vez que esses tipos de solos oferecem diferentes índices de porosidade e permeabilidade como é o caso das rochas cristalinas, que normalmente apresentam uma baixa permeabilidade e condicionam uma circulação lenta dos fluidos e, conseqüentemente, maior tempo de permanência das águas percoladas nos aquíferos. Esse fato, contribui para a salinização dos mananciais hídricos ao longo do tempo.

De acordo com Monteiro e Pinheiro (2004), existe uma forte correlação entre os índices socioeconômicos e o teor de sal encontrados nos poços dos municípios cearenses,

legitimando a adoção desses índices como critério para a alocação de equipamentos de dessalinização ou opções tecnológicas voltadas para o suprimento de água potável. Foi verificado que os municípios com baixos índices socioeconômicos apresentaram elevados índices de salinização das águas, entretanto o inverso não é necessariamente verdadeiro.

As águas subterrâneas das áreas do “polígono das secas”, devido ao seu alto grau de salinidade, tornam-se impróprias para o consumo humano e animal, irrigação, se agravando no período de longa estiagem.

Segundo Carvalho *et al.* (2004), no Brasil, a seca é característica da região semi-árida nordestina. Não se trata necessariamente de baixa precipitação de chuva, mas sim de uma irregular distribuição temporal e espacial. Essa irregularidade das chuvas somadas aos altos índices de insolação e de radiação solar global torna o semi-árido nordestino um lugar de condições bastante severas.

Em seu trabalho Caruso e Naviglio (1999) destacam a dessalinização como uma excelente solução alternativa para o fornecimento de água potável para o consumo humano e até mesmo para a realização de irrigação, como forma de garantir a saúde e renda para a população permitindo o desenvolvimento das regiões áridas.

2.2.5 Dessalinização

Conforme publicado em Oliveira (2007), e ilustrado na Figura 2.2.7, a superfície terrestre é coberta por 75% de água, sendo que 97% encontram-se nos oceanos e mares, 2% nas calotas e geleiras, 0,3% na atmosfera na forma de vapor de água, 0,1% em rios e lagos e 0,6% de águas subterrâneas.

Apesar do Brasil possuir 11% das reservas de água doce do planeta, estas reservas apresentam uma distribuição irregular: 80% concentram-se na Amazônia, onde vivem apenas 5 % dos habitantes do país e os 20% restantes abastecem 95% dos brasileiros. Sua ausência é sinônimo de pobreza e desequilíbrio sócio-econômico.

Conforme publicado no Projeto Cadastro de Fontes de Abastecimento por Água Subterrânea da Paraíba – Diagnóstico do Município de Amparo (2005), portaria nº 1.469/FUNASA, que estabelece os padrões de potabilidade da água para consumo humano, o valor máximo permitido para os sólidos totais dissolvidos (STD) é 1000 mg/L. Teores elevados deste parâmetro indicam que a água tem sabor desagradável, podendo causar problemas digestivos, principalmente nas crianças, além de danificar as redes de distribuição.



Figura 2.2.7: Distribuição da água do planeta. (Fonte: Oliveira, 2007)

Segundo El-Dessouky e Ettouney (2002), Caruso e Naviglio (1999) e Abdelkader (2006), a dessalinização é o processo de tratamento de água que converte água salgada (ou salobra) em água fresca pela remoção dos sais minerais dissolvidos. Nos dessalinizadores atuais, os sais são concentrados e eliminados em uma corrente de alta concentração salina (salmoura).

Os processos de dessalinização são baseados em métodos de separação por membrana e térmicos. A separação térmica inclui duas categorias principais: evaporação da água seguida de condensação do vapor para formação de água fresca; o segundo método envolve o congelamento para formação de cristais de sais.

Como mostrado na Figura 2.2.8, os processos evaporativos incluem: dessalinização

flash multi estágio (MSF), evaporação múltiplo efeito (MEE), evaporação de simples efeito (SEE), umidificação e desumidificação (HDH), evaporação em tanque raso (destilação solar), compressão mecânica de vapor (MVC), compressão térmica de vapor (TVC), absorção de vapor por compressão (ABVC), adsorção de vapor por compressão (ADVC), compressão química de vapor (CVC). A compressão de vapor pode ser múltiplos ou simples efeitos para melhorar a eficiência do sistema.

O HDH e o tanque raso (destilação solar), apresentam as seguintes diferenças em relação aos outros processos evaporativos:

- A água é evaporada em temperaturas menores que a temperatura de ponto de bolha.
- A força motriz é a diferença de pressão de vapor entre a água e ar.

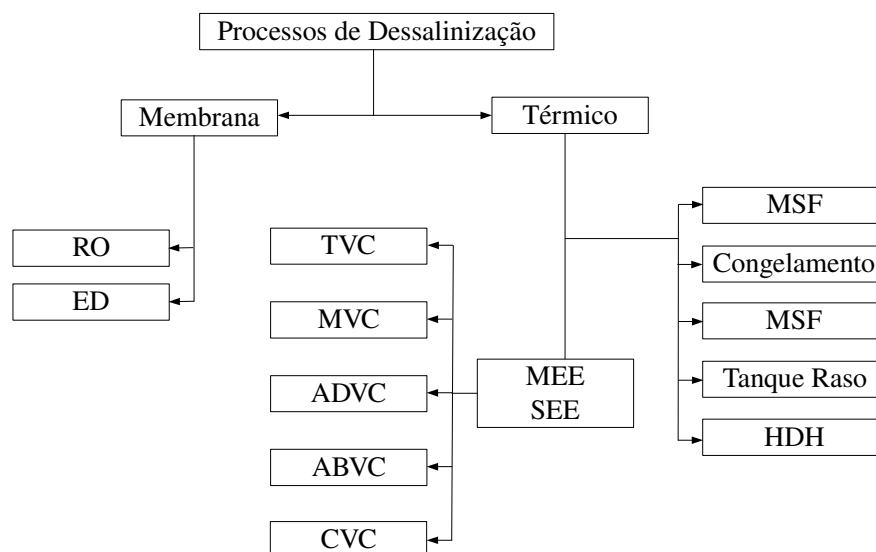


Figura 2.2.8: Processos de dessalinização térmica e por membrana

onde

RO: Osmose reversa.

ED: Eletrodialise.

MEE: Evaporação de múltiplo efeito.

SEE: Evaporação de simples efeito.

MSF: Flash múltiplo estágio.

TVC: Compressão térmica de vapor.

MVC: Compressão mecânica de vapor.

ADVC: Adsorção de vapor por compressão.

ABVC: Absorção de vapor por compressão.

CVC: Compressão química de vapor.

HDH: Umidificação e Desumidificação.

2.2.5.1 Processos de Separação por Membranas

As tecnologias de separação por membranas se beneficiaram do desenvolvimento de novos tipos de membranas mais seletivas e mais permeáveis e tornaram-se mais competitivas. Em muitas áreas de atividade, estas tecnologias têm custos de capital e de funcionamento inferiores aos dos processos de separação clássicos.

Os principais processos de membranas são:

- Osmose inversa (OI);
- Eletrodialise (ED);

As principais desvantagens da osmose reversa são:

- Grande geração de efluentes salino. As unidades atualmente instaladas na região do semi-árido apresentam rendimento de 50% e utilizam esse efluente para criação de peixes, entretanto no início de sua utilização o efluente era disposto no solo tornando-o impróprio para as práticas agrícolas;
- Grande dependência de energia elétrica;
- Elevado custo das membranas;
- Necessidade de manutenção especializada. Como consequência disto a maioria dos

sistemas de dessalinização via osmose reversa foi abandonado.

Em 1998 foram instalados mais de 600 sistemas de dessalinização via osmose inversa a um custo de R\$ 0,40/m³ em diferentes estados. Alguns desses sistemas não funcionam por falta de manutenção, apesar das ações como o Programa “Água Doce” que tinha o objetivo de recuperar os dessalinizadores que estavam parados e/ou quebrados, apesar do tempo de vida útil projetado para os sistema de osmose inversa ser de aproximadamente 20 anos (Oliveira, 2007).

Manolakos *et al.* (2008) compararam dois sistemas de dessalinização que tinham na osmose reversa o meio de extração do sal da água. O primeiro sistema testado utilizou painéis fotovoltaicos para suprir alimentação elétrica para uma bomba que impulsionava a água salgada para as membranas. O segundo sistema utilizava coletores planos para evaporar o fluido refrigerante (HFC-134a) para fornecimento de energia mecânica (ciclo Rankine) para a bomba, fazendo assim a água salgada passar através das membranas. Apesar do custo bastante elevado, 62% a mais, a utilização do ciclo Rankine mostrou-se muito mais produtivo em relação ao fotovoltaico, 650 m³/ano contra 300 m³/ano, respectivamente.

2.2.5.2 Processos Térmicos de Separação

Estes processos utilizam o princípio da destilação para a purificação de águas. Isto é, quando uma solução salina é aquecida, durante a mudança de fase da água, os sais dissolvidos, por serem relativamente não-voláteis, permanecem na solução à medida que a água evapora. Na sequência do processo o vapor é condensado em uma superfície fria, gerando água “doce”.

No século IV a. C. Aristóteles descreveu um método para evaporar água imprópria ao consumo e, então, condensá-la para poder ser consumida. O primeiro destilador solar moderno foi construído em Las Salinas (Chile) em 1872, por Charles Wilson. Ele consistia de 64 tanques de água (num total de 4,459 m²) feitos de madeira pintada de preto com coberturas inclinadas de vidro. Essa instalação foi usada para suprir 20 mil litros de água potável por dia

para os animais que trabalhavam nas minas (Maluf, 2005, Reali e Modica, 2008).

As plantas de dessalinização térmica que utilizam coleta de energia solar indireta podem ser classificadas na seguintes categorias: umidificação e desumidificação, flash multi-estágios (MSF), destilação multi-efeito (MED), compressão de vapor (CV), separação por congelamento (SC) e destilação por membrana.

Na Tabela 2.1 está ilustrada uma comparação entre os processos de dessalinização de água do mar por osmose inversa e destilação, em termos de quantidade de energia necessária.

Tabela 2.1: *Demanda energética de diferentes métodos de dessalinização da água do mar*

Processos	Energia total consumida (kWh/m³ produzido)	Temperatura máxima de operação (°C)
Destilação flash com múltiplos (MSF) estágios	9,52	95
Destilação com Múltiplos Efeitos (MED)	6,87	75
Destilação por Compressão de Vapor (VC)	9,25	100
Osmose Inversa (OI)	4,76	45

Segundo Oliveira (2007), a dessalinização no sertão nordestino teve início em 1992 como alternativa para abastecer a população através da dessalinização de água salobra via osmose reversa em conjunto com energia solar.

Uma visão geral das tecnologias de dessalinização solar térmica é apresentada por Qiblawey e Banat (2008), focando as tecnologias apropriadas para uso em vilarejos remotos.

Os processos de dessalinização solar podem ser divididos em dois tipos principais: sistemas de coleta solar direta e indireta. Os métodos diretos usam energia solar para produzir destilado diretamente no coletor solar, enquanto os sistemas indiretos são divididos em dois

subsistemas (o coletor solar e a dessalinização).

Alguns autores como Scrivani e Bardi (2008), propuseram a extração da água do ar de regiões costeiras pelo resfriamento direto da umidade presente no ar abaixo do ponto de bolha. A energia necessária para extração viria de um sistema de concentração solar.

2.2.5.2.1 Destilação Solar

Segundo Qiblawey e Banat (2008), a destilação solar é o método de dessalinização direta que é mais usado em pequenos sistemas, onde a demanda de água potável é menor que 200 m³/dia. Esse tipo de destilador, exemplificado na Figura 2.2.9, utiliza uma tecnologia muito simples que imita um processo natural: a radiação solar aquece a água contida num recipiente raso de concreto revestido por uma cobertura negra. A água se transforma em vapor, o vapor condensa na cobertura de vidro (que tem uma temperatura mais baixa) e a lâmina de água destilada é então coletada em um duto metálico meia-cana localizado na parte lateral do destilador. A energia solar é aprisionada dentro da câmara, pois o vidro comum é transparente para a radiação solar mas opaco para a radiação térmica (infravermelho) emitida pela água gerando um efeito estufa. Quando a água evapora, as impurezas são deixadas para trás na água salobra, ficando assim a água condensada livre de sais e de micro-organismos.

O destilador solar realiza o mesmo trabalho que a fervura, produzindo uma água até mesmo mais pura, pois quando as bolhas da fervura estouram, elas podem contaminar a água destilada com pequenas porções de água contaminada sendo lançadas no vapor. A cobertura de vidro fica em uma posição inclinada (o valor ideal está entre 10° e 15°) de modo a evitar que as gotas d'água caiam de volta para o reservatório de água salobra. O melhor material para a cobertura é o vidro temperado ou comum, pois os plásticos não são tão hidrófilos fazendo as gotas d'água não aderirem bem e caírem de volta ao reservatório. O destilador deve ter um grande comprimento no sentido leste-oeste, com o objetivo de maximizar o ganho solar. A largura do destilador deve ficar entre 90 cm e 2 m. A profundidade da água deve estar entre 1,5 e 20 cm, com o melhor valor estando entre 1,5 e 2,5 cm. Esse tipo de destilador apresenta eficiência máxima de 60% (Maluf, 2005).

Shanmugan *et al.* (2008) utilizando um espelho extra de acrílico, conseguiram aumentar a eficiência do sistema de 20% para 26% aproximadamente, com uma produção de 4,2 L/m²dia.

Reali e Modica (2008) propuseram mudanças nos materiais utilizados na construção do destilador, bem como a adição de um condensador para recuperação dos vapores de água produzidos.

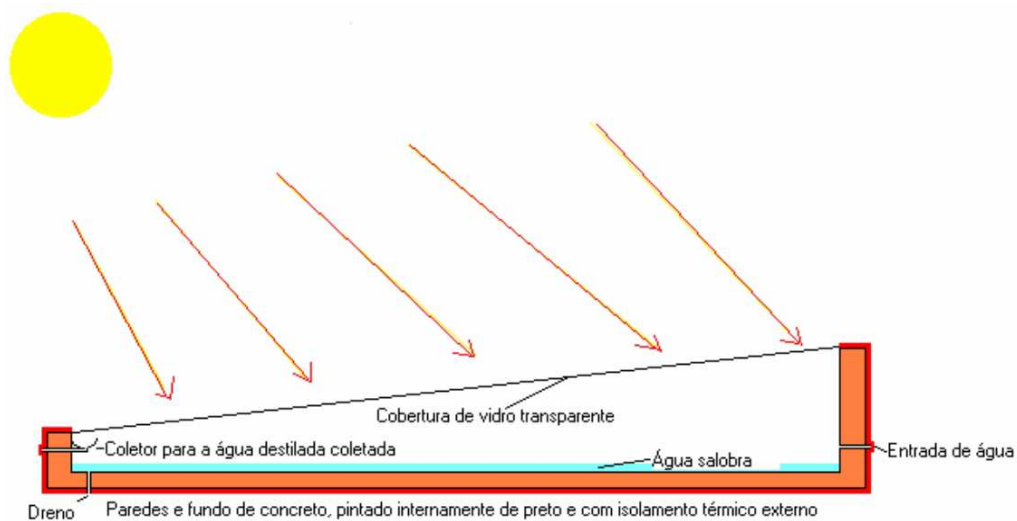


Figura 2.2.9: Destilador solar tipo tanque raso. (Fonte: Maluf, 2005)

Adhikari e Kumar (1999) afirmaram que os dispositivos simples de destilação solar apresentam baixa produtividade. Entretanto em seu trabalho Müller *et al.* (2004), utilizando uma unidade destiladora de água do mar com sete estágios com recuperação de calor e aquecida por um coletor solar plano, obtiveram uma produção de 8,0 kg/hm²dia de água destilada. Adhikari e Kumar (1999) observaram que, para o sistema de destilação solar com múltiplos estágios que usava coletor plano para fornecimento de calor, os custos aumentavam com o aumento do número de estágios, apesar do aumento da quantidade de água destilada.

Otimizando o sistema, eles observaram que, para várias situações propostas o número ótimo de estágios foi três com uma produção que oscilava entre 10 e 25 kg/m²/dia para uma condição de insolação entre 5,4 e 6,4 kWh. Este método pode ser melhorado se utilizado em múltiplos efeitos. Padilha *et al.* (2008) analisaram a eficiência de um sistema de destilação híbrido solar/gás de múltiplos efeitos (projeto AQUASOL). O protótipo utilizado dispunha de uma bomba de calor de absorção (LiBr.H₂O) de duplo efeito. Este sistema apresentou eficiência de 48% e produção de 2,8 m³/h utilizando uma área de coleta solar de 500 m² e funcionamento noturno, a base de gás.

Estudo semelhante foi realizado por Dimri *et al.* (2008), onde foram avaliados os efeitos do material da cobertura transparente do destilador, da velocidade de vento etc, sendo o calor necessário a dessalinização fornecido por um coletor solar plano com circulação forçada. Os resultados experimentais mostram que a adição do coletor plano possibilita obter uma produção superior a dos sistemas comuns de dessalinização como o descrito na Figura 2.2.9

Pina (2004) avaliou a possibilidade de implantação de um modelo dotado de uma tecnologia simples e que utilizava a radiação solar como fonte de energia para o processo. Ele realizou o dimensionamento de uma instalação dessalinizadora solar de água do mar, para o abastecimento de uma família típica no arquipélago de Cabo Verde.

Murugavel *et al.* (2008a) estudaram a destilação de água salina em um tanque raso de cobertura com uma única inclinação e concluiu que alguns fatores são de suma importância para esse tipo de destilação tais como: inclinação e transparência da cobertura, intensidade de radiação e que para regiões de grande incidência solar o tanque raso é preferido para produção noturna, a adição de um condensador aumentaria a produtividade do sistema.

Murugavel *et al.* (2008b) estudaram a destilação em um tanque raso de cobertura com dupla inclinação em condições de laboratório para vários substratos. Observaram que utilizando um tecido negro de algodão como substrato a produtividade do sistema era maior. Para todos os materiais testados a produtividade aumentou com a diminuição da diferença de

temperatura entre a água e a cobertura de vidro.

Abdallah e Badran (2008) utilizaram um sistema de rastreamento solar para o sistema de destilador do tipo tanque raso de uma cobertura simples. Eles compararam os resultados com o sistema sem o rastreamento solar. Os resultados mostraram um aumento de 40% na intensidade solar disponível na superfície da cobertura no período da manhã e 22% no período da tarde, aumento das temperaturas da água e da cobertura transparente do sistema e o aumento da taxa de evaporação de 22%.

2.2.5.2.2 Piscina Solar de Gradiente Salino

Este sistema é formado por uma piscina rasa com gradiente vertical de água salgada e temperatura. A água de maior concentração salina é mais densa e se desloca para o fundo do reservatório. A água com menor concentração de sais e com temperatura entre 70 a 85°C, sobe para a superfície onde ocorre a evaporação, conforme pode ser observada na Figura 2.2.10.

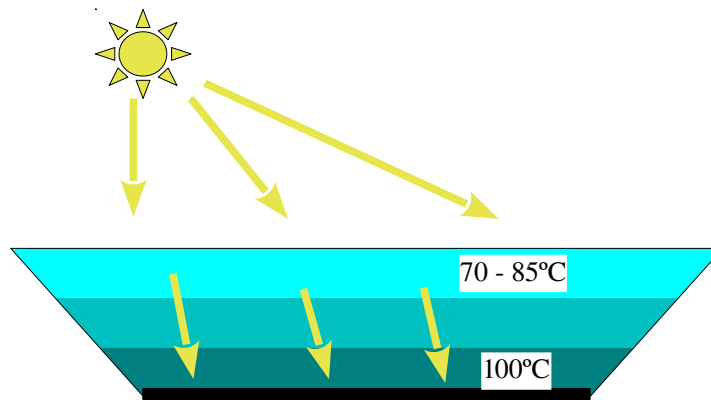


Figura 2.2.10: Piscina solar de gradiente salino.

A camada do fundo da piscina é conhecida como zona de armazenamento. Ela alcança temperatura da ordem de 100°C conforme Fraidenraich e Lyra (1995). Essa salmoura quente pode ser usada tanto de dia quanto no período da noite como fonte de calor. A camada do

meio do gradiente atua como isolante entre a superfície e o fundo, evitando a convecção e as perdas de calor para a superfície. Devido ao armazenamento de calor, as piscinas solares podem ser usadas para geração de energia elétrica. A eficiência deste tipo de dessalinizador é da ordem de 10 a 15%.

Garman e Muntasser (2008) estudaram as piscinas solares de dessalinização de El Paso via simulação numérica, analisaram os dados experimentais e obtiveram parâmetros ótimos para sua operação em destilação de múltiplo efeito.

Caruso e Naviglio (1999) destacam que as piscinas solares são um método economicamente viável para coletar e armazenar energia para fornecimento de calor a diversos sistemas de dessalinização baseados no princípio térmico.

A Figura 2.2.11 publicada por Fraidenraich e Lyra (1995), destaca a utilização das piscinas solares como fonte de calor para geração de energia elétrica. A camada salina de armazenamento de calor (camada inferior) é bombeada para um gerador de vapor, sendo enviada novamente para a piscina a fim de ser reaquecida.

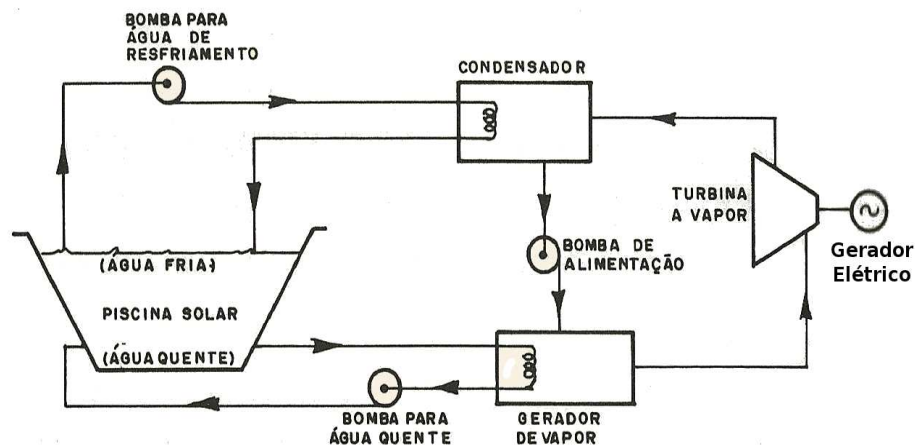


Figura 2.2.11: Planta de geração de energia elétrica. (Fonte: Fraidenraich e Lyra, 1995)

2.2.5.2.3 Coletor Solar de Placa Plana

Os coletores solares de placa plana são usados para aquecer um fluido de transferência

de calor que circula através dos tubos absorvedores de calor que podem ser feitos de metal ou plástico. O tubos do absorvedor são montados sobre uma placa plana formando aletas e possuem uma cobertura transparente que os protege e reduz as perdas de calor, conforme mostra a Figura 2.2.12. São usados revestimentos seletivos na superfície absorvedora de modo a aumentar a absorção e reduzir as emissões de calor.

Ghini *et al.* (1992) utilizaram coletores planos para desinfecção de substratos para o controle dos patógenos *Sclerotium rolfsii*, *Rhizoctonia solani*, *Verticillium sp.*, *Meloidogyne arenaria* e *Cyperus rotundas* (tiririca) verificaram que o tempo necessário para a desativação total dos patógenos foi de no máximo duas semanas.

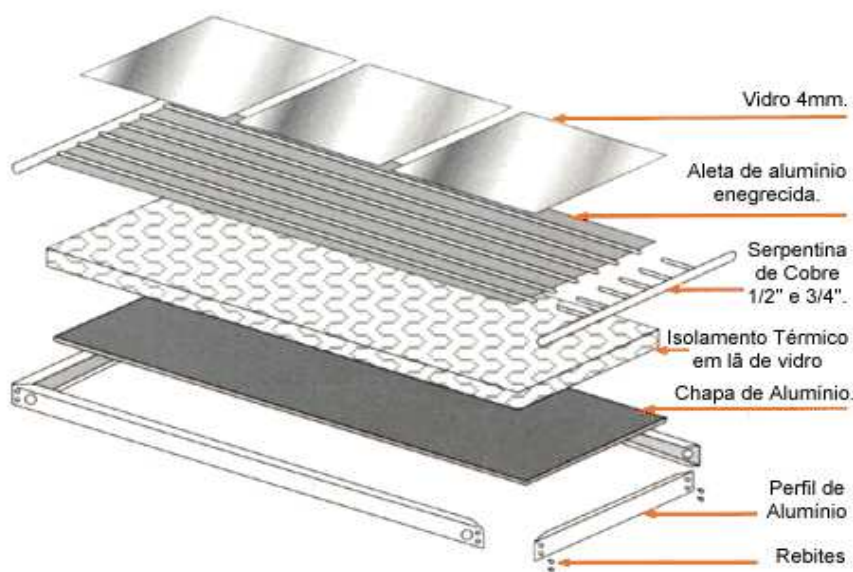


Figura 2.2.12: Componentes de um coletor solar de placa plana. (Fonte: Kehl, 2008)

A Figura 2.2.13 ilustra uma utilização do coletor solar de placa plana para o aquecimento e armazenamento de água quente. Segundo Lourenço Jr. *apud* Kehl (2008), estes coletores podem aquecer a água a temperaturas de até 100°C, e funcionam muito bem para temperaturas em torno de 60°C.

O vidro comum se adapta muito bem ao uso nestes coletores devido as suas características seletivas de acordo com o comprimento de onda eletromagnética que incide sobre ele.

Abreu e Colle (2004) propuseram um novo modelo de coletor solar plano, onde foram analisados vários fatores tais como: comprimento do coletor, inclinação, temperatura de resfriamento, onde foram determinados diferentes fluxos de calor. Os resultados encontrados mostram que a metodologia adotada é adequada para a construção do protótipo.

O trabalho desenvolvido por Tanaka *et al.* (2003) destaca-se pela recuperação de águas contaminadas com fitopatógenos (*Brotrytis cinerea*, *Colletotrichum ssp.*, *Fusarium spp.*, *Pythium spp.*, *Verticillium dahliae* e *Rhizoctonia solani*) de importância comercial na agricultura com uso de energia solar, que não resistiram a temperaturas acima de 55°C. A técnica mostrou-se promissora como uma opção na desinfecção da água para uso em irrigação de viveiros, casas de vegetação e diversas finalidades em pequenas ou médias propriedades agrícolas utilizando coletores planos.

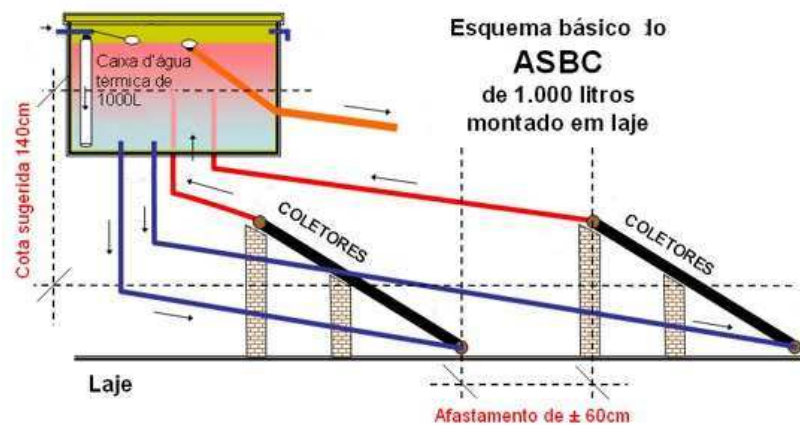


Figura 2.2.13: Exemplo de utilização de coletores solares planos. (Fonte: Adaptado de Sociedade do Sol, 2008)

2.2.5.2.4 Coletor de Tubo sob Vácuo

Este tipo de coletor é formado basicamente por dois tubos concêntricos, o tubo externo é feito de vidro, o tubo interno pode ser feito de vidro ou metal com tratamento superficial para reduzir as emissões de radiação na faixa do infravermelho, conforme ilustra a Figura 2.2.14. No espaço entre os tubos é formado vácuo para reduzir as perdas por convecção. Com esse tipo de equipamento é possível obter temperaturas de até 200°C e maior eficiência. Devido a alta temperatura, são particularmente utilizados como fonte de energia para destilação.

Hou e Zhang (2008) estudaram o emprego do coletor de tubo de vácuo (Figura 2.2.14) em um sistema híbrido para uma unidade de dessalinização solar de múltiplo efeito, que usa o princípio da umidificação e desumidificação com recirculação. A pesquisa mostrou que a utilização do coletor sob vácuo fornece mais energia ao sistema, sendo assim possível obter maiores temperaturas; este aparato melhora a produtividade do sistema de 2 a 3 vezes pelo reuso do efluente salgado do processo de umidificação e desumidificação.



Figura 2.2.14: Tubo sob vácuo. (Fonte: Energia Solar Térmica, 2004)

2.2.5.2.5 Coletor de Calha Parabólica

São coletores de foco linear em que uma superfície refletiva concentra os raios solares no tubo receptor colocado ao longo do foco linear, aquecendo o fluido que passa em seu interior, como pode ser observado na Figura 2.2.15.

Os coletores do tipo calha parabólica requerem dispositivo de rastreamento solar em um eixo para manter a luz refletida no foco sobre o tubo coletor. Devido as altas temperaturas obtidas, este tipo de coletor pode ser usado tanto para destilação quanto para produção de energia elétrica.

Conforme publicado por Fraidenraich e Lyra (1995), a máxima concentração que pode ser obtida é dada pela Equação 2.3.

$$C_{ideal} = \frac{1}{\text{sen}\theta_a} \quad (2.2)$$

onde θ_a é o ângulo de aceitação, que corresponde ao limite superior do ângulo de incidência dos raios que, ao incidir na abertura, atingirão o absorvedor conforme mostra a Figura 2.2.16.

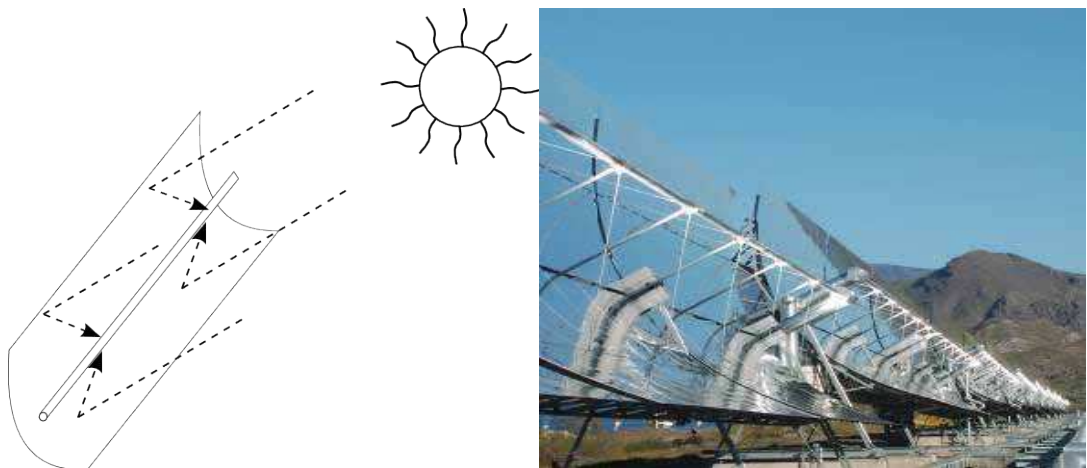


Figura 2.2.15: Coletor solar de calha parabólica. (Fonte: Adaptado de Energia Solar Térmica, 2004)

A concentração real é dada pelo ângulo de abertura da parábola ou ângulo de borda φ e o ângulo de incidência dos raios do sol θ_a , conforme visto na Figura 2.2.16, é dado pela Equação 2.3

$$C_{cil} = \frac{\text{sen } \varphi}{\pi \text{sen } \theta_a} \quad (2.3)$$

Esse tipo de coletor apresenta tipicamente taxa de concentração entre 10 e 100 e temperatura de operação entre 100 e 400°C.

Rodríguez *et al.* (1999) analisaram os custos de geração de vapor com uso de coletores concentradores do tipo calha parabólica para utilização em plantas de destilação de múltiplo efeito na Plataforma Solar de Almería na Espanha. Os resultados mostraram que o uso destes concentradores de energia solar apresentam custos bastante competitivos em relação ao uso de combustíveis fósseis.

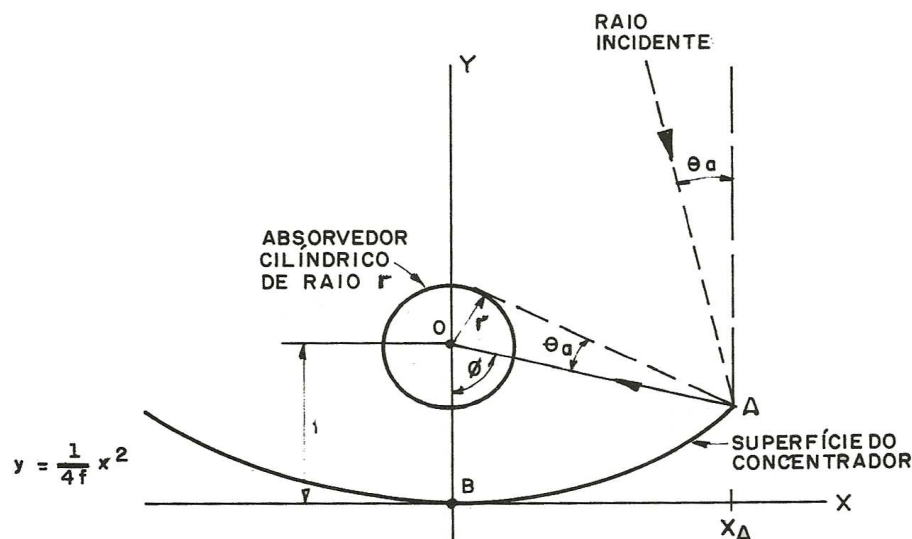


Figura 2.2.16: Coletor cilíndrico parabólico. (Fonte: Fraidenraich e Lyra, 1995).

Bardi (2008) aponta para uso do coletor concentrador do tipo calha parabólica para

fornecer energia a sistemas de aquecimento e refrigeração (absorção/dessorção) e para produção de água potável pelos métodos de destilação e por condensação da água presente no ar atmosférico.

Segundo Rodríguez e Camacho (1999), o uso de coletores solares de tipo calha parabólica na destilação flash de múltiplos estágios é economicamente viável quando comparado com o fornecimento de energia através de combustíveis fósseis.

Hrayshat e Al-Rawajfeh (2008), realizaram simulações numéricas de um sistema de dessalinização de múltiplo efeito nas condições de radiação solar e salinidade da Jordânia. Foram consideradas correntes de alimentação com concentrações de sólidos totais dissolvidos (STD) de 3.000, 5.000, 7.000 e 10.000 mg/L. Os melhores resultados foram obtidos com a concentração de STD de 7.000 mg/L.

2.2.5.3 Incrustação e Corrosão

Conforme publicado por Nafey *et al.* (2008), o uso do surfactante lauril sulfato de sódio promove o aumento da transferência de calor na destilação solar e por consequência o aumento na produtividade. Para as concentrações de surfactantes de 50, 100, 200, 300 ppm o aumento da produtividade foi de 0,7%, 2,5%, 4,7% e 7% respectivamente. Entretanto para concentrações superiores a 400 ppm houve redução da produtividade em 6%.

Caruso e Naviglio (1999), constataram a necessidade e os benefícios da utilização de dispositivos de proteção catódica a fim de proteger contra a corrosão os equipamentos utilizados na unidade de dessalinização. Eles recomendaram o uso de anodos de alumínio por apresentarem uma vida útil de aproximadamente um ano. Todavia ressaltam, que se o consumo do anodo de alumínio se tornar intenso ou gerar poluição, uma nova tecnologia de proteção deverá ser utilizada.

2.2.5.4 Superfície Seletiva

Os coletores solares servem para converter a maior quantidade de radiação solar

disponível em calor e transferir este calor com o mínimo de perdas para o resto do sistema. Alguns materiais apresentam comportamento dito seletivo, pelo fato de absorverem ou refletirem com maior intensidade em intervalos de frequência. Estes materiais são extremamente úteis para objetivos específicos como, por exemplo, melhorar a eficiência de um coletor solar, elevando a absorptância para a radiação solar e reduzindo as perdas que ocorreriam por radiação de ondas longas emitidas pelo próprio coletor (Dornelles, 2008).

Uma importante aplicação do conceito de seletividade destacado por Dornelles (2008), é a pesquisa de pigmentos frios para coberturas com objetivo de minimizar a carga térmica de edificações o que proporciona economia com energia elétrica. Ele conseguiu elevar a refletância solar em torno de 0,3 com maior ganho para as cores mais escuras. Ex: tela de concreto que refletância de 0,04 passou para 0,41.

Konopacki e Akbari *apud* Dornelles (2008), estimam uma economia de 11 a 18% de energia diária com a utilização de cobertura refletivas. Outros pesquisadores observaram economias que variaram de 17 a 63%.

Segundo Dornelles (2008), nos revestimento seletivos a absorptância solar de uma superfície é influenciada principalmente pela absorptividade. O material seletivo é aquele que constitui a camada mais próxima da superfície de corpo absorvendo energia radiante principalmente em determinada frequência, denominada frequência de ressonância. As frequências mais altas do espectro solar, nas regiões do ultravioleta e do visível, são absorvidas em função da densidade das ligações atômicas da substância, enquanto as mais baixas, no infravermelho, envolvem escala molecular.

Conforme pode ser observado na Figura 2.2.17 a rugosidade causa inter-reflexões da radiação solar, em virtude das micro-irregularidades da superfície que apresentam diferentes alturas de picos e vales a diferentes distâncias em sua superfície. O ponto “A” recebe um feixe de raios, parte dessa energia é absorvida e parte é refletida. O ponto “B” recebe a energia refletida pelo ponto “A” e absorve a mesma proporção do ponto “A” além da radiação recebida diretamente do sol. Essas inter-reflexões causam o aumento da quantidade de energia

absorvida. Algumas geometrias poderão provocar sucessivas inter-reflexões, mas apenas a primeira afeta a absortância em níveis significativos, conforme estudo de Dornelles (2008).

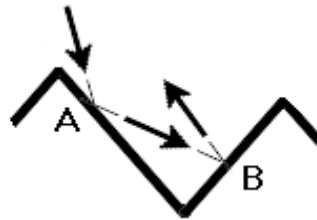


Figura 2.2.17: Inter reflexões e rugosidade. (Fonte: Adaptado de Dornelles, 2008)

Na Figura 2.2.18 está representada a relação entre a rugosidade média e a absortância “ α ”. Pode-se perceber que a cada um milímetro de rugosidade média a absortância aumenta mais de 20%.

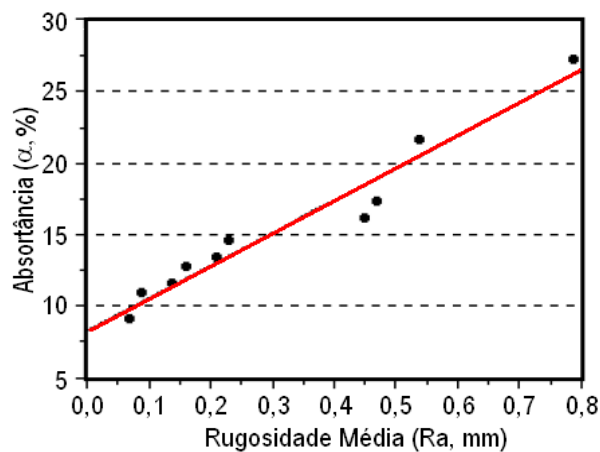
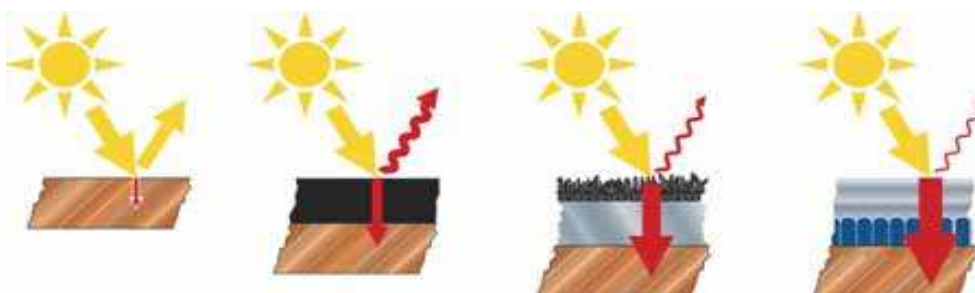


Figura 2.2.18: Relação entre rugosidade e absortância. (Fonte: Dornelles, 2008)

Os revestimentos seletivos mais utilizados são de tratamento eletroquímico, como é o caso do cromo-preto e do níquel-preto. Contudo, os últimos desenvolvimentos em

revestimentos, com melhoria das suas características óticas, estão disponíveis no mercado, como é o caso do TiNO_x (revestimento por deposição física do tipo “sputtering”). Esse processo caracteriza-se por apresentar um baixo consumo de energia e menores impactos ambientais durante a sua produção em comparação com revestimentos de cromo-preto ou níquel-preto que usualmente são criados através de processos de cromagem. Adicionalmente estes revestimentos por deposição física apresentam, comparativamente com os outros processos, um aumento de absorção de energia para temperaturas elevadas ou baixos níveis de emissão de radiação (Energia Solar Térmica, 2004).

A Figura 2.2.19 exemplifica algumas situações de uso de revestimento seletivo. Uma chapa de cobre absorveria apenas 5% de toda radiação incidente, uma vez aplicado uma tinta preto baço aumentaria a absorção para 15%. Por outro lado, ao se aplicar um revestimento a base de TiNO_x se obtém uma absortância de aproximadamente 95%.



Cobre $\alpha=5\%$, Preto Baço $\alpha=15\%$, Revestimento Seletivo $\alpha=85\%$, TiNO_x $\alpha=95\%$

Figura 2.2.19: Absorção em função do tipo de material da superfície. (Fonte: Energia Solar Térmica, 2004)

Bretz e Akbari *apud* Dornelles (2008), estudando os efeitos provocados pelo envelhecimento sofrido por telhados de alta refletância, observaram que no primeiro ano ocorria o diminuição de aproximadamente 20% da absortância. Este fato se deve ao tipo de revestimento, a sua textura, inclinação da cobertura e a proximidade as fontes de sujeira. Após o primeiro ano, o decréscimo passa a ser menor. Foi destacado ainda, que a lavagem periódica

das superfícies pintadas pode restabelecer entre 90 e 100% da refletância original.

2.2.5.5 Tratamento Anti-reflexo

Conforme publicado em Energia Solar Térmica (2004), as coberturas de vidro normalmente utilizadas refletem cerca de 4% da radiação em ambos os lados da superfície do vidro. Este fator, em conjunto com a absorção da radiação pelo vidro, permite a transmissão de 91% da luz para o colector solar. Por meio de um tratamento das superfícies do vidro, a reflexão é reduzida significativamente e a capacidade de transmitir a luz aumenta de 91 para 96%. Neste processo a superfície da cobertura apresenta rugosidade, reduzindo-se o índice de refração de 1,53 para 1,3. Assim, a reflexão é reduzida ao mínimo, como pode ser visto na Figura 2.2.20.



Figura 2.2.20 - Tratamento anti reflexo. (Fonte: Energia Solar Térmica, 2004)

Desta forma a eficiência ótica aumenta, elevando assim a eficiência do colector. No que diz respeito aos colectores planos típicos a produção sobe de 7% a 10%. Além disso, os testes realizados durante sete anos ao ar livre provaram a estabilidade do revestimento anti-reflexo, aumento de transmissão de 4,5 para 5,0%.

2.2.5.6 Umidificação e Desumidificação

Segundo Bourouni *et al.* (2001), Al-Enezi *et al.* (2006) e Queiroz (2011), os diferentes

métodos para obtenção de água potável a partir da água salgada e/ou salobra são: destilação, osmose reversa e eletrodialise. Esses métodos necessitam de grande quantidade de energia, tornando-os viáveis apenas para larga escala (milhares de m³/dia). Para pequena produção, a eficiência dos destiladores clássicos cai devido a dificuldade em realizar um certo número de efeitos em pequenas instalações além do custo de implantação e consumo de energia ser muito grande. Entretanto, para atender a demanda de água em pequena escala ou descentralizado (menos que 10 m³/dia), outros métodos de dessalinização são indicados, sobretudo os que utilizam energias renováveis tais como: energia solar, geotérmica.

Conforme mencionado por Narayan *et al.* (2010b), Beckman (2008), Bourouni *et al.* (2001) e Xiong *et al.* (2005), o processo de dessalinização por Umidificação e Desumidificação (do inglês *Humidification Dehumidification Desalination Cycle - HDH*) é um método de dessalinização que opera abaixo do ponto de bolha da água e foi derivado do sistema de destilação solar (*Solar Still*), se mostrando uma tecnologia promissora para produção de água em pequena escala. Esse processo imita o ciclo natural da água, onde um gás de transporte, normalmente o ar a pressão atmosférica, evapora a água de uma corrente salina ou salobra causando seu resfriamento. O ar rico em umidade é então resfriado e o condensado é recuperado como água dessalinizada.

A quantidade de água transportada pelo ar é função da temperatura e da pressão. Para a pressão atmosférica e em uma variação da temperatura de 30°C a 80°C de 1,0 kg de ar, aproximadamente 0,5 kg de água pura pode ser obtido a um custo energético de 670 kcal (Bourouni *et al.* 2001 e Perry e Green, 1999).

Segundo Zhang e Cheng (2009), Al-Enezi *et al.* (2006) e Bourouni *et al.* (2001) o processo de umidificação e desumidificação apresenta uma serie vantagens tais como:

- Flexibilidade na capacidade de produção.
- Moderados custos de instalação e operação.
- Tecnologia simples.
- Opera na pressão atmosférica.

- Possibilidade de utilização de energia a baixas temperaturas, o que minimiza a formação de incrustação.
- Utilização de fontes renováveis de energia (geotérmica, solar).

Segundo Xiong *et al.* (2005), Bourouni *et al.* (2001) e Al-Enezi *et al.* (2006), as unidades de HDH normalmente são compostas de dois trocadores: um evaporador para umidificação do ar e um condensador onde água destilada é recuperada, conforme pode ser observado na Figura 2.2.21. Atualmente são construídos em resina e isolados com lâminas de poliéster (resistente a corrosão). A utilização deste tipo de material para construção dos trocadores apresenta as seguintes vantagens: leveza, baixo custo, fácil de limpar e alta resistência a corrosão.

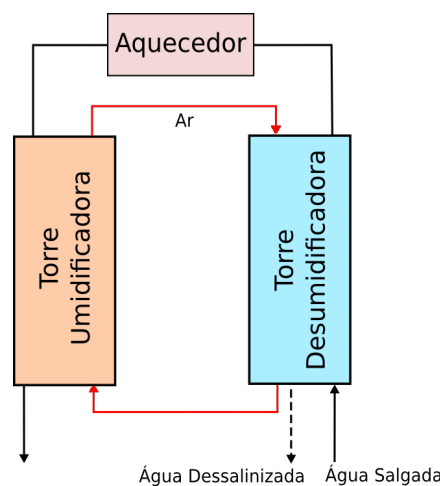


Figura 2.2.21: Processo de dessalinização por HDH. (Fonte: Adaptado de Narayan, 2010)

A evaporação de parte da água salina ou salobra ocorre por contato direto com o ar. No evaporador, o ar e água fluem em contracorrente, parte da água evapora aquecendo o ar e aumentando o seu teor de umidade. O calor necessário para realizar a evaporação vem do calor sensível da corrente de água que sofre uma redução na sua temperatura.

No condensador, a corrente de ar quente e úmida é resfriada. Com a redução de

temperatura, o ar entra em um novo equilíbrio psicrométrico, eliminando o excesso de umidade e produzindo assim água dessalinizada. Parte desse calor recuperado poderia ser utilizado para pré aquecer a corrente salina, aumentando a eficiência do sistema (Bourouni *et al.* 2001, Al-Enezi *et al.* 2006, Queiroz, 2011).

Yuan *et al.* (2011) realizaram estudos com uma unidade de dessalinização por HDH que ele chamou de SHDH (*Sketch of the solar Humidification–DeHumidification*) onde tanto o ar quanto a água salgada eram aquecidos por coletores solar. Esta unidade era composta por um umidificador do tipo torre de recheada cujo recheio tinha a forma de colmeia, um desumidificador composto por uma serpentina por onde circulara água fria. O ar operava em circuito fechado. Devido ao tipo umidificador, era necessário renovar a parte da água pela eliminação de parte da salmoura concentrada. Os resultados mostram que o efeito da temperatura da água salgada e do ar são mais significativos para a produção do que a vazão de ar.

Por ocorrer a pressão atmosférica, o processo de *HDH* não apresenta requerimentos de resistência mecânica dos equipamentos, apenas resistência a corrosão.

Conforme mencionado por Bourouni *et al.* (2001), Chafik (2003), Yamali e Solmus (2007) e Yamali e Solmus (2008) as seguintes variações no processo de HDH são encontradas:

- Preaquecimento do ar no lugar da água salgada.
- Recuperação do calor latente de vaporização no condensador.
- Preaquecimento da água de alimentação pela passagem no sistema de destilação solar (*solar still*).
- Processos de múltiplo efeito, ocasionado aumento da eficiência do sistema.
- Retirada de ar úmido de diversos pontos do evaporador.

Narayan (2010b) realizou uma análise termodinâmica de diversas configurações possíveis para a dessalinização realizada utilizando o ciclo HDH em torres de umidificação e

desumidificação separadas. A Figura 2.2.21 é um exemplo que opera em ciclo aberto na água e fechado no ar ou CAOW (do inglês *Close Air Open Water Cycle*), ou seja, não há renovação do ar. Queiroz (2011) também utilizou o circuito fechado no ar em seu trabalho com bomba de calor.

Segundo Bourouni *et al.* (2001) a recirculação do ar aumenta a eficiência da unidade em 7%, promove a redução de 20% no leito da torre de umidificação além de permitir uma operação mais estável e segundo Yamali e Solmus (2008) o pré aquecimento da corrente de ar promove um aumento na produção da dessalinização de 15%.

Yamali e Solmus *al.* (2008) propuseram a utilização de aquecedor de ar por energia solar térmica de duplo passo em uma unidade de dessalinização por HDH onde o circuito era aberto no ar e fechado na água. A produtividade da unidade estudada aumentou em 8% quando comparado com aquecedores solar de passo simples. Observaram também que na ausência do aquecedor de ar houve uma redução de produtividade de 30%.

Zhang e Cheng (2009) propuseram um novo sistema de dessalinização por HDH e a sua modelagem. No sistema proposto a umidificação ocorre por borbulhamento em uma piscina de água salgada aquecida, a desumidificação ocorre em um trocador de calor tubular resfriado com água salgada fria. O ar é aquecido em um coletor solar plano de passo duplo e a água salgada em um coletor solar de tubo de vácuo e levada até a piscina.

Bourouni *et al.* (2001) e Al-Enezi *et al.* (2006) destacam um forte efeito da vazão de água na produtividade da unidade de dessalinização por HDH. A produtividade aumenta com o aumento da vazão de água até atingir um valor ótimo, quanto este valor é ultrapassado ocorre a queda da produtividade da unidade. Este efeito pode ser explicado da seguinte forma: inicialmente quando ocorre o aumento da vazão de água aumentam também os coeficientes de transferência de calor e de massa, uma vez ultrapassado o ponto ótimo de vazão, não há fornecimento suficiente de calor para a água, o processo de evaporação causará o resfriamento da água e conseqüentemente a redução na evaporação.

Segundo Narayan *et al.* (2010b), os seguintes índices de desempenho termodinâmico

não necessários para compreender melhor o ciclo de HDH:

- Taxa de Ganho ou Taxa de Reuso de Energia GOR (do inglês *Gained Output Ratio*): definido na Equação 2.4 como o quociente do calor latente de vaporização da água h_{fg} produzida e o calor adicionado ao ciclo \dot{Q}_{ent} . Esse parâmetro é, essencialmente, a eficácia da produção de água e um índice do total de calor recuperado no sistema;

$$GOR = \frac{\dot{m}_{ap} h_{fg}}{\dot{Q}_{ent}} \quad (2.4)$$

onde \dot{m}_{ap} é a vazão de água dessalinizada (água produzida).

- Temperatura superior (*top temperature*): é a temperatura do fluido aquecido na saída do aquecedor. É a maior temperatura que pode ser alcançada na ciclo HDH;
- Temperatura inferior (*bottom temperature*): é a temperatura da água de alimentação do sistema. É a menor temperatura que pode ser alcançada no ciclo HDH;
- Diferença de temperatura terminal (*terminal temperature difference - TTD*): é a diferença de temperatura do fluido na saída do umidificador e do desumidificador;
- Diferença de temperatura do ponto *pinch*: é a diferença mínima local de temperatura entre correntes em qualquer ponto dentro do umidificador e do desumidificador. Em alguns casos o ponto *pinch* pode ser igual a diferença de temperatura da saída do umidificador e do desumidificador;
- Taxa de modificação da capacidade calorífica (*modified heat capacity ratio - HCR*): é a taxa máxima possível de mudança da entalpia da corrente fria $\Delta \dot{H}_{max, frio}$ para o máximo possível de mudança de entalpia $\Delta \dot{H}_{max, quente}$ da corrente quente, conforme mostra a Equação 2.5.

$$HCR = \frac{\Delta \dot{H}_{max, frio}}{\Delta \dot{H}_{max, quente}} \quad (2.5)$$

Segundo Xiong *et al.* (2005), os métodos convencionais de dessalinização tais como: Flash Multiestágio (MSF), Destilação Multiefeito (MED) e Osmose Reversa fizeram grande sucesso no século XX, entretanto apresentam altos custos de implantação e manutenção, sendo portanto inviável para pequena escala (1-100 m³/dia). Entretanto Narayan *et al.* (2010a) afirmam que a Osmose Reversa se mostra viável para pequena escala apesar da necessidade do fornecimento contínuo de energia elétrica e ou mecânica.

Abdelkader (2006) utilizou um torre central com 28 heliostatos para aquecimento de uma corrente de água do mar para um método de dessalinização derivado do HDH chamado de *MEH (Multi-effect humidification – dehumidification)*, esse método consiste de duas câmaras, uma de evaporação por umidificação e outra de desumidificação dentro do mesmo equipamento, a umidade é transportada de uma câmara para a outra pelo movimento da massa de ar formada pela convecção natural. A umidade condensada na câmara de condensação é recolhida como água dessalinizada, conforme mostra a Figura 2.2.22.

Duas importantes modificações foram realizadas por Abdelkader (2006), aumento na área de refrigeração na câmara de desumidificação e concentração da luz solar diretamente na câmara de umidificação, tais modificações tiveram como consequência o aumento da produtividade do sistema em 22%.

Farid e Al-Hajaj (1996) construíram uma unidade dessalinizadora do tipo MEH para produção de água dessalinizada, com circulação forçada do ar em circuito fechado. A produção alcançada foi de 12 litros/m²dia.

Hou (2008) utilizou a tecnologia pinch para análise de um processo de dessalinização por MEH de dois estágios. Ele concluiu que o processo estudado apresentou uma taxa de recuperação energética de aproximadamente 83,6% e que se forem usados mais estágios a taxa de recuperação será maior.

Vlachogiannis *et al.* (1999) desenvolveram um método de dessalinização baseado no processo HDH combinado com a compressão mecânica de vapor. Este processo se baseia nos princípios da evaporação intensiva, compressão de vapor e bomba de calor, conforme mostra a

Figura 2.2.23. O ar é injetado na parte inferior da câmara de evaporação por uma parede porosa e é dispersado como bolhas de pequeno diâmetro. A corrente gasosa que atravessa a camada de água salgada atinge a condição de saturação sendo em seguida comprimida pelo soprador a uma pressão ligeiramente superior, em seguida é levado a câmara de condensação.

Na câmara de condensação o vapor condensa a uma temperatura ligeiramente superior a da evaporação, dando portanto condições de haver o fluxo de calor latente para a câmara de evaporação. Este método apresenta como vantagens o baixo custo de construção, operação simples e flexível e possibilidade de construção modular e alguns inconvenientes tais como o aumento da resistência a condensação causada pelo filme de líquido que se forma sobre a superfície do condensador conforme destacado por Bourouni e Chaib. (2004).

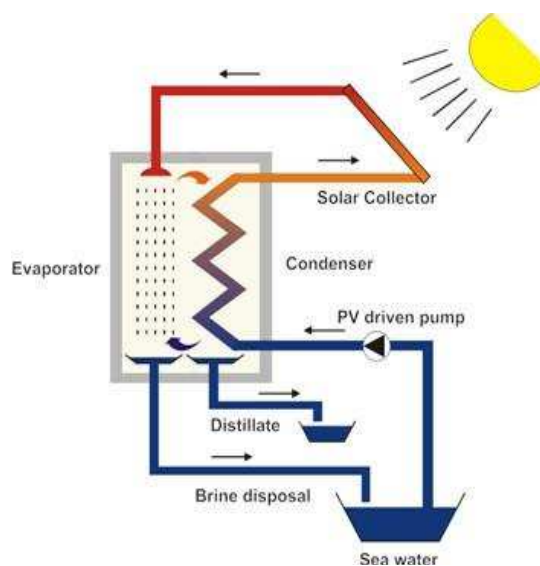


Figura 2.2.22: Representação do processo de dessalinização MEH. (Fonte: <http://www.mage-watermanagement.com/sal-meh/technology/>, acessado em 16/08/2012)

Bourouni *et al.* (2001) destacam que para redução dos custos do processo de HDH outras fontes de calor podem ser usadas tais como energia solar pela implantação de coletores solares e que a utilização de materiais plásticos resolveriam os problemas de resfriamento de corrosão.

Chafik (2003) apresentou um novo processo de dessalinização da água do mar baseado no método de HDH. Neste processo o ar é aquecido em coletores solar do tipo placa plana e posteriormente umidificado adiabaticamente. Cada estágio é composto de uma seção de aquecimento e uma de umidificação como mostra a Figura 2.2.24. A temperatura máxima alcançada pelo ar foi de aproximadamente 80°C. Foram utilizados dois equipamentos para realizar a umidificação, um tubo em “U” dotado de bicos injetores (*spray*) e umidificador de leito fixo por onde se recirculava água salgada. Posteriormente, o ar quente e úmido era resfriado, atingindo assim a saturação em uma temperatura menor, condensando o excesso de umidade como água dessalinizada.

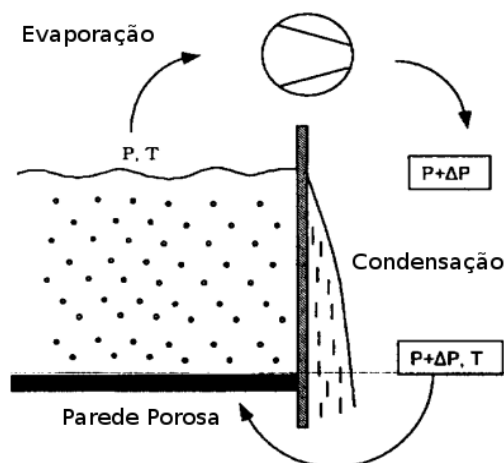


Figura 2.2.23: Dessalinização por compressão de mecânica do ar úmido.
(Fonte: adaptado de Vlachogiannis et al., 1999)

Conforme Hamieh e Beckman (2006), Beckman (1999), a *Dewvaporation* é uma técnica de dessalinização que utiliza o princípio da HDH, ela utiliza o ar para transportar a água evaporada da corrente salina/salobra até a seção de condensação a pressão atmosférica. A principal diferença entre este método e os demais que utilizam a HDH está na utilização de apenas uma torre para promover a umidificação e desumidificação dos gases.

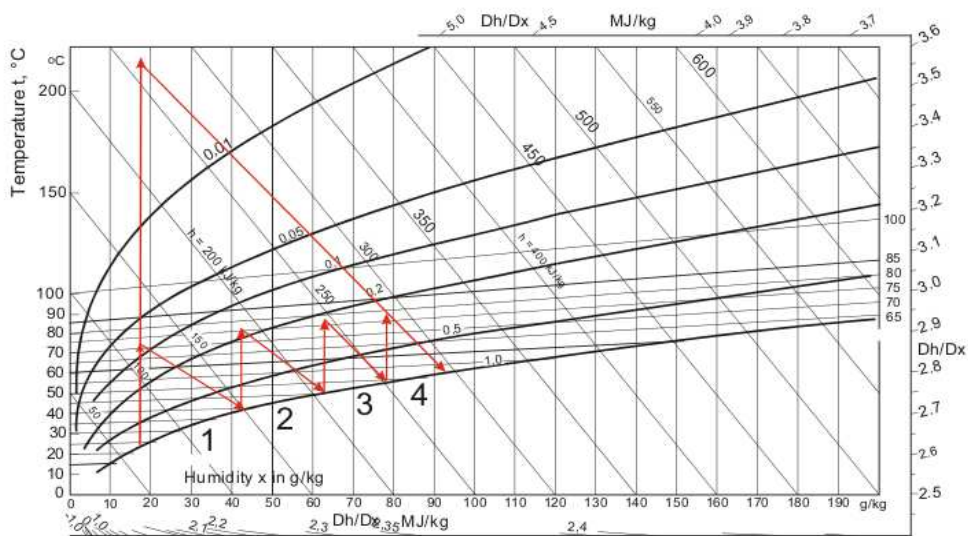


Figura 2.2.24: Diagrama entalpia-umidade. (Fonte: Chafik, 2003)

O calor necessário para evaporar a água é obtido do calor sensível da corrente salina e de parte do calor latente de vaporização recuperado na condensação ocorrida nas paredes externas da câmara de umidificação, conseguindo assim resfriar a corrente de ar quente e úmido que foi utilizado na evaporação da água. Para atingir a saturação do ar na temperatura desejada, foi necessário adição de vapor na saída da seção de evaporação conforme mostra a Figura 2.2.25.

Com o resfriamento do ar, uma nova condição de equilíbrio psicrométrico é alcançada em um ponto de umidade de saturação menor, o que faz com que o excesso de umidade seja condensada. Esse condensado é recolhido como água dessalinizada. O calor sensível da corrente salina pode ser repostado através de fontes como: solar, geotérmico, biomassa, águas de reuso etc a temperatura de 50°C ou de combustíveis fósseis com temperaturas de 90°C.

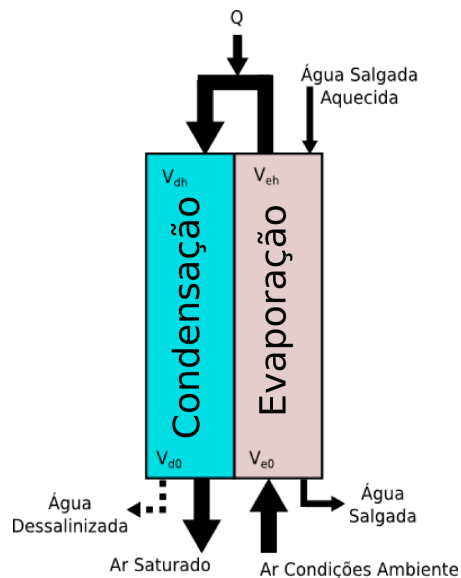


Figura 2.2.25: Dewvaporation. (Fonte: Adaptado de Beckman, 2008)

O protótipo construído por Beckman (1999) e relatado por Hamieh e Beckman (2006), utiliza lâminas plásticas (polipropileno, mylar) como superfície de troca de calor e operou com uma pressão menor que 0,1 polegadas de água. Algumas vantagens apontadas na utilização do plástico é a alta resistência química e o baixo custo de aquisição, entretanto podemos destacar as desvantagens da baixa condutividade térmica e da baixa molhabilidade. Essa unidade operava com água salgada (concentração de 35,5 g/kg) na temperatura de 90°C. O ar alcançou a temperatura de 87,7°C na câmara de umidificação. Durante o processo de evaporação ocorreu a formação de cristais de sais, mas estes não aderiram às paredes porque a água foi evaporada na interface gás-líquido e não na parede de troca térmica, acumulando no fundo da seção de evaporação.

De acordo com Beckman (2008) e Beckman (1999), os métodos utilizados para realizar a dessalinização são todos baseados em aspectos econômicos. Para concentrações salinas menores que 1000 ppm a osmose reversa é a técnica que apresenta o menor custo operacional. Essa aparente vantagem se dá por que as demais técnicas que utilizam a mudança de fase da água (evaporação), enquanto que a osmose reversa utiliza um sistema de

bombeamento para promover a passagem da água através de uma resina com pressão de aproximadamente 7 bar. Entretanto, para concentrações superiores, como na água do mar, a pressão necessária seria de aproximadamente 80 bar, além da necessidade de um cuidadoso pré-tratamento da água.

De acordo com Chafik (2003), a temperatura da água na entrada do umidificador determina a umidade alcançável no processo de umidificação. Pode-se assumir que, devido ao contato direto entre o ar e a água, que a variação na entalpia do ar é igual a variação da entalpia da água. Este fenômeno é governado pela Equação 2.6:

$$\dot{m}_{Ar} \Delta h_{Ar} = C_{P_{\text{Água}}} \dot{m}_{\text{Água}} (T_i - T_o) \quad (2.6)$$

onde \dot{m}_{Ar} é a vazão de ar, Δh_{Ar} é a variação de entalpia do ar, $C_{P_{\text{Água}}}$ é a capacidade calorífica da água, $\dot{m}_{\text{Água}}$ é a vazão de água salgada, T_i é a temperatura de entrada da água e T_o é temperatura de saída da água.

A eficiência de umidificação, η , pode ser calculada com a Equação 2.7:

$$\eta = 100 \cdot \left(\frac{X_2 - X_1}{X_s - X_1} \right) \quad (2.7)$$

onde X_1 , X_2 e X_s correspondem a umidade absoluta do ar de entrada do processo, umidade absoluta do ar de saída do processo e umidade absoluta máxima alcançável na temperatura de saída do ar respectivamente.

2.2.6 Lavadora de Gás

Segundo Bandyopadhyay e Biswas (2007) as lavadoras de gases são equipamentos cuja principal finalidade é a remoção de particulados e ou poluentes de uma corrente gasosa através da lavagem desses gases. É possível encontrar uma grande quantidade de trabalhos científicos com lavadoras de gases tais como o trabalho de Isoda e Azuma (1981) na remoção

de névoa de tinta de cabines de pintura com uma lavadora de gases de passo duplo. Schmidt e Löffler (1992) desenvolveram um bico atomizador para uma lavadora de gases onde as gotículas de água eram carregada eletrostaticamente, aumentando consideravelmente a retenção de particulados sem, entretanto, aumentar a pressão.

Couvert *et al.* (2008) desenvolveram uma lavadora compacta para remoção de compostos sulfurosos. A lavadora mostrou-se economicamente competitiva em relação as lavadoras convencionais

Bandyopadhyay e Biswas (2007) desenvolveram uma lavadora de gases duplo fluxo, um na base o outro no topo. O fluxo da base ocorre na seção líquida, onde uma corrente de ar atravessa uma coluna de líquido formando bolhas dispersas, no topo foi usado um atomizador para produzir líquido disperso (gotículas), esta configuração permitiu aumentar a eficiência de remoção de particulados e diminuir o consumo energético.

Perry e Green (1999) reparam se tem uma descrição de uma lavadora ciclônica de gases. Como pode ser visto na Figura 2.2.26, o ar carregado de particulados ou agentes químicos, entra na lavadora em fluxo tangencial.. A montagem dos pulverizadores pode ocorrer no arranjo axial ou fixos na parede. Nos dois casos, a água limpa passa pelos bicos pulverizadores é dispersada no interior da lavadora realizando assim o contato gás-líquido. O ar deixa a lavadora em fluxo ascendente e a água em fluxo descendente.

Como normalmente algumas lavadoras de gases utilizam apenas água como agente de lavagem da corrente gasosa, pode-se prevê que a corrente de ar ao deixar o equipamento transporte consigo um teor de umidade diferente da que tinha antes de entrar no processo (estado inicial). O novo estado com temperatura de bulbo seco e umidade diferentes do inicial, tende a ser o de saturação do ar.

Camargo (2004) e Queiroz (2011) descrevem o resfriamento evaporativo que, em tese, é um processo que ocorre em condições muito semelhantes as das lavadoras devido a evaporação da água mediante contato com o ar disponível no interior desse ambiente.

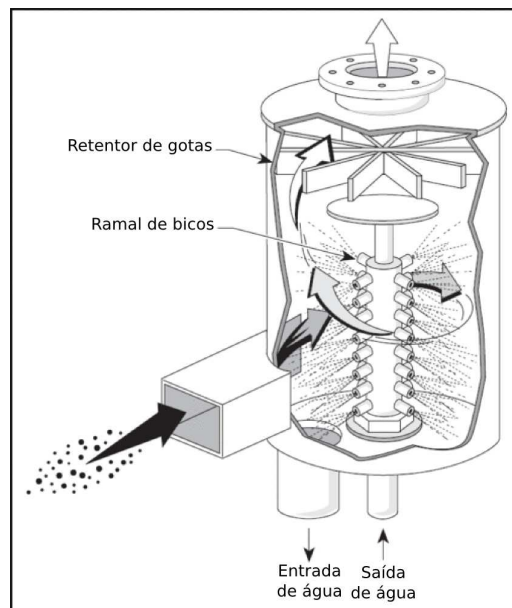


Figura 2.2.26: Lavadora spray ciclônica de gases. (Fonte: http://en.wikipedia.org/wiki/Cyclonic_spray_scrubber acessado em 16/08/2012, adaptado de www.epa.gov/ttn/catc/dir1/cs6ch2.pdf acessado em 16/08/2012)

Javed *et al.* (2010) propuseram a utilização de lavadoras de gases com vórtices de alta intensidade para melhorar a captura de CO₂, como mostra a Figura 2.2.27. Uma do torre de lavagem comum, dotada de um bico atomizador no topo, teve adicionada na base uma entrada axial e uma entrada tangencial de ar, de forma a provocar uma corrente helicoidal bastante conhecida nos ciclones, como descrito por Farias (2006) e Barbosa (2011). Javed *et al.* (2010) demonstraram que a formação do fluxo helicoidal aumentou a taxa de absorção de CO₂ de 31 a 49%, quando comparado com o fluxo axial. O fluxo em contra corrente ao do atomizador aumentou o taxa de transferência de massa quando comparada ao fluxo co-corrente.

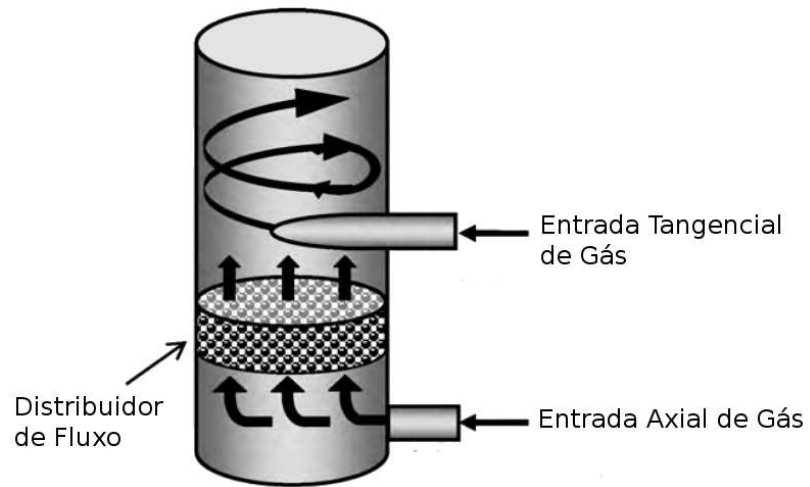


Figura 2.2.27: Injeção de gás na lavadora de gases. (Fonte: adaptado de Javed et al., 2010)

CAPÍTULO 3

Metodologia

3.1 Experimental

3.1.1 Sistema de Dessalinização

De acordo com os objetivos, esta pesquisa propõe-se a desenvolver um sistema de dessalinização, composto por um coletor concentrador cilindro parabólico de energia solar, um dessalinizador, uma bomba, um soprador e um reservatório de água salobra, conforme mostra a Figura 3.1.1 com descrito a seguir:

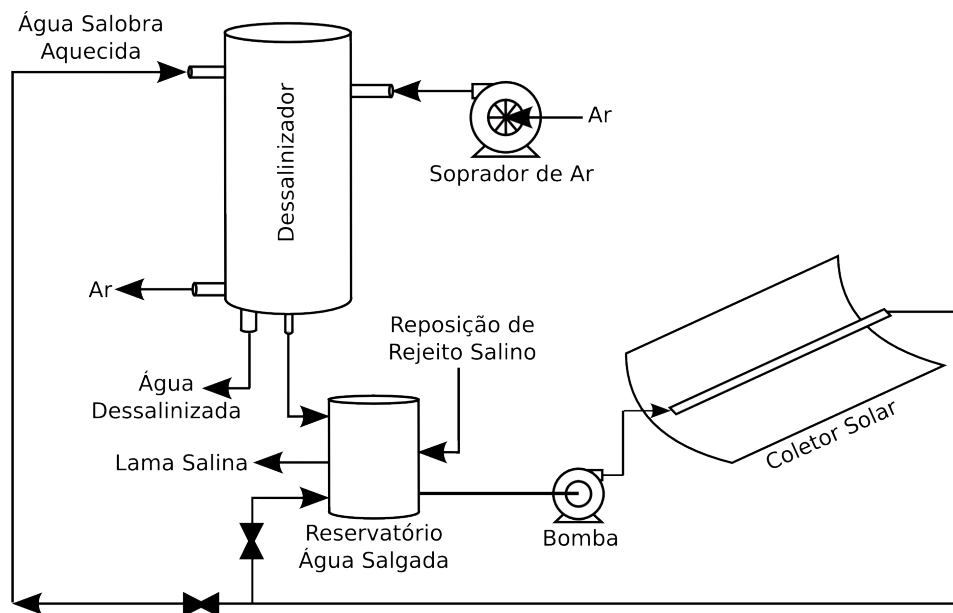


Figura 3.1.1: Esquema do sistema de dessalinização.

O princípio de funcionamento do sistema de dessalinização proposto na Figura 3.1.1 é dado a seguir:

- a) Coletor Solar - o coletor concentrador de energia solar aquece a água salgada que flui no interior do tubo coletor. A superfície externa do tubo coletor absorve parte da luz solar e eleva a sua temperatura transferindo calor para a corrente de água salgada em seu interior;
- b) Dessalinizador – a água salgada aquecida é bombeada para o dessalinizador que umidifica e aquece uma corrente de ar. Ao ser desumidificada, a corrente de ar libera o excesso de umidade que é recolhida como água dessalinizada. O excesso de água salgada retorna para o reservatório de água salgada;
- c) Reservatório de Água Salgada – a água salgada da recirculação juntamente com o excesso que retornou do dessalinizador é encaminhada para o reservatório de água salgada e bombeada novamente para o sistema de aquecimento solar. É deste reservatório que serão recolhidos parte dos cristais de sais formados na câmara de umidificação.

3.1.1.1 Dessalinizador

O dessalinizador representado na Figura 3.1.1, é um dispositivo concentrador de sólidos solúveis que utiliza o processo de umidificação e desumidificação de forma integrada para reaproveitamento de parte do calor latente de vaporização, semelhante ao descrito por Vlachogiannis *et al.* (1999), Beckman (1999) e Hamieh e Beckman (2006), porém com a utilização de turbulência controlada. Devido a esta característica inovadora, foi depositado no INPI um pedido de patente de modelo de utilidade nº BR2020120258884 para este processo/equipamento. O equipamento é composto basicamente por uma câmara de umidificação (Figura 3.1.2) e uma de desumidificação. A câmara de umidificação é composta por uma entrada tangencial de ar, uma saída da água concentrada, uma entrada de água salgada e uma saída de ar úmido. A câmara de desumidificação, é composta por uma saída de ar, uma saída de água dessalinizada e um conjunto de aletas fixadas na parede externa da

câmara de umidificação.

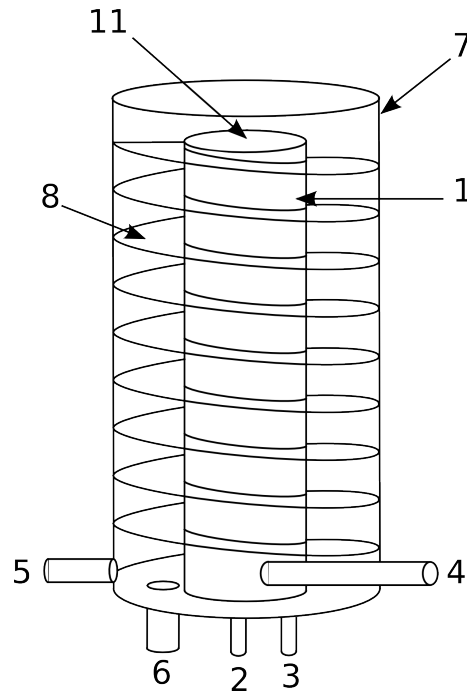


Figura 3.1.2: Esquema do dessalinizador

1 – Câmara de umidificação; 2 – Entrada de água salgada; 3 – Saída de água salgada concentrada; 4 - Entrada de ar; 5 – Saída de ar; 6 – Saída de água dessalinizada; 7 – Câmara de desumidificação; 8 – Aleta; 11 – Saída de ar úmido.

O ar introduzido na câmara de umidificação (1) com auxílio de um soprador onde é aquecido e umidificado, segue pela saída de ar úmido (11) para a câmara de desumidificação (7). O ar úmido entra em contato com a aleta em espiral (8) desde o topo até a base da câmara de desumidificação. Neste ponto ocorre a transferência de calor e se atinge uma nova condição psicrométrica numa temperatura inferior, condensando assim o excesso de umidade. A água dessalinizada decorrente da condensação desta umidade deixa a câmara de desumidificação

pelas saídas de água dessalinizada (6). A aleta em espiral favorece a melhora na troca térmica entre o ar úmido aquecido e a parede fria da câmara de umidificação, pois como já é conhecido, o coeficiente convectivo de troca térmica dos gases é demasiadamente baixo em relação aos líquidos (Incropera e DeWitt, 2003), e ainda direciona o escoamento do ar úmido na câmara de dessalinização proporcionando-lhe um aumento na intensidade turbilhonar.

Na Figura 3.1.3 está representada o esquema da câmara de umidificação que é composta basicamente por um ramal de distribuição de água salgada (9), constituído de um conjunto de bicos aspersores (10) e uma saída de água concentrada (3). A entrada de água salgada (2) é conectada ao ramal de distribuição de água salgada (9).

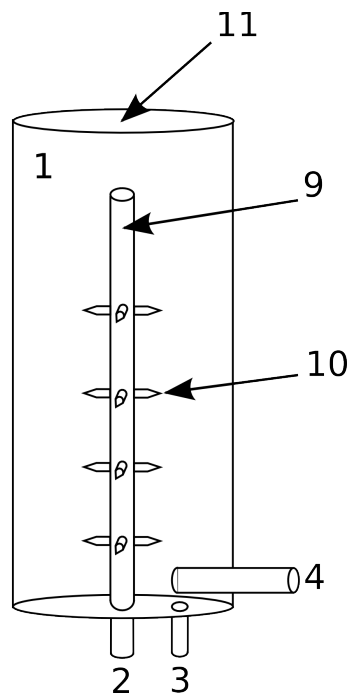


Figura 3.1.3: Câmara de umidificação

1 – Câmara de umidificação; 2 – Entrada de água salgada; 3 – Saída de água concentrada; 4 – Entrada de ar; 9 – Ramal de distribuição de água; 10 – Bicos aspersores; 11 – Saída de ar úmido.

O ar entra na câmara de umidificação através de um tubo (4) conectado tangencialmente. O ar entra em contato com a água salgada aquecida e pulverizada pelos bicos aspersores (10). A atomização proporciona o aumento da área de troca de calor e massa entre a água salgada e o ar. Devido a maior temperatura, a pressão de vapor é maior na água salgada do que no ar, por este motivo ocorre o processo de transferência de massa de vapor de água da água salgada para o ar.

3.1.1.2 Instrumentos de Medição

A temperatura da água salgada foi medida com o auxílio de um termômetro de mercúrio fabricado pela Incoterm, modelo L-197, com escala de -10°C a 210°C graduada a cada 1°C .

O aquecimento da água salgada foi realizado com o auxílio de uma resistência elétrica de 1,0 kW e o controle da temperatura foi realizado por um dispositivo projetado e construído especificamente para fim. A sua calibração foi realizada com o auxílio do termômetro de mercúrio, após a estabilização da temperatura foi marcada na escala o valor medido, este dispositivo mostrou-se adequando para trabalhos científicos pois mantinha a temperatura da água estabilizada no valor desejado com menos e $0,5^{\circ}\text{C}$ de variação. Este dispositivo funciona como um termostato, entretanto numa faixa próxima ao valor desejado ocorre uma rampa de aquecimento possibilitando assim o ajuste fino da temperatura. O valor calibrado para a realização dos experimentos foi de 27°C a 60°C , entretanto este controlador tem capacidade para atingir maiores valores de temperatura.

A água salgada foi introduzida no dessalinizador por meio de uma bomba centrífuga de 1/3 CV. As medições de vazão de água salgada nos bicos pulverizadores, foram realizadas com o auxílio da pressão da água bombeada e de uma tabela fornecida pelo fabricante (Anexo I) onde se tem uma equivalência entre a pressão e a vazão de água. A pressão de água salgada foi medida com o auxílio de manômetro analógico com escala de 0,0 a 6,0 bar.

As medições de vazão de ar foram realizadas com o auxílio de um sensor de vazão

volumétrica de ar do tipo ventoinha confeccionada no laboratório (Apêndice III), este sensor foi calibrado com o auxílio de um anemômetro digital modelo AD-250 fabricado pela *Instrutherm* apresentando faixa de medição de 0,4 a 30,0 m/s e precisão de $\pm 3\%$ em escala cheia. Com a curva de calibração é, então, medido a corrente com o auxílio de um multímetro digital modelo UT30B para em seguida obter-se a vazão de ar. Detalhes da obtenção da curva de calibração deste dispositivo encontra-se na secção 3.1.1.3.

As medições de umidade e temperatura do ar foram realizadas com o auxílio de um sensor digital de temperatura e umidade relativa fabricado pela Sensirion de modelo SHT-75, que possibilita uma medição de umidade relativa de 0 a 100% com uma precisão de $\pm 1,8\%$ dentro de uma faixa de medição. A faixa medição de temperatura -40°C a $123,8^{\circ}\text{C}$ com uma precisão de $\pm 0,3^{\circ}\text{C}$. Este sensor foi montado uma placa de aquisição dados (plataforma de hardware arduino) e as informações exibidas em uma tela de LCD.

Foi utilizado um soprador centrífugo de 1,0 kW para fornecer ar ao sistema de dessalinização.

As medições de radiação solar global foram realizadas com o auxílio de um piranômetro solar modelo fabricado pela *Davis Instruments*. Este sensor apresenta uma faixa de medição de 0 a 1800 W/m^2 com uma resolução de $1,0 \text{ W/m}^2$.

As medições de temperatura do vento, foram realizadas utilizando um termopar ligar a um multímetro digital modelo ET-1400 fabricado pela Minipa. Este sensor apresenta faixa de medição de -40°C a 1000°C e uma resolução de 1°C .

3.1.1.3 Calibração do Medidor de Velocidade de Ar

Com o auxílio de um anemômetro, foram realizados diversos experimentos para a calibração do sensor de velocidade de ar. Foi ajustada uma curva polinomial do quarto grau aos dados obtidos resultando na Equação 3.1.

$$v_{ar} = -0.000260275 \cdot I^4 + 0.0107138 \cdot I^3 - 0.145521 \cdot I^2 + 1.66976 \cdot I + 1.66976 \quad (3.1)$$

onde I é a corrente em mA medida nos terminais da ventoinha.

Encontra-se representada na Figura 3.1.4 a curva de calibração da velocidade do ar (3.31) ajustados aos dados experimentais. A validade da velocidade de ar está no intervalo de 5,8 m/s a 23,5 m/s equivalendo em medição de corrente gerada pelo sensor de 0 mA a 16,7 mA, respectivamente. Devido as características da ventoinha utilizada não é possível medir velocidades menores que 5,8 m/s. Para maiores detalhes da construção do medidor de vazão de ar ver o Apêndice III.

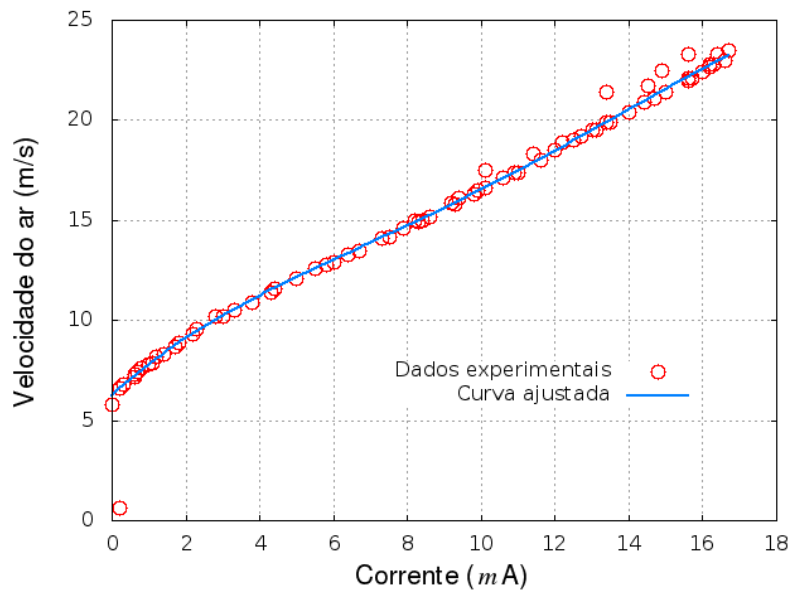


Figura 3.1.4: Calibração do medidor de velocidade de ar

3.2 Teórico

3.2.1 Modelagem Matemática do Dessalinizador

O processo de dessalinização realizado pelo dispositivo concentrador de sólidos é consequência da convecção forçada entre a água salina aquecida e pulverizada no interior da câmara de umidificação e o ar que adentra tangencialmente formando um escoamento em espiral. As gotículas de água aquecida fornecem calor e vapor de água para o ar em sua volta, promovendo o seu aquecimento e umidificação, o calor necessário para a evaporação é retirado do calor sensível da água causando o seu resfriamento. Quando as gotículas de água se chocam com a parede da câmara de umidificação, uma parte delas adere a parede, formando um fluxo descendente de água salobra, a outra, devido ao impacto são subdivididas e projetadas de volta ao interior da câmara. Esse estouro das gotículas tem como consequência o aumento da área total disponível para a troca de calor e massa, somado-se ao fluxo turbulento melhorando o processo de umidificação.

Devido a perda de calor sensível da água salobra para o ar, ocorrido no processo de umidificação, o fluxo descendente de água salobra apresenta-se em menor temperatura que a parede da câmara de umidificação, promovendo dessa forma a transferência de calor latente da umidade na câmara de desumidificação para a de umidificação. Na Figura 3.2.1 estão representadas as principais zonas de transferência de massa e energia aplicadas no desenvolvimento do modelo matemático utilizado.

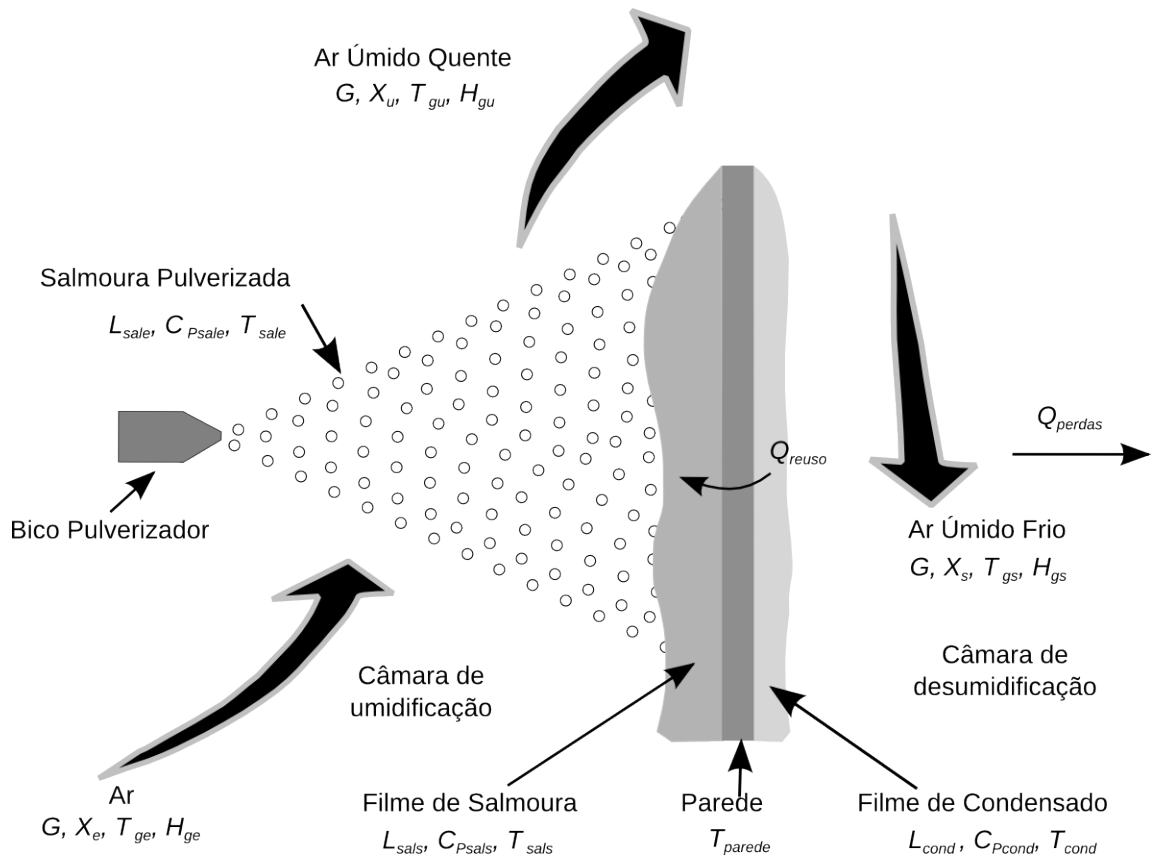


Figura 3.2.1: Zona de transferência de massa e energia.

3.2.1.1 Balanço de Energia nas Câmaras de Umidificação e Desumidificação

Aplicando-se o balanço de energia nas câmaras de umidificação e desumidificação obtêm-se as Equações 3.2 e 3.3, respectivamente.

$$G(H_{gu} - H_{ge}) + L_{sals} C_{Psals} (T_{sals} - T_{ref}) = L_{sale} C_{Psale} (T_{sale} - T_{ref}) + Q_{reuso} \quad (3.2)$$

$$G(H_{gu} - H_{gs}) = Q_{reuso} + Q_{perdas} + L_{cond} C_{Pcond} (T_{cond} - T_{ref}) \quad (3.3)$$

onde G corresponde ao fluxo mássico de ar, H_{gu} é a entalpia do gás úmido, H_{ge} é a

entalpia do gás na entrada do dessalinizador, L_{sals} é o fluxo mássico de água salgada na saída do dessalinizador, C_{Psals} é a capacidade calorífica da corrente salina da saída do equipamento, T_{sals} é a temperatura da corrente de salina na saída do equipamento, T_{ref} é a temperatura de referência, L_{sale} é o fluxo mássico da corrente salina de alimentação, C_{Psale} é a capacidade calorífica da corrente salina de alimentação, T_{sale} é a temperatura da corrente salina de alimentação, Q_{reuso} é o fluxo de calor que foi trocado entre as câmaras de umidificação e desumidificação, H_{gu} é a entalpia da ar úmido na saída da câmara de umidificação, H_{gs} é a entalpia do ar úmido na saída da câmara de desumidificação, Q_{perdas} é o fluxo de calor perdido para o ambiente, L_{cond} é o fluxo mássico de condensado na câmara de desumidificação, C_{Pcond} é a capacidade calorífica e T_{cond} é a temperatura do condensado.

3.2.1.1.1 Balanço de Massa nas Câmaras de Umidificação e Desumidificação

A partir do balanço de massa na câmara de umidificação para a água e o sal obtêm-se as Equações 3.4. e 3.5, respectivamente.

$$L_{sals} = L_{sale} + G(X_e - X_u) \quad (3.4)$$

$$C_{ss} = \frac{L_{sale}}{L_{sals}} C_{se} \quad (3.5)$$

onde X_e é a umidade absoluta do ar na entrada do dessalinizador, X_u é a umidade absoluta do ar na saída da câmara de umidificação, C_{ss} é a concentração de sal na corrente salina de saída da câmara de umidificação, C_{se} é a concentração de sal na corrente de alimentação do dessalinizador.

Realizando-se o balanço de massa na câmara de desumidificação para a água obtêm-se a Equação 3.6.

$$L_{cond} = G(X_u - X_s) \quad (3.6)$$

onde X_s é a umidade absoluta do ar na saída câmara de desumidificação.

3.2.1.1.2 Coeficiente de Transferência de Massa

Ao se observar a Figura 3.2.1, percebe-se que a transferência de massa no processo de umidificação ocorre através do contato entre as gotículas de salmoura e o gás (ar) bem como em direção a base, na parede interna da câmara de umidificação, entre o filme de salmoura que escoar e o gás. Então, o coeficiente global de transferência de massa da umidificação, k_{umid} , é dado pela Equação 3.7 e corresponde a soma do coeficiente de transferência de massa do filme de salmoura, k_{salm} , e do coeficiente de transferência de massa da região de gotas k_{gotas} .

$$k_{umid} = k_{salm} + k_{gotas} \quad (3.7)$$

Segundo Xiong *et al.* (2006) e Eslamimanesh e Hatamipour (2009), o cálculo do coeficiente transferência de massa entre o filme de salmoura e o ar pode ser obtido pela Equação 3.8.

$$k_{salm} = \frac{G(X_u - X_e)}{A_{film} \cdot \Delta X_m} \quad (3.8)$$

onde A_{film} é a área do filme salmoura e ΔX_m é a média logarítmica da variação de umidade absoluta que pode ser determinado pela Equação 3.9.

$$\Delta X_m = \frac{[X_{sat}(T_{sale}) - (X_u)] - [X_{sat}(T_{sals}) - X(T_{ge})]}{\ln \left[\frac{X_{sat}(T_{sale}) - X_u}{X_{sat}(T_{sals}) - X(T_{ge})} \right]} \quad (3.9)$$

onde T_{ge} é a temperatura do ar na entrada do dessalinizador, X_{sat} umidade absoluta na

condição de saturação,

Schrauwen (1985) utilizou a correlação de Sherwood (Equação 3.10) para descrever a transferência de massa entre o gás e as gotículas de salmoura em lavadoras ciclônicas de gases. Esta correlação também foi utilizada por Farias (2006) em seu trabalho com secadores ciclônicos.

$$Sh = 2 + 0,58 Re^{1/2} Sc^{1/3} \quad (3.10)$$

Nesta equação, o número de Reynolds é descrito por:

$$Re = \frac{\rho_{gas} |v_s| d_{gota}}{\mu_{gas}} \quad (3.11)$$

e o número de Schimdt dado pela seguinte equação:

$$Sc = \frac{\nu}{D_{AB}} \quad (3.12)$$

onde ν é a viscosidade cinemática e D_{AB} é o coeficiente de difusão da água no ar.

Pela definição do numero de Sherwood tem-se que o coeficiente de transferência de massa devido a presença das gotas de salmoura, k_{gotas} , é dado por:

$$k_{gotas} = \frac{Sh \cdot D_{AB}}{d_{gota}} \quad (3.13)$$

onde d_{gota} é o diâmetro médio das gotas.

A velocidade do ar v_s escoando entre as gotículas de salmoura definida por:

$$|v_s| = |v_{gas} - v_{gota}| \quad (3.14)$$

Esta velocidade, v_s , pode apresentar grande variação durante o deslocamento entre o

injetor e a parede da câmara ciclônica, alterando os coeficientes de transferência de calor e de massa.

3.2.1.1.3 Coeficiente de Transferência de Calor

Segundo Xiong *et al.* (2006), a Equação 3.15 pode ser utilizada na determinação do coeficiente de transferência de calor, h_{Global} , da umidificação assumindo que h_0 é constante em todas as partes da câmara de umidificação e representa o coeficiente base de transferência de calor, $H_{arUmido}$ é a entalpia do ar úmido e C_{Par} é a capacidade calorífica do ar.

$$h_{Global} = \frac{h_0}{C_{Par}} \cdot \frac{d H_{arUmido}}{dT} \quad (3.15)$$

Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor base em condições operacionais, pode-se utilizar a correlação de Nusselt dado pela Equação 3.16.

$$Nu = 2 + 0,6 Re^{1/2} Pr^{1/3} \quad (3.16)$$

onde a equação é válida para a faixa de Reynolds e Prandtl ($0 \leq Re < 776,06$ e $0 \leq Pr < 250$), e o número de Nusselt é definido pela na Equação 3.17.

$$Nu = \frac{h_0 D_{umid}}{k_{umid}} \quad (3.17)$$

onde D_{umid} é o diâmetro da câmara de umidificação e k_{umid} é a condutividade térmica do ar úmido. As propriedades térmicas do ar são calculadas na temperatura média da umidificação T , dada por.

$$T = \frac{T_{ge} + T_{gu}}{2} \quad (3.18)$$

onde T_{gu} é a temperatura do ar que deixa a câmara de umidificação.

3.2.1.2 Fator de Reuso de Energia - GOR

Com base na Equação 2.4, o GOR foi definido para o sistema proposto, por meio da seguinte Equação:

$$GOR = \frac{(X_u - X_s)h_{fg}}{C_{p,ar} X_u \Delta T_{evap}} \quad (3.19)$$

Segundo Zhu *et al.* (2007) e Perry e Green (1999) a capacidade calorífica do ar úmido em função da umidade absoluta pode ser determinado por:

$$C_{p,ar} = 1007,0 + 1800,0 \cdot X \quad (3.20)$$

onde X é a umidade do ar.

Na Figura 3.2.2 está representada a disposição dos bicos pulverizadores utilizados neste trabalho. Para os experimentos foram testadas diferentes combinações dos bicos pulverizadores como mostrado na Tabela 3.1. Os conjuntos de bicos que não pertenciam ao arranjo selecionado foram encapsulados com um tubo de PVC, desta forma apenas o arranjo selecionado pulverizou água salgada dentro da câmara de umidificação.

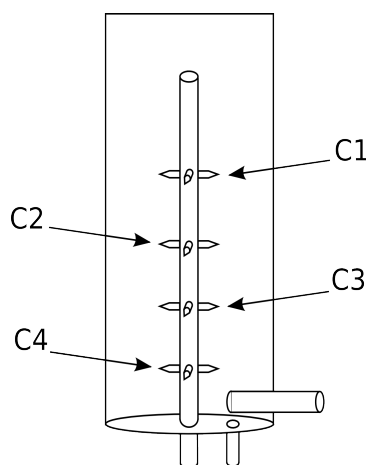


Figura 3.2.2: Classificação dos conjuntos bicos pulverizadores

Tabela 3.1: Combinação dos bicos pulverizadores

Arranjo	Conjunto de bicos
1	C1
2	C2
3	C3
4	C4
5	C1, C2, C3 e C4

Na Figura 3.2.3 está representado o dispositivo utilizado para seleção do conjunto de bicos para os experimentos. Este é constituído de um tubo de PVC de diâmetro (10 cm) superior ao conjunto formado pelo ramal de distribuição de água salgada e bicos aspersores. Este dispositivo dispõe de aberturas localizadas na frente dos bicos de tal forma que não haja obstáculo ao fluxo de gotículas. Ao se definir os arranjos, apenas os conjuntos de bicos pertencentes a esse arranjo são liberados para injetar água salgada na câmara de umidificação. Para bloquear as outras aberturas e impedir o jato de gotículas dos bicos não selecionados foi fixado um outro tubo de PVC de mesmo diâmetro obstruindo os jatos dos bicos não

selecionados.

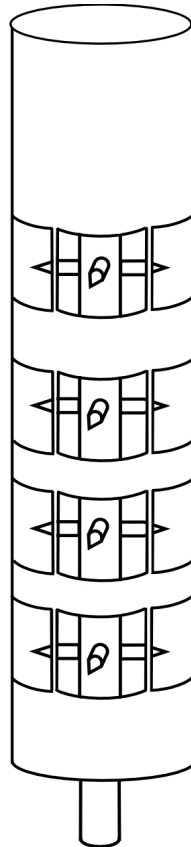


Figura 3.2.3: Anteparo para seleção dos bicos

3.2.1.3 Coletor Concentrador Cilindro Parabólico

O coletor concentrador cilindro parabólico é composto por uma superfície espelhada de perfil parabólico, um tubo coletor, normalmente em aço envolvido por um tubo de vidro, como pode ser observado na Figura 3.2.4. O espelho tem a função de concentrar a luz do sol no foco da parábola e o tubo coletor tem a função de converter luz do sol em calor e transferi-la ao fluido que circula no seu interior. O tubo de vidro tem por finalidade de reduzir as

perdas de calor para a atmosfera devido à convecção natural e forçada.

A superfície do tubo coletor é tratada para tornar-se uma superfície seletiva possibilitando o aumento a absorção da luz, aumentando sua temperatura, e reduzindo as perdas por emissão de radiação. A superfície do tubo de vidro recebe um tratamento anti-reflexo, para reduzir as perdas por reflexão, aumentando assim o seu poder transmissor deixando passar uma taxa maior de radiação solar para tubo do coletor.

Devido ao movimento aparente do sol (leste para oeste) e ao fato do coletor utilizado ser do tipo cilindro parabólico (foco linear), faz-se necessário a utilização de um sistema de rastreamento do sol para manter a imagem refletida do sol sobre o tubo coletor durante todo o período.

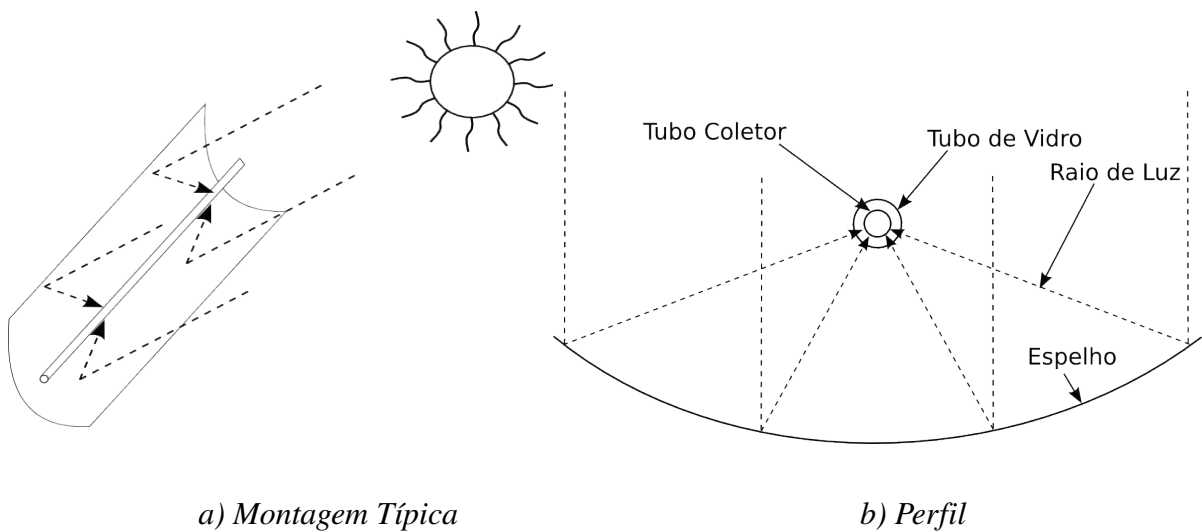


Figura 3.2.4: Coletor cilindro parabólico

3.2.1.3.1 Modelagem Matemática do Sistema de Aquecimento

3.2.1.3.1.1 Balanço de Energia no Tubo de Vidro

O balanço de energia aplicado à parede do tubo de vidro coletor, Figura 3.2.5, é descrito pela Equação 3.21.

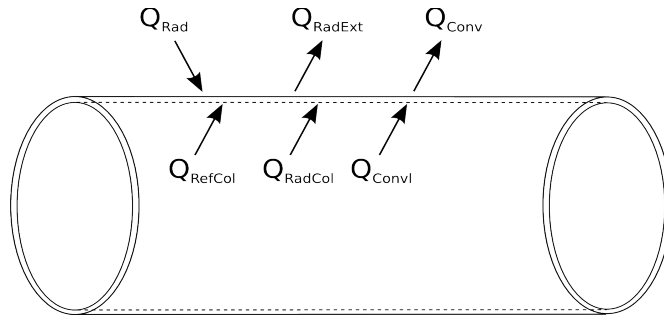


Figura 3.2.5: Tubo de vidro do coletor solar

$$\alpha_{Vidro} (Q_{Rad} + Q_{RadCol} + Q_{RefCol}) + Q_{ConvI} - Q_{RadExt} - Q_{Conv} = \rho_{Vidro} V_{Vidro} C_{pVidro} \frac{dT_{Vidro}}{dt} \quad (3.21)$$

onde α_{Vidro} é a absorvidade do vidro, Q_{Rad} é a energia refletida pelo espelho, Q_{RadCol} é a energia líquida trocada entre o tubo coletor e o tubo de vidro, Q_{RefCol} é a energia refletida pelo tubo coletor, Q_{ConvI} é a energia perdida por convecção pelo tubo do coletor,

Q_{RadExt} é a energia emitida pela superfície externa do tubo de vidro, Q_{Conv} é a energia perdida por convecção pelo tubo de vidro para o ambiente, ρ_{Vidro} é a densidade do vidro,

C_{pVidro} é a capacidade calorífica do vidro e $\frac{dT_{Vidro}}{dt}$ é a variação de temperatura do vidro

com o tempo e V_{Vidro} é o volume do cilindro de vidro que é calculada por:

$$V_{Vidro} = \frac{(D_{ExtVidro}^2 - D_{IntVidro}^2) \pi L_{Vidro}}{4} \quad (3.22)$$

onde $D_{ExtVidro}$ é o diâmetro externo do tubo de vidro, $D_{IntVidro}$ é o diâmetro interno do tubo de vidro e L_{Vidro} é o comprimento do tubo de vidro.

3.2.1.3.1.2 Energia Refletida pelo Espelho

A energia refletida pelo espelho do coletor é calculada a partir de medição direta da radiação incidente definida por.

$$Q_{Rad} = \rho_{\lambda_{Esp}} A_{Esp} q_{RadInc} \quad (3.23)$$

onde $\rho_{\lambda_{Esp}}$ é a refletividade do material do espelho, A_{Esp} é a área do espelho do coletor e q_{RadInc} é componente de radiação direta medido ao nível do solo.

3.2.1.3.1.3 Energia Perdida por Convecção Livre no Anel Cilíndrico

Devido a massa do ar contido entre os tubos de vidro e o tubo coletor não entrar em contato direto com o ar do ambiente, o cálculo da perda de energia deve ser realizada, segundo Ozisik (1990), considerando o fenômeno da condução. Então a energia perdida pelo tubo do coletor por convecção livre no anel cilíndrico é dada por:

$$Q_{Convl} = \frac{2 \pi k_{ef} L_{Vidro} (T_{Col} - T_{Vidro})}{\ln \left(\frac{D_{IntVidro}}{D_{ExtCol}} \right)} \quad (3.24)$$

onde k_{ef} é o coeficiente de condutividade efetivo, D_{ExtCol} é o diâmetro externo do tubo do coletor, T_{Col} é a temperatura média do tubo do coletor e T_{Vidro} é a temperatura média do tubo de vidro.

O coeficiente de condutividade efetivo do anel cilíndrico k_{ef} é definido por:

$$k_{ef} = 0,386 k_{Ar\delta} \left(\frac{Pr_\delta}{0,861 + Pr_\delta} \right)^{1/4} (Ra_{Col}^*)^{1/4} \quad (3.25)$$

onde Pr_δ é o número de Prandtl do ar no anel cilíndrico, $k_{Ar\delta}$ é o coeficiente de transferência de calor do ar no anel cilíndrico, Ra_{Col}^* é o número de *Rayleigh* do anel cilíndrico definido por:

$$(Ra_{Col}^*)^{1/4} = \frac{\ln \left(\frac{D_{IntVidro}}{D_{ExtCol}} \right)}{\delta^{(3/4)} (D_{ExtCol}^{-3/5} + D_{IntVidro}^{-3/5})^{5/4}} Ra_\delta^{1/4} \quad (3.26)$$

A espessura do anel cilíndrico δ é determinado pela seguinte equação:

$$\delta = \frac{D_{IntVidro} - D_{ExtCol}}{2} \quad (3.27)$$

O número de *Rayleigh* para o cilíndrico na horizontal considerando a espessura do anel é dado pela Equação 3.28.

$$Ra_\delta = \frac{2g(T_{Col} - T_{Vidro})\delta^3}{\nu_\delta^2(T_{Col} + T_{Vidro})} Pr_\delta \quad (3.28)$$

onde ν_δ é a viscosidade cinemática do ar no anel cilíndrico e g é a aceleração da gravidade

A Equação 3.24 é válida para $10^2 < Ra_{Col}^* < 10^7$ caso as condições do processo estejam fora do domínio, deve-se usar a seguinte equação:

$$Q_{Conv1} = h_\delta A_{m\delta} (T_{Col} - T_{Vidro}) \quad (3.29)$$

onde h_δ é o coeficiente de troca térmica por convecção no anel cilíndrico e $A_{m\delta}$ é a área média logarítmica, que é usada no cálculo da transferência de calor entre o tubo do coletor e o cilindro de vidro dada pela Equação 3.30.

$$A_{m\delta} = \frac{A_{IntVidro} - A_{ExtCol}}{\ln\left(\frac{A_{IntVidro}}{A_{ExtCol}}\right)} \quad (3.30)$$

onde $A_{IntVidro}$ é a área interna do cilindro de vidro e A_{ExtCol} é a área externa do cilindro do coletor.

O coeficiente de transferência térmica por convecção no anel cilíndrico é definido pela Equação 3.31.

$$h_\delta = Nu_\delta \frac{k_{Ar\delta}}{\delta} \quad (3.31)$$

onde Nu_δ é o número Nusselt da camada de ar do anel cilíndrico e $k_{Ar\delta}$ é o coeficiente de condutividade térmica do ar contido no anel cilíndrico, com o número de Nusselt sendo definido pela seguinte Equação:

$$Nu_\delta = c(Ra_\delta)^n \left(\frac{\Gamma}{\delta}\right)^m \quad (3.32)$$

onde Γ é a altura da camada de fluido do anel cilíndrico e as constantes c, n e m são apresentadas na Tabela 3.2.

Tabela 3.2: Coeficientes da Correlação de Nusselt.

	<i>Faixa de validade</i>	<i>c</i>	<i>n</i>	<i>m</i>
1 < Pr < 5000	$6 \times 10^3 \leq Ra_\delta \leq 1 \times 10^6$	0,11	0,29	0,0
	$1 \times 10^6 < Ra_\delta \leq 1 \times 10^8$	0,4	0,2	0

Para o anel cilíndrico horizontal, a altura da camada de fluido e sua espessura tem o mesmo valor.

3.2.1.3.1.4 Energia Transmitida pelo Tubo de Vidro

A radiação que atravessa a parede do tubo de vidro é dado por:

$$Q_{Trans} = \tau_{Vidro} Q_{Rad} \quad (3.33)$$

onde τ_{Vidro} é a transmissividade do vidro.

3.2.1.3.1.5 Energia Refletida pelo Tubo do Coletor

A radiação refletida pelo tubo do coletor é dada por:

$$Q_{RefCol} = \rho_{\lambda_{col}} Q_{Trans} \quad (3.34)$$

onde $\rho_{\lambda_{col}}$ é a refletividade do tubo do coletor.

3.2.1.3.1.6 Energia Emitida pelo Vidro na Superfície Externa

A energia perdida por emissão de radiação pela superfície externa do tubo de vidro devido ao aquecimento é definida pela Equação 3.35.

$$Q_{RadExt} = \varepsilon_{Vidro} \sigma A_{ExtVidro} (T_{Vidro}^4 - T_{Amb}^4) \quad (3.35)$$

onde ε_{Vidro} é a emissividade do vidro, σ é a constante de Stefan-Boltzmann, T_{Amb} é a temperatura ambiente e $A_{ExtVidro}$ é a área externa do cilindro de vidro definida por:

$$A_{ExtVidro} = \pi D_{ExtVidro} L_{Vidro} \quad (3.36)$$

3.2.1.3.1.7 Energia Perdida por Convecção para o Ambiente

O mecanismo de troca de calor com o ambiente é uma combinação da convecção natural e forçada, definida pela Equação 3.37, onde h_{Misto} é o coeficiente convectivo de troca de calor resultante dos efeitos combinados, que, segundo Incropera e DeWitt (2003), pode ser determinado pela Equação 3.38, sendo o coeficiente convectivo de troca de calor dado pela Equação 3.39.

$$Q_{Conv} = A_{ExtVidro} h_{Misto} (T_{Vidro} - T_{Amb}) \quad (3.37)$$

$$Nu^4 = Nu_{for}^4 + Nu_{nat}^4 \quad (3.38)$$

$$Nu = \frac{h_{Misto} D_{ExtVidro}}{k_{Ar}} \quad (3.39)$$

onde Nu_{for} é o número de Nusselt para convecção forçada, Nu_{nat} é o número de Nusselt para convecção natural, k_{Ar} é a condutividade térmica do ar.

a) Convecção Natural no Exterior do Cilindro de Vidro

A expressão para o cálculo do número de Nusselt para convecção natural no exterior do cilindro de vidro é dado por:

$$Nu_{nat} = cRa^n \quad (3.40)$$

onde c e n são apresentados na Tabela 3.3 e válidos para tubo na horizontal.

Sendo o número de Rayleigh definido por:

$$Ra = g \frac{2(T_{Vidro} - T_{Amb}) D_{ExtVidro}^3}{\nu_{Ar}^2 (T_{Vidro} + T_{Amb})} Pr_{Ar} \quad (3.41)$$

onde ν_{Ar} é a viscosidade cinemática do ar e Pr_{Ar} é o número de Prandtl do ar.

Tabela 3.3: Constantes para a convecção livre sobre um cilindro circular horizontal. Fonte: Incropera e DeWitt (2003), Ozisik (1990)

Ra	c	n
$10^{-10} - 10^{-2}$	0,675	0,058
$10^{-2} - 10^2$	1,02	0,148
$10^2 - 10^4$	0,850	0,188
$10^4 - 10^7$	0,480	0,250
$10^7 - 10^{12}$	0,125	0,333

b) Convecção forçada no exterior do cilindro de vidro

A correlação para o cálculo do número de Nusselt na convecção forçada no exterior do cilindro é dada pela Equação 3.42, conforme Incropera e DeWitt (2003) e Ozisik (1990).

$$Nu = C Re_D^m Pr_{Ar}^n \left(\frac{Pr_{Ar}}{Pr_s} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (3.42)$$

onde Pr_s é o número de Prandtl do ar calculado na temperatura da superfície do cilindro de vidro.

O número de Reynolds é dado por:

$$Re_D = \frac{u_{Vento} D_{VidroExt}}{\nu_{Ar}} \quad (3.43)$$

onde u_{Vento} é a velocidade do vento.

O parâmetro “n” da Equação 3.42 é determinado para o número de Prandtl $Pr \leq 10$, $n = 0,37$ e se $Pr > 10$, $n = 0,36$. As constantes C , m da correlação de Zhukauskas, Equação 3.42, são apresentados na Tabela 3.4.

Todas as propriedades são calculadas na temperatura do ambiente T_{Amb} , exceto Pr_s , que é avaliado na temperatura da superfície do coletor.

Tabela 3.4: Parâmetros da correlação de Zhukauskas¹. Fonte: Incropera e DeWitt (2003).

Re	C	m
1 - 40	0,75	0,4
40 - 1000	0,51	0,5
$10^3 - 2 \times 10^5$	0,26	0,6
$2 \times 10^5 - 10^6$	0,076	0,7

3.2.1.4 Balanço de Energia no Tubo Coletor

O balanço de energia no tubo coletor, Figura 3.2.6, é definido pela seguinte Equação:

$$\alpha_{Col} Q_{Trans} - Q_{RadCol} - Q_{Convl} - Q_{Transf} = m_{Col} C_{pCol} \frac{dT_{Col}}{dt} \quad (3.44)$$

onde α_{Col} é a absortividade do tubo do coletor, Q_{Transf} é a energia que foi transferida para o líquido, m_{Col} é a massa do tubo coletor, C_{pCol} é a capacidade calorífica do tubo coletor.

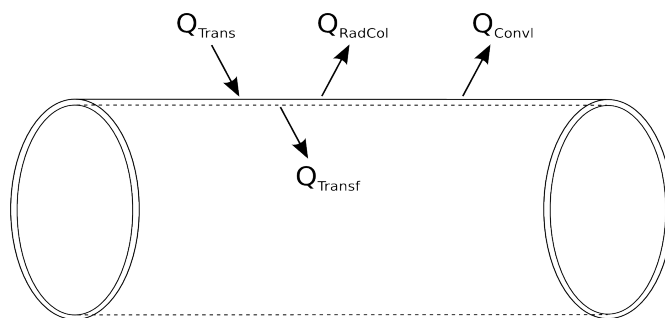


Figura 3.2.6: Balanço de energia no tubo coletor

¹ $0,7 < Pr < 500$

3.2.1.4.1 Energia Líquida Trocada entre o Tubo Coletor e o Tubo de Vidro

A energia emitida pelo coletor devido ao efeito da temperatura é definida pela Equação 3.45.

$$Q_{RadCol} = \frac{\sigma A_{ExtCol} (T_{Col}^4 - T_{Vidro}^4)}{\frac{1}{\epsilon_{Col}} + \frac{1 - \epsilon_{Vidro}}{\epsilon_{Vidro}} \left(\frac{D_{ExtCol}}{D_{ExtVidro}} \right)} \quad (3.45)$$

onde ϵ_{Col} é a emissividade do tubo coletor, A_{ExtCol} é a área da lateral externa do tubo coletor.

3.2.1.4.2 Energia Refletida pelo Coletor

A energia refletida pela coletor devido a superfície é dada por:

$$Q_{RefCol} = \rho_{\gamma_{col}} Q_{Trans} \quad (3.46)$$

3.2.1.4.3 Energia Transferida para o Fluido Térmico

A energia transferida para o fluido que escoar no interior do tubo coletor é dada por:

$$Q_{Transf} = UA_{Col} (T_{Col} - T_{Liq}) \quad (3.47)$$

onde U é o coeficiente global de troca térmica, T_{Liq} é a temperatura média do líquido no interior do tubo coletor e A_{Col} é a área do tubo coletor.

3.2.1.4.4 Cálculo do Coeficiente Global de Troca Térmica

O produto do coeficiente global de troca térmica pela área do interna do tubo coletor é definido por:

$$UA_{Col} = \frac{1}{\frac{1}{h_{IntCol} \pi D_{IntCol} L_{Col}} + \ln\left(\frac{D_{ExtCol}}{D_{IntCol}}\right) \frac{1}{2\pi k_{Col} L_{Col}} + \frac{1}{\pi D_{ExtCol} L_{Col} h_{\delta}}} \quad (3.48)$$

onde h_{IntCol} é o coeficiente de troca térmica por convecção no lado interno tubo coletor, L_{Col} é o comprimento do tubo coletor, k_{Col} é o coeficiente de condutividade térmica do tubo coletor.

3.2.1.4.4.1 Cálculo do Coeficiente de Troca Térmica por Convecção

a) Escoamento Laminar no Interior de Tubos

O coeficiente de troca térmica, para o escoamento laminar e em regime permanente no interior dos tubos é dado pela Equação 3.49 e é válido para a região onde a camada limite hidrodinâmica e térmica estejam completamente desenvolvidas.

$$Nu = \frac{h_{IntCol} D_h}{k_{Liq}} \quad (3.49)$$

onde D_h é o diâmetro hidráulico e k_{Liq} é o coeficiente condutivo de troca térmica do líquido.

b) Escoamento Turbulento no Interior de Tubos Lisos e Rugosos

O número de Nusselt para o interior dos tubos lisos e rugosos em escoamento turbulento e em regime permanente é definido pôr:

$$Nu = \frac{Re Pr}{1,07 + 12,7 (Pr^{2/3} - 1) \left(\frac{f}{8}\right)^{1/2}} \left(\frac{f}{8}\right) \left(\frac{\mu_{Liq}}{\mu_{Col}}\right)^n \quad (3.50)$$

onde μ_{Liq} é a viscosidade média global da água e μ_{Col} a viscosidade da água na temperatura da parede e f é o fator de atrito definido por:

$$f = [1,82 \log(Re) - 1,64]^{-2} \quad (3.51)$$

para $Re \leq 3,4 \times 10^6$

A Equação 3.50 é válida para as faixas de números de Reynolds e Prandtl, e razão de viscosidades dadas abaixo.

$$\begin{aligned} 10^4 &< Re < 5 \times 10^6 \\ 0,50 &< Pr < 200 \quad \text{com erro de 5\%} \\ 0,50 &< Pr < 2000 \quad \text{com erro de 10\%} \\ 0,08 &< \frac{\mu_{sup}}{\mu_{liq}} < 40 \end{aligned}$$

O coeficiente n da Equação 3.50 é dado por:

$$n = \begin{cases} 0,11 & \text{para aquecimento com } T_{Col} \text{ uniforme } (T_{Col} > T_{Liq}) \\ 0,25 & \text{para esfriamento com } T_{Col} \text{ uniforme } (T_{Col} < T_{Liq}) \\ 0 & \text{para fluxo de calor uniforme na parede ou gases.} \end{cases} \quad (3.52)$$

3.2.1.4.5 Balanço de Energia no Líquido que Flui pelo Tubo Coletor

O balanço de energia para o líquido que passa pelo interior do tubo coletor (Figura 3.2.7) é definido por:

$$Q_{Transf} - \dot{m}_{Liq} C_{p_{Liq}} (T_{Liq} - T_{Liq_e}) = m_{Liq} C_{p_{Liq}} \frac{dT_{Liq}}{dt} \quad (3.53)$$

onde \dot{m}_{Liq} é a vazão de água, m_{Liq} é a massa de líquido contido no volume interno do coletor e T_{Liq_e} é a temperatura do líquido na entrada do tubo coletor.

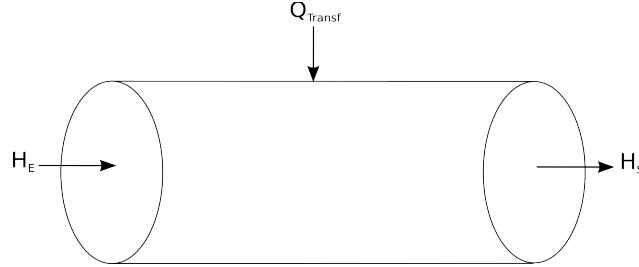


Figura 3.2.7: Balanço de energia no líquido que flui pelo tubo coletor

3.2.2 Modelagem Matemática no Tanque de Água Salgada

3.2.2.1 Balanço de Energia no Tanque de Água Salgada

O balanço de energia do tanque de água salgada (Figura 3.2.8), é definido por:

$$L_{Des} C_{p_{Des}} (T_{Des} - T_{Ref}) + L_{Rep} C_{p_{Rep}} (T_{Rep} - T_{Ref}) + L_{Rec} C_{p_{Rec}} (T_{Rec} - T_{Ref}) - (L_{Des} + L_{Rep} + L_{Rec}) C_{p_{Tanq}} (T_{Tanq} - T_{Ref}) = \rho_{Tanq} V_{Tanq} \frac{dT_{Tanq}}{dt} \quad (3.54)$$

onde L_{Des} é a vazão de água salgada concentrada que retorna do dessalinizador, $C_{p_{Des}}$ é a capacidade calorífica da água salgada concentrada que retorna do dessalinizador, T_{Des} é a temperatura da água dessalinizada produzida, T_{Ref} é a temperatura de referência, L_{Rep} é a vazão de água salgada de reposição, $C_{p_{Rep}}$ é a capacidade calorífica da água salgada de reposição, T_{Rep} é a temperatura da água salgada de reposição, L_{Rec} é a vazão de recirculação de água, $C_{p_{Rec}}$ é a capacidade calorífica da água recirculação, T_{Rec} é a temperatura da água de recirculação, $C_{p_{Tanq}}$ é a capacidade calorífica da água do tanque,

T_{Tanq} é a temperatura da água do tanque, ρ_{Tanq} é a densidade da água do tanque e V_{Tanq} é o volume da água do tanque de água salgada.

3.2.2.2 Balanço de Massa no Tanque de Água Salgada

O balanço de massa do sal é dado por:

$$L_{Des} C_{Sal_{Des}} + L_{Rep} C_{Sal_{Rep}} + L_{Rec} C_{Sal_{Rec}} + (L_{Des} + L_{Rep} + L_{Rec}) C_{Sal_{Tanq}} = V_{Tanq} \rho_{Tanq} \frac{dC_{Sal_{Tanq}}}{dt} \quad (3.55)$$

onde $C_{Sal_{Des}}$ é a concentração de sal na corrente de água concentrada que retorna do dessalinizador, $C_{Sal_{Rep}}$ é a concentração de sais na corrente de reposição de água salgada, $C_{Sal_{Rec}}$ é a concentração de sais da corrente de recirculação, $C_{Sal_{Tanq}}$ é a concentração de sais no tanque de água salgada.

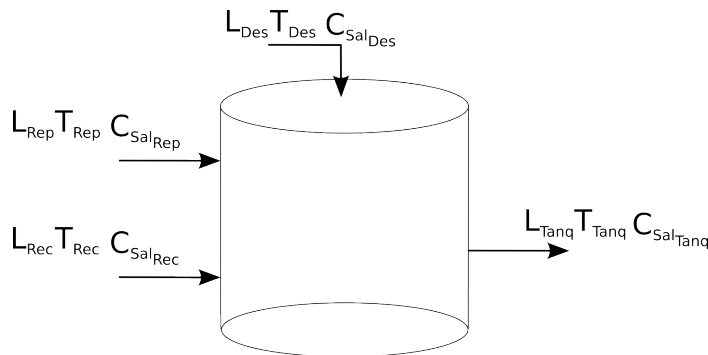


Figura 3.2.8: Tanque de água salgada

3.3 Solução Numérica

Para resolver o modelo do sistema de aquecimento solar proposto, foi desenvolvido um programa computacional em FORTRAN 90 empregando o método de Runge-Kutta de 4ª

ordem, com passo de tempo de 0,001s simulando aproximadamente 11 horas reais.

A Tabela 3.5 apresenta os principais dados utilizados nas simulações do sistema de aquecimento solar proposto. O sistema simulado contou com 4 coletores concentradores de luz solar operando em paralelo, ou seja, a vazão de água de cada coletor foi calculada dividindo-se a vazão da bomba pelo número de coletores. Após a água deixar os coletores as vazões individuais voltam a se unir, sendo conduzida para o dessalinizador, onde uma parte é utilizada para a dessalinização e a outra é recirculada para o tanque de água salgada a fim de manter a temperatura.

Tabela 3.5: Principais dados para a simulação

Comprimento do coletor solar	6,0 m
Largura do coletor solar	1,0 m
Diâmetro do tubo de vidro	0,16 m
Diâmetro do tubo coletor	0,05 m
Refletividade do espelho	0,95
Absortividade do tubo de vidro	0,05
Refletividade do tubo de vidro	0,05
Emissividade do tubo de vidro	0,80
Transmissividade do tubo de vidro	0,93
Absortividade do tubo coletor	0,95
Emissividade do tubo coletor	0,08
Vazão para o dessalinizador	0,13 kg/s
Vazão de água	2.400,0 litros/h
Volume do tanque	0,1 m ³

CAPÍTULO 4

Resultados e Discussão

4.1 Análise Experimental

4.1.1 Avaliação de Desempenho do Sistema no Arranjo 1.

Na Figura 4.1.1 está representada a influência da temperatura da água de alimentação e da vazão de ar na umidade absoluta da câmara de umidificação no arranjo 1 (Tabela 3.1). Como pode ser visto, o maior ganho de umidade ocorreu na temperatura de 50°C e na condição de menor vazão de ar. Para as temperaturas de 30 e 40°C a diferença do ganho de umidade foi praticamente insignificante, porém se comparada com a umidade do ar de alimentação do sistema nas condições do ambiente apresentou um ganho de aproximadamente duas vezes e meia. Esse comportamento deve-se as propriedades psicrométricas do ar, pois ao ser aquecido aumenta significativamente a sua capacidade de armazenar vapor de água como pode ser facilmente observadas em uma carta psicrométrica.

A curva de 40°C apresenta uma degrau no ganho de umidade absoluta. Este ganho associado a uma maior turbulência causada pela efeito ciclônico ocasionado pela entrada tangencial de ar, tal comportamento provoca o aumento dos coeficientes de troca de calor e massa justificando o ganho de umidade.

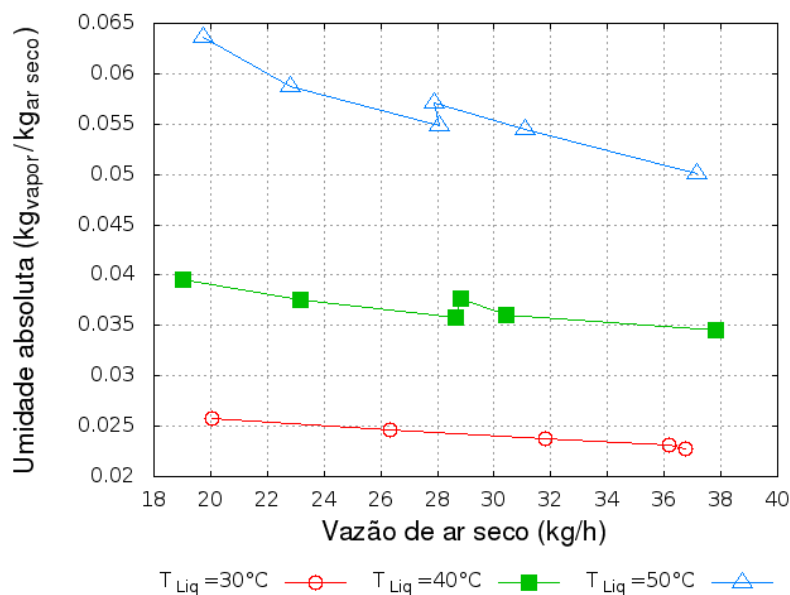


Figura 4.1.1: Umidade absoluta na câmara de umidificação - Arranjo 1

A Figura 4.1.2 apresenta o efeito da vazão do ar e da temperatura da água de alimentação na umidade absoluta de saída da câmara de desumidificação para o arranjo 1 (Tabela 3.1). Percebe-se uma tendência maior de ocorrer maiores teores de umidade no ar de saída quanto maior for a temperatura da água de alimentação, ocasionando maiores perdas de umidade e energia para o ambiente.

A diferença entre a umidade da câmara de umidificação (Figura 4.1.1) e a câmara de desumidificação (Figura 4.1.2) multiplicada pela vazão de ar é igual ao conteúdo de umidade condensada por unidade de tempo (produção de água dessalinizada), como pode ser observado na Figura 4.1.3. Percebe-se que a maior produção de água dessalinizada ocorre em duas condições distintas de vazão de ar, entretanto a condição de menor consumo energético é a mais adequada para o arranjo 1 (Tabela 3.1).

A menor temperatura não apresenta produção perceptível devido as as propriedades psicrométricas do ar, que nessa temperatura apresenta uma capacidade de saturação muito pequena.

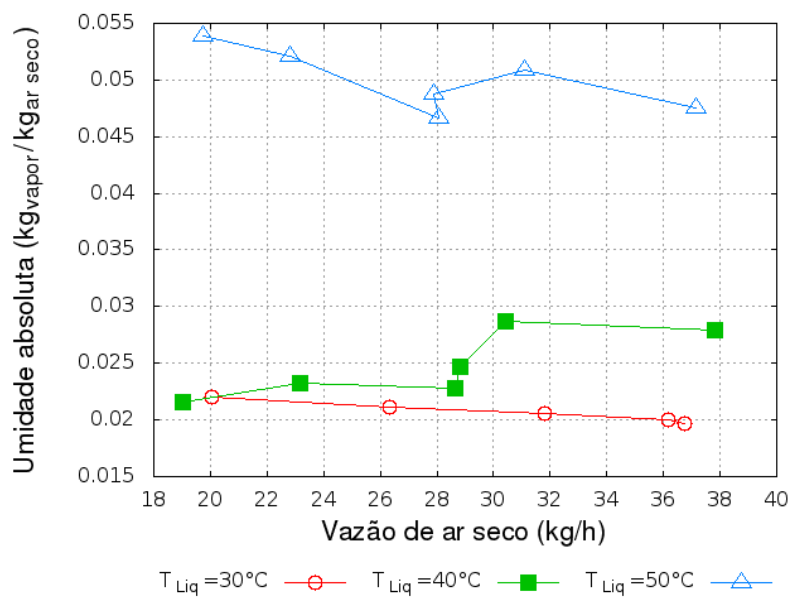


Figura 4.1.2: Umidade absoluta na câmara de desumidificação - Arranjo 1

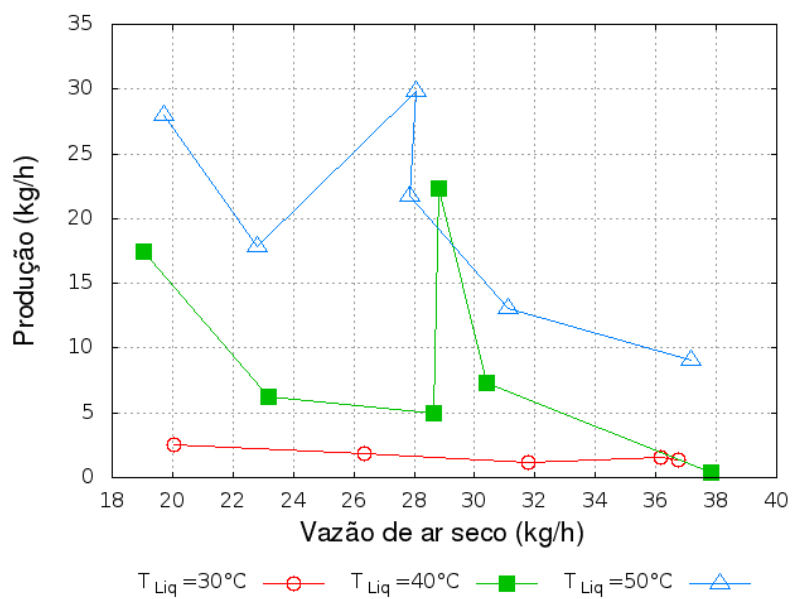


Figura 4.1.3: Produção de dessalinizado - Arranjo 1

Na Figura 4.1.4 está representado o efeito da temperatura da água de alimentação e da

vazão do ar no reuso de energia para o arranjo 1 (Tabela 3.1). Percebe-se a inversão nos valores do GOR para as temperaturas da água de alimentação para os valores de 30 e 40°C. Porém para a temperatura de 50°C e qualquer valor de vazão de ar o valor do GOR se manteve superior as das demais temperaturas. Observa-se ainda nesta Figura, que para o valor de vazão de ar de 63 kg/h o GOR, apresenta um pico para as temperaturas de água de alimentação de 40 e 50°C. Entretanto para a temperatura de 30°C o efeito demonstrou-se insignificante.

Conforme esperado, o aumento no GOR resulta no aumento da produção de água dessalinizada, como pode ser visto nas Figuras 4.1.3 e 4.1.4, entretanto a menor vazão de ar é mais aconselhado devido ao custo energético para atingir maiores vazões.

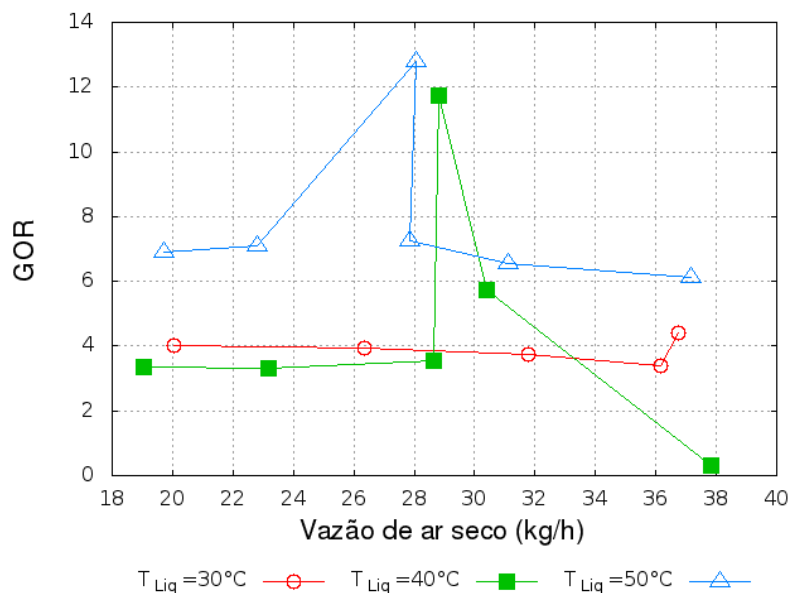


Figura 4.1.4: Reuso de energia - Arranjo 1

Na Figura 4.1.5 está representado o efeito da vazão de ar e da temperatura água de alimentação na temperatura da câmara de umidificação. Como pode ser visto, ocorre uma redução da temperatura com o aumento da vazão de ar. A ocorrência das maiores temperaturas nas menores vazões de ar, justifica a maior produção de água dessalinizada (Figura 4.1.3) pois com a elevação da temperatura proporciona o aumento da capacidade do ar

em transportar umidade.

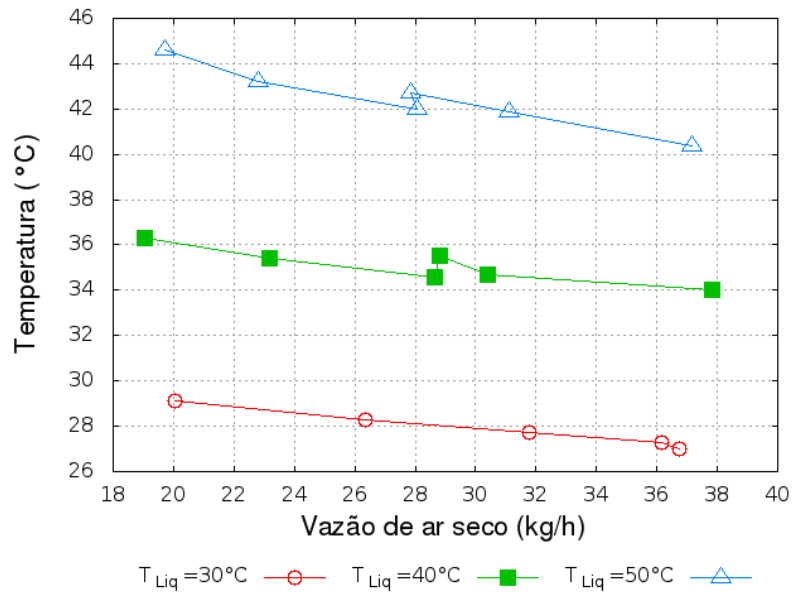


Figura 4.1.5: Temperatura na câmara de umidificação – Arranjo 1

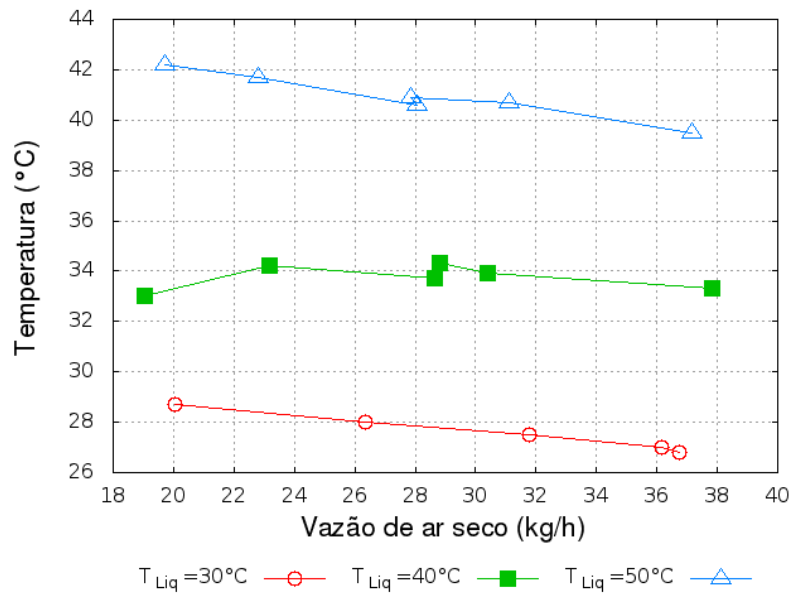


Figura 4.1.6: Temperatura na câmara de desumidificação – Arranjo 1

A Figura 4.1.6, ilustra o efeito do aumento da temperatura da água na câmara de desumidificação para o arranjo 1 (Tabela 3.1). Como esperado, quanto maior a temperatura da água de alimentação maior a temperatura do ar na câmara de desumidificação, concordando com o aumento da umidade absoluta mostrado na Figura 4.1.1.

4.1.2 Avaliação do Desempenho do Sistema no Arranjo 2

A Figura 4.1.7 apresenta o efeito do aumento da temperatura da água de alimentação e vazão de ar no processo de umidificação do ar para o arranjo 2 (Tabela 3.1). Como pode ser visto o maior teor de umidade foi alcançado na condição de maior temperatura da água de alimentação e menor vazão de ar.

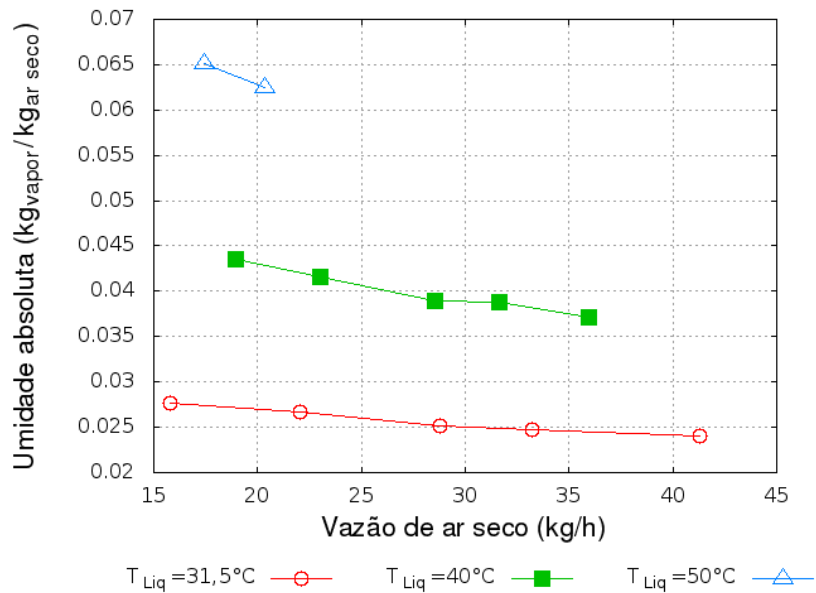


Figura 4.1.7: Umidade absoluta na câmara de umidificação - Arranjo 2

A Figura 4.1.8 apresenta o efeito da temperatura da água de alimentação e vazão de ar no processo de desumidificação para o arranjo 2 (Tabela 3.1). Como pode ser visto, quanto maior a temperatura da água de alimentação, maior o teor de umidade do ar que deixa a câmara de desumidificação apresentando comportamento semelhante e esperado aos resultados apresentados na Figura 4.1.7.

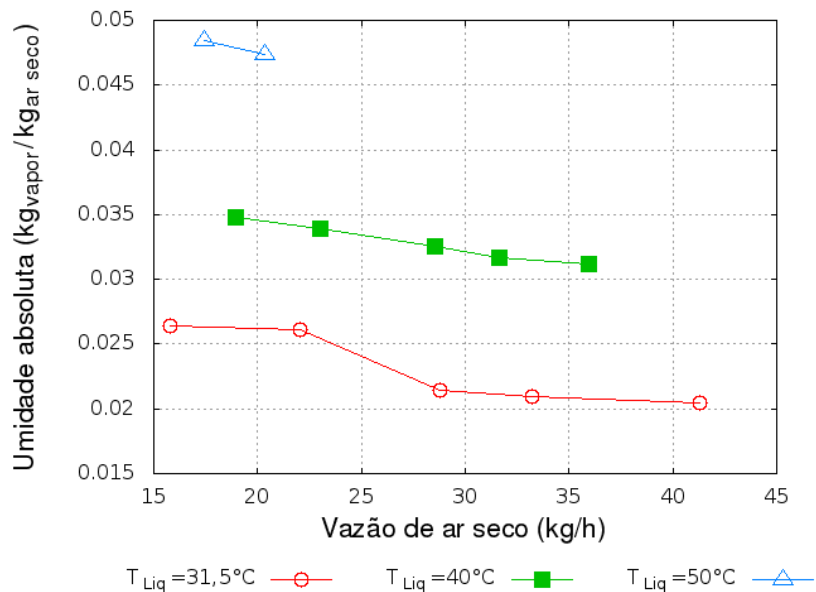


Figura 4.1.8: Umidade absoluta na câmara de desumidificação - Arranjo 2

Na Figura 4.1.9 está representada a influência da vazão de ar e da temperatura da água de alimentação na temperatura do ar da câmara de umidificação. Como pode ser visto a temperatura diminui com o aumento da vazão de ar. Esse comportamento pode ser explicado pela redução da capacidade de transferência de calor e massa para elevadas vazões de ar, em concordância com a Figura 4.1.7, pois redução na temperatura tem como consequência imediata a redução na umidade absoluta.

A Figura 4.1.10 ilustra a influência da vazão de ar e da temperatura da água de alimentação na temperatura do ar da câmara de desumidificação. Como pode ser visto a temperatura diminui com o aumento da vazão de ar e concordância com a Figura 4.1.9.

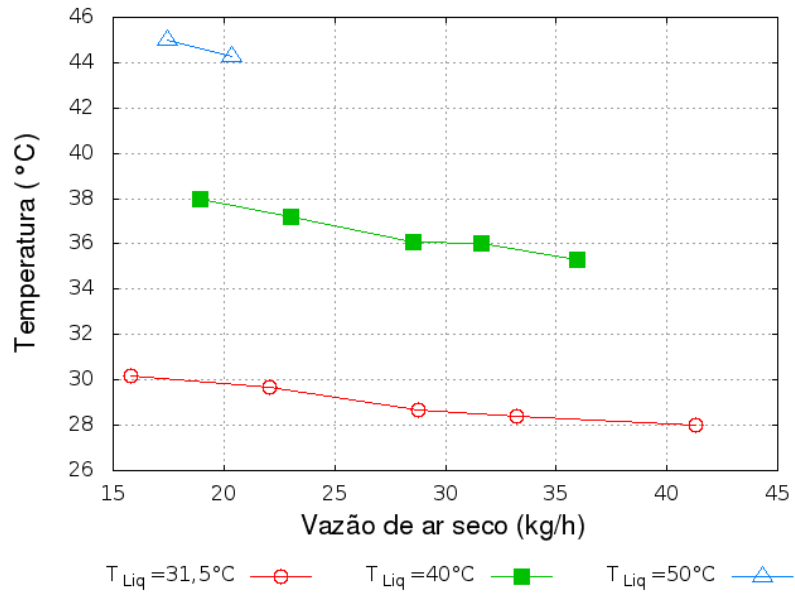


Figura 4.1.9: Temperatura da câmara de umidificação – Arranjo 2

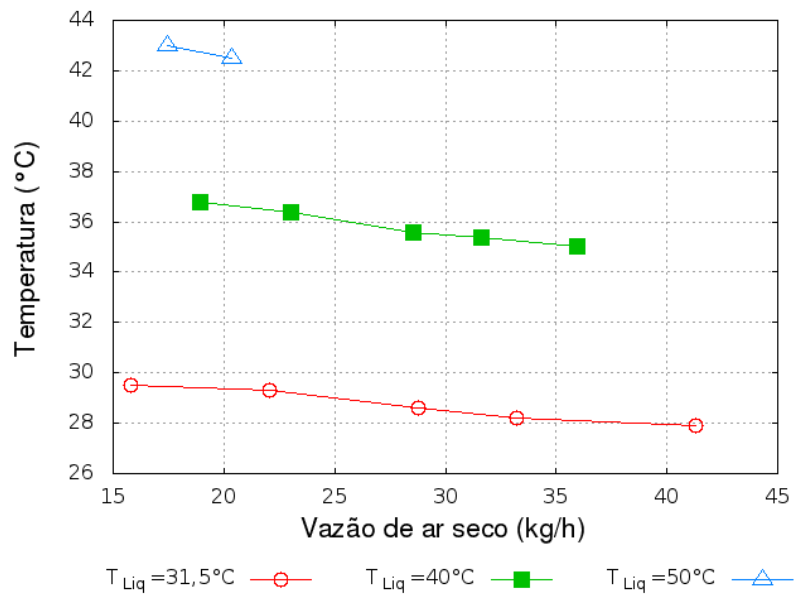


Figura 4.1.10: Temperatura do ar na câmara de desumidificação – Arranjo 2

A Figura 4.1.11 ilustra o efeito da temperatura da água de alimentação e da vazão de ar no reuso de energia. Como pode ser visto para as temperaturas de 31°C e 40°C o GOR aumentou, com exceção da temperatura de 50°C que houve redução com o aumento da vazão. Esse comportamento ascendente se deve ao fato de não haver energia suficiente na água de alimentação para aquecer o ar, colaborando assim, para o aumento do resfriamento da parede da câmara de umidificação favorecendo a condensação.

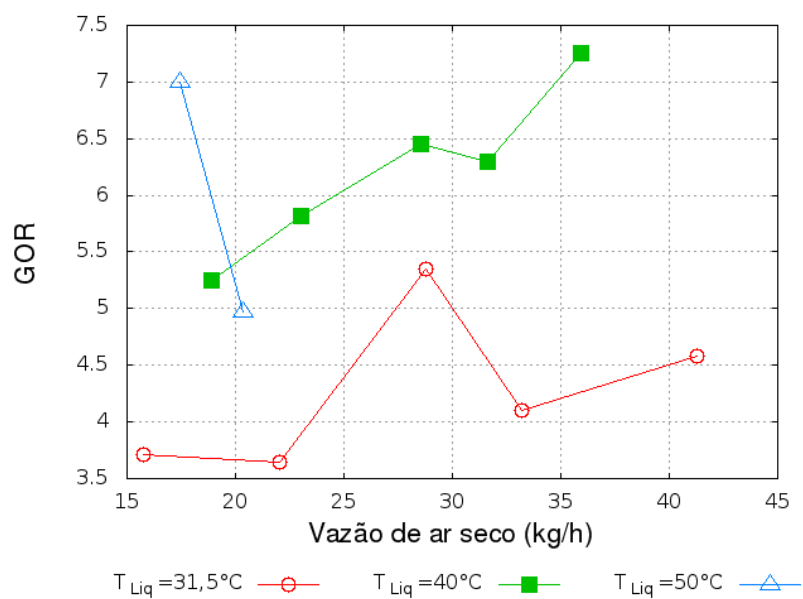


Figura 4.1.11: Reuso de energia - Arranjo 2

A Figura 4.1.12 ilustra a influência da temperatura da água de alimentação e da vazão de ar na produção de dessalinizado para o arranjo 2. Como pode ser visto, a produção aumentou com o aumento da temperatura da água de alimentação e diminuiu com o aumento da vazão de ar.

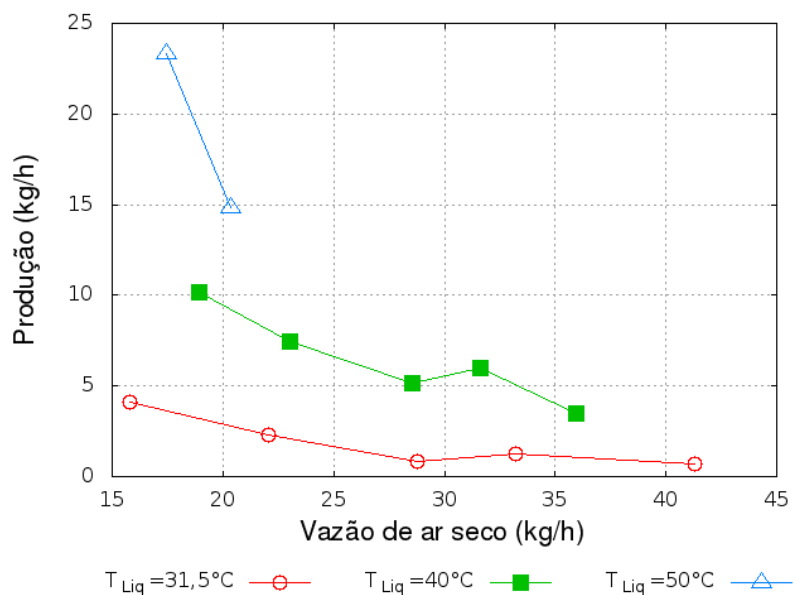


Figura 4.1.12: Produção de dessalinizado - Arranjo 2

4.1.3 Avaliação do Desempenho do Sistema no Arranjo 3

A Figura 4.1.13 apresenta o efeito do aumento da temperatura da água de alimentação e vazão de ar no processo de umidificação do ar para o arranjo 3 (Tabela 3.1). Como pode ser visto, o maior teor de umidade foi alcançado na condição de maior temperatura da água de alimentação e menor vazão de ar.

A Figura 4.1.14 apresenta o efeito da temperatura da água de alimentação e vazão de ar no processo de desumidificação para o arranjo 2 (Tabela 3.1). Como pode ser visto, quanto maior a temperatura da água de alimentação, maior o teor de umidade do ar que deixa a câmara de desumidificação apresentando comportamento ligeiramente diferente do esperado para as temperaturas da água salgada de 40°C e 50°C nas vazões de ar seco superiores a 30 kg/h.

Este comportamento não está em acordo com a variação de temperatura ocorrida na câmara de desumidificação conforme mostra a Figura 4.1.16, pois com a redução da

temperatura a umidade absoluta deveria diminuir também. Este efeito se deve provavelmente à uma condição transiente ou a dificuldade de estabilização da indicação da umidade.

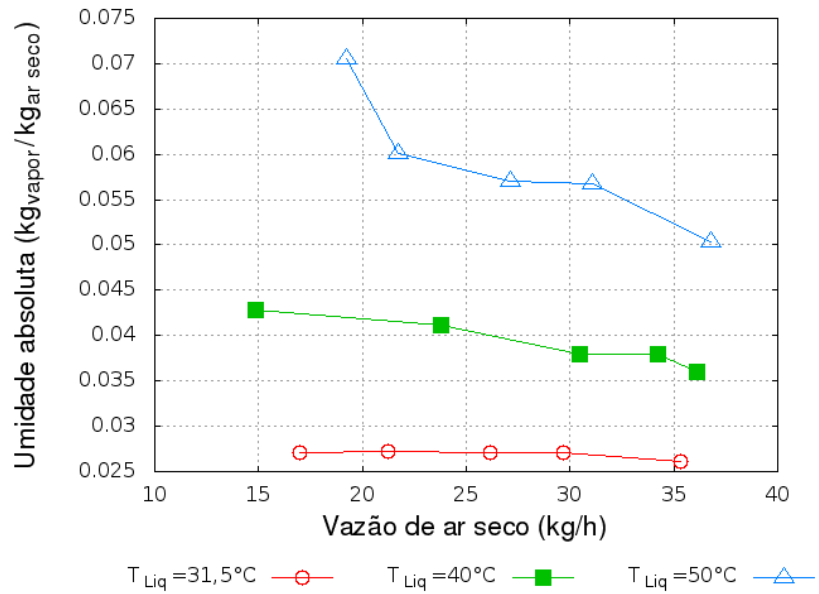


Figura 4.1.13: Umidade absoluta na câmara de umidificação – Arranjo 3

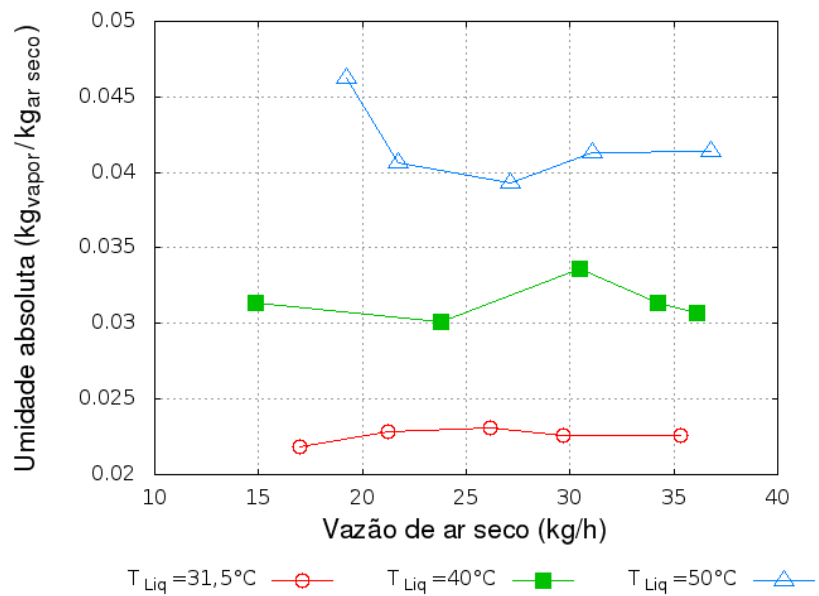


Figura 4.1.14: Umidade absoluta na câmara de desumidificação - Arranjo 3

As Figuras 4.1.15 e 4.1.16 mostram o comportamento da temperatura das câmaras de umidificação e desumidificação em resposta as alterações de vazão do ar e temperatura da água salgada. Como pode ser visto, os perfis são praticamente os mesmos, as maiores temperaturas são obtidas nas condições de menor vazão de ar e maior temperatura da água salgada.

As Figuras 4.1.17 e 4.1.18 mostram as influências das mudanças de temperatura da água salgada e da vazão do ar para no reuso de energia e a produção de dessalinizado, respectivamente. O maior reuso de energia ocorreu na temperatura da água salgada de 40°C e menor vazão de ar, entretanto a maior produção de dessalinizado ocorreu na maior temperatura da água salgada e menor vazão de ar.

Devido a problemas ocorridos nos instrumentos de medição de umidade relativa, não foi possível obter os dados experimentais completos para o arranjo 4, os dados que foram obtidos são apresentados no Apêndice II.

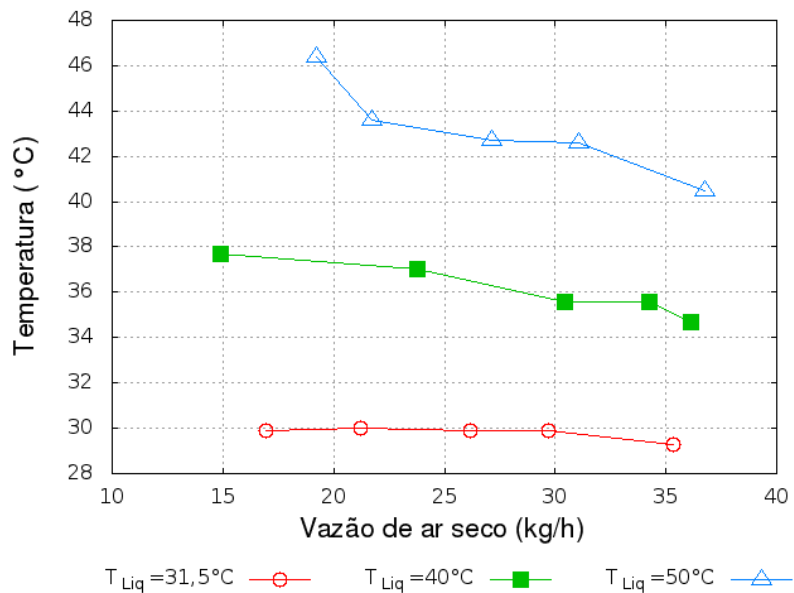


Figura 4.1.15: Temperatura na câmara de umidificação - Arranjo 3

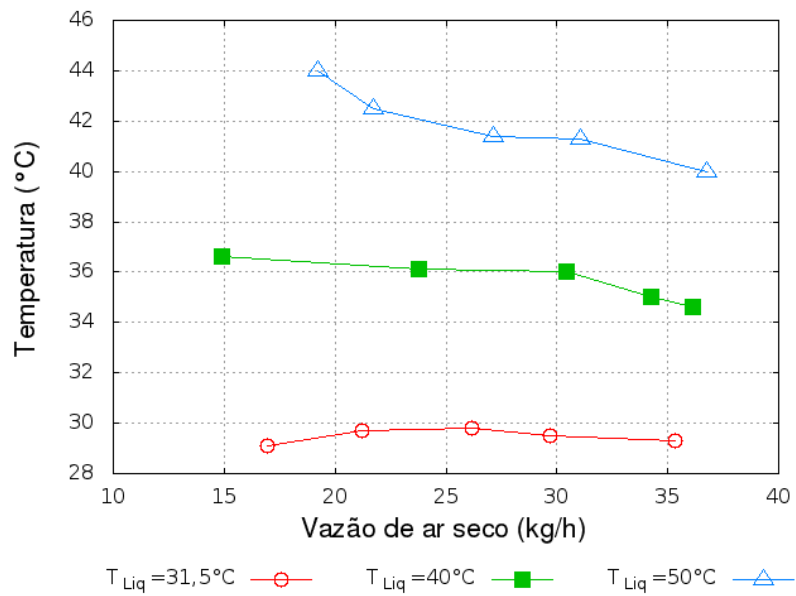


Figura 4.1.16: Temperatura da câmara de desumidificação – Arranjo 3

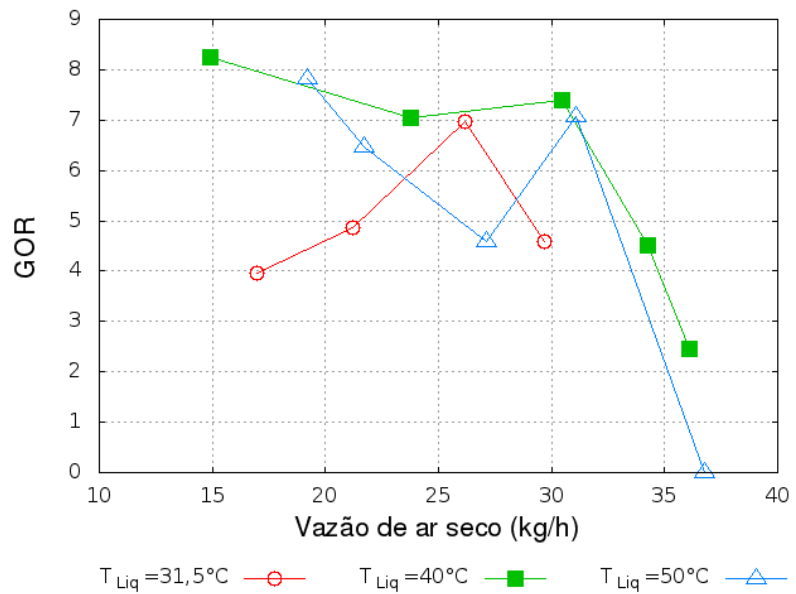


Figura 4.1.17: Reuso de energia - Arranjo 3

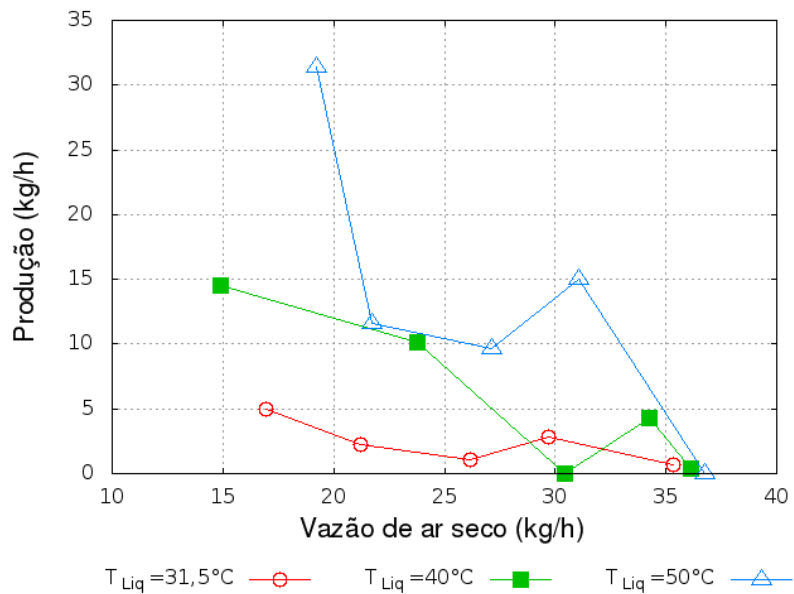


Figura 4.1.18: Produção de dessalinizado - Arranjo 3

4.1.4 Avaliação do Desempenho do Sistema no Arranjo 5

Na Figura 4.1.19 está representado o efeito da temperatura da água de alimentação e vazão de ar na câmara de umidificação para o arranjo 5. Como pode ser visto a umidade absoluta do ar aumentou com o aumento da temperatura e diminuiu com o aumento da vazão de ar. Como para este arranjo os bicos aspersores estão distribuídos ao longo da câmara de umidificação, não percebe-se aumento do ganho de umidade com a vazão de ar.

A Figura 4.1.20 ilustra o efeito da temperatura da água de alimentação e da vazão de ar na umidade absoluta na câmara de desumidificação para o arranjo 5. Como pode ser visto a umidade absoluta aumentou com o aumento da temperatura da água de alimentação e praticamente não teve influência da vazão de ar.

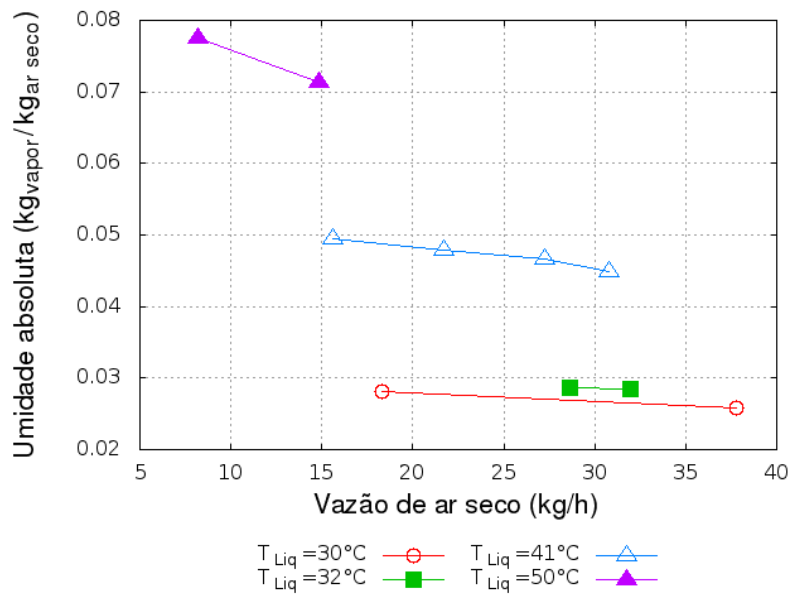


Figura 4.1.19: Umidade absoluta na câmara de umidificação – Arranjo 5

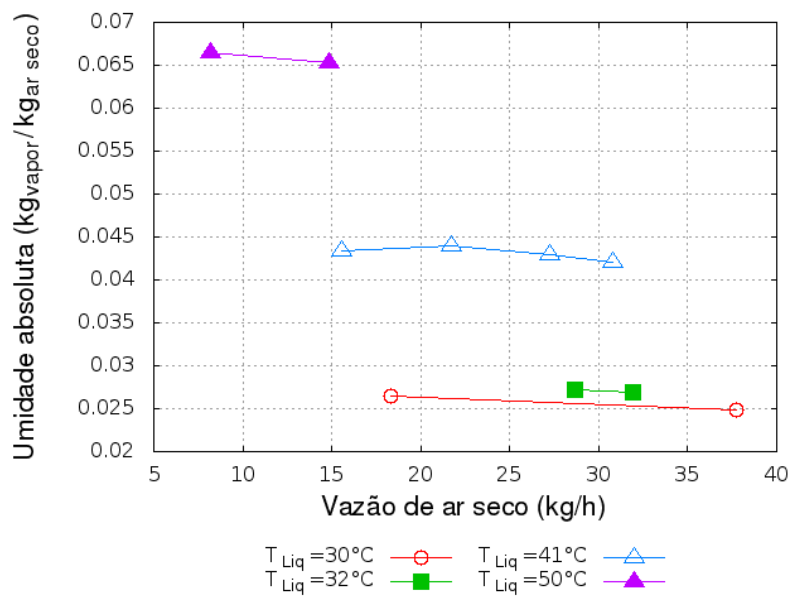


Figura 4.1.20: Umidade absoluta na câmara de desumidificação – Arranjo 5

A Figura 4.1.21 ilustra o efeito da temperatura da água de alimentação e vazão de ar na temperatura da câmara de umidificação. Como pode ser visto, a temperatura da câmara de umidificação aumentou com o aumento da temperatura da água de alimentação e diminuiu com o aumento da vazão de ar. Esse efeito inverso com a vazão de ar ocorre devido ao fato do tempo de contato entre a água de alimentação e o ar diminuir com o aumento da vazão e ar, ocasionando assim uma menor transferência de calor e de massa.

A Figura 4.1.22 ilustra o efeito da temperatura da água de alimentação e da vazão do ar na umidade absoluta da câmara de desumidificação para o arranjo 5. Como pode ser visto a umidade absoluta aumentou com o aumento da temperatura da água de alimentação e se manteve praticamente constante com o aumento da vazão de ar, pois o efeito da temperatura somado ao efeito de turbilhonar aumenta a evaporação e mantêm os teores de umidade absoluta praticamente constante.

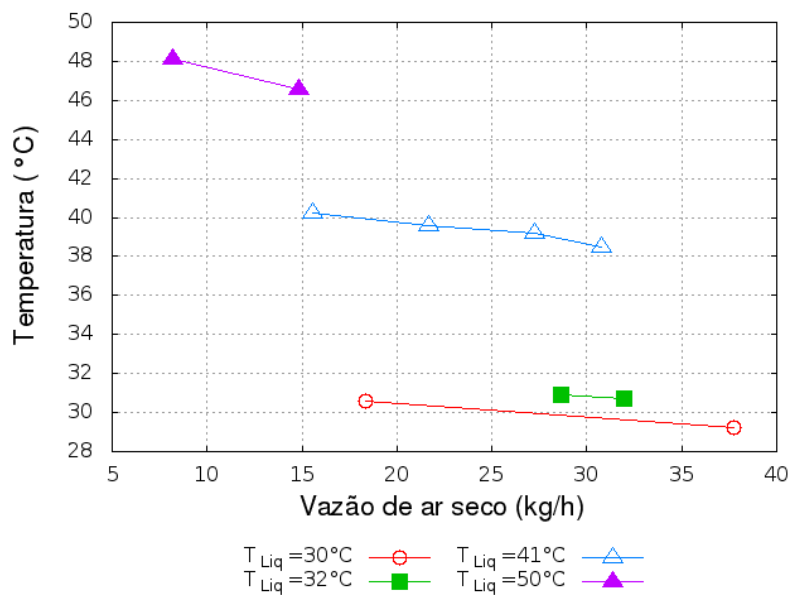


Figura 4.1.21: Temperatura do ar na câmara de umidificação – Arranjo 5

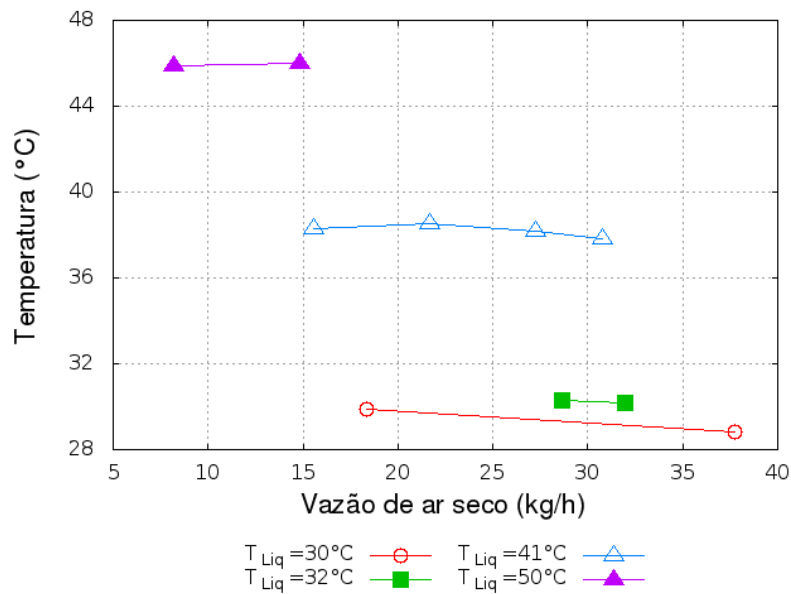


Figura 4.1.22: Temperatura do ar na câmara de desumidificação - Arranjo 5

Na Figura 4.1.23 está representado o efeito da temperatura da água de alimentação e da vazão de ar no reuso de energia para o arranjo 5. Como pode ser visto, quanto maior a temperatura da água de alimentação maior o GOR. Para a temperatura de 40°C percebe-se uma leve redução com o aumento da vazão de ar, que poderia ser explicado pelo aumento do transporte de calor realizado pelo ar para fora do equipamento e menor tempo de contato com as paredes do câmara de desumidificação. Para a temperatura de 50°C percebe-se um forte aumento do GOR com o aumento da vazão de ar

A Figura 4.1.24 ilustra o efeito da temperatura da água de alimentação e vazão de ar na produção de dessalinizado para o arranjo 5. Como pode ser visto a produção aumenta com o aumento da temperatura da água de alimentação e diminui com o aumento da vazão de ar, concordando como os resultados obtidos por Hou *et al.* (2010) que, em seu trabalho, observou a mesma dependência com a temperatura e vazão de ar.

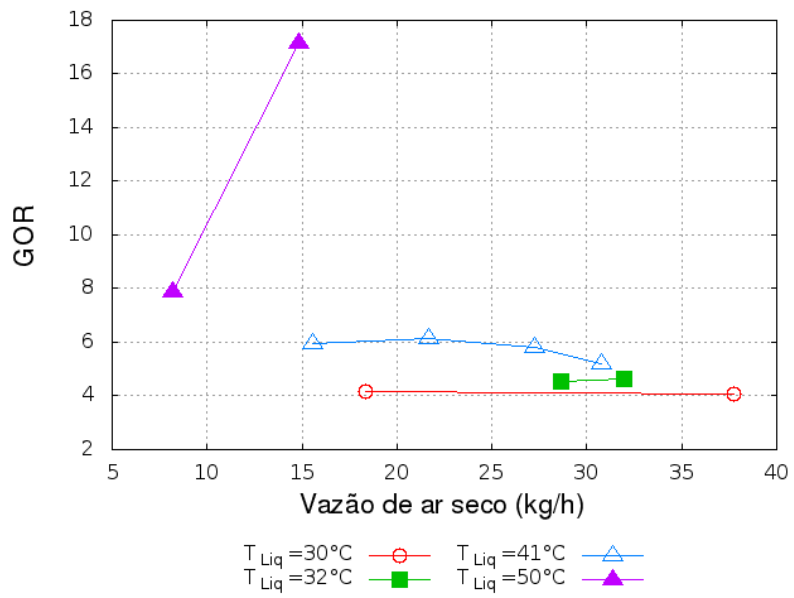


Figura 4.1.23: Reuso de energia – Arranjo 5

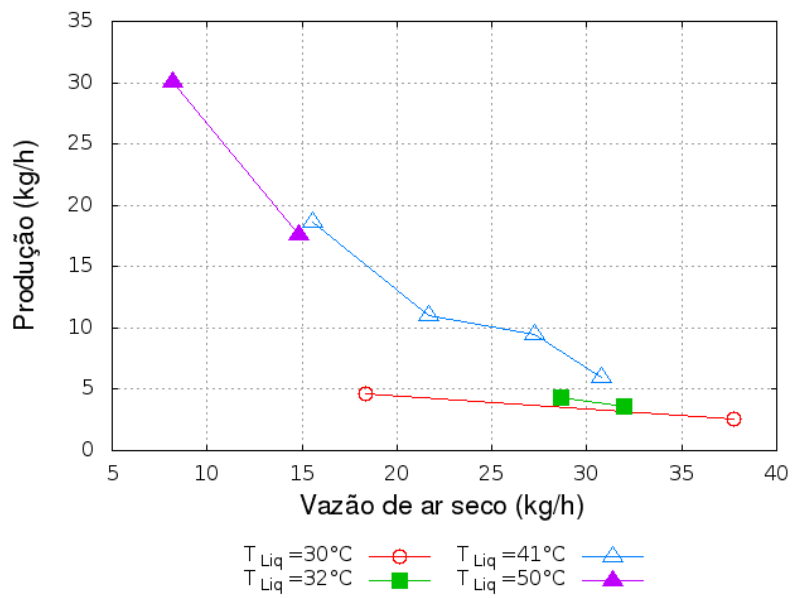


Figura 4.1.24: Produção de dessalinizado – Arranjo 5

4.1.5 Comparação do Desempenho dos Arranjos

As Figuras 4.1.25, 4.1.26 e 4.1.27 mostram a evolução da umidade absoluta na câmara de umidificação para os arranjos de bicos aspersores tratados nesta tese. Como pode ser observado o maior teor de umidade absoluta foi obtida para o arranjo 5 nas condições de temperatura de entrada da água salgada e calor. Este fato pode ser explicado pela maior disponibilidade de água salgada e, por consequência, maior área de contato entre as gotículas de água salgada e o ar, melhorando os coeficientes de transferência de calor e massa.

Como pode ser visto na Figura 4.1.25 o teor de umidade absoluta aumenta com a proximidade do arranjo da entrada de ar (ver Figura 3.2.2 e Tabela 3.1 na página 90). Por ser, o arranjo 1, o mais distante da região de entrada de ar, ele sofre os menores efeitos de turbulência gerado pela entrada tangencial de ar (ver as Figuras 3.1.2 e 3.1.3), justificando assim ser do arranjo 1 os menores valores de umidificação e o aumento quando comparado com os arranjos 2 e 3.

Como pode ser percebido na Figura 4.1.26 e 4.1.27, os fenômenos descritos anteriormente podem se manter, e a estes somando-se, neste caso, o efeito da temperatura, resultando em valores maiores de umidade absoluta para os arranjos isoladamente e somados para o arranjo 5.

Os fenômenos mencionados podem produzir as mesmas tendencia para a umidade absoluta na câmara de desumidificação como mostrada nas Figuras 4.1.28, 4.1.29 e 4.1.30, pois os menores valores de umidade absoluta, são obtidos quanto mais próximo o arranjo esteja da zona de entrada de ar na câmara de umidificação.

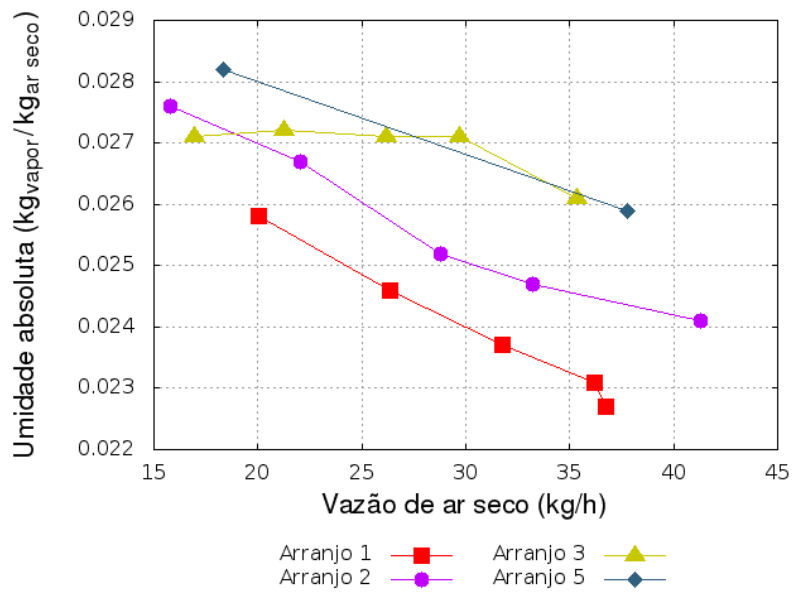


Figura 4.1.25: Umidade absoluta na câmara de umidificação – $T_{Liq} = 30^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$

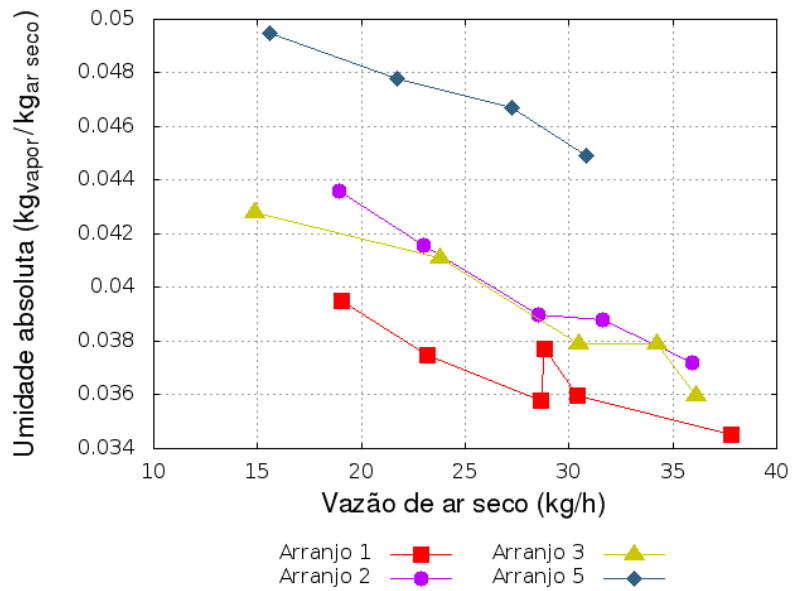


Figura 4.1.26: Umidade absoluta na câmara de umidificação - $T_{Liq} = 40^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$

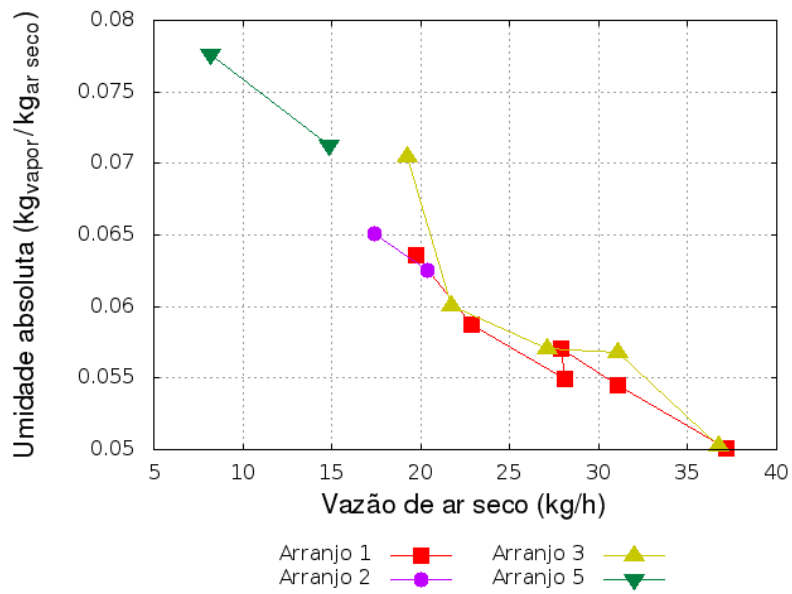


Figura 4.1.27: Umidade absoluta na câmara de umidificação - $T_{Liq} = 50^{\circ}C$

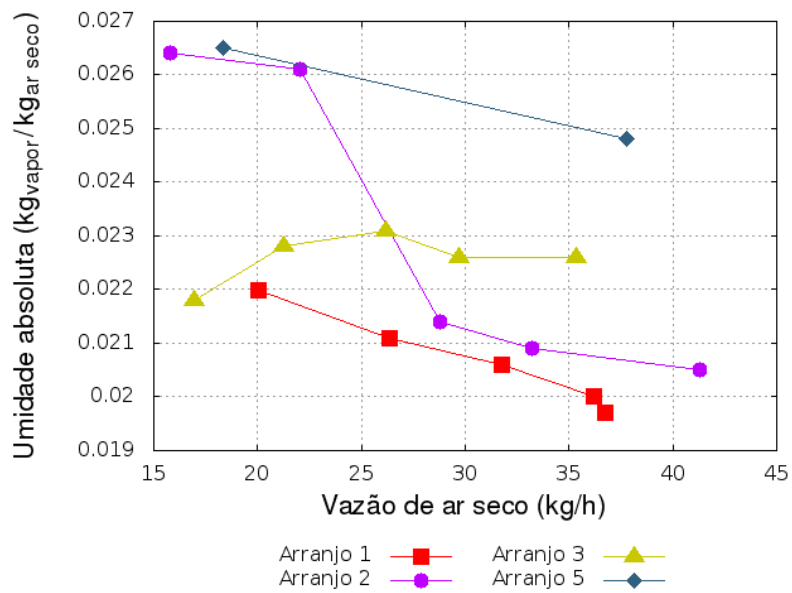


Figura 4.1.28: Umidade absoluta na câmara de desumidificação - $T_{Liq} = 30^{\circ}C \pm 1,5^{\circ}C$

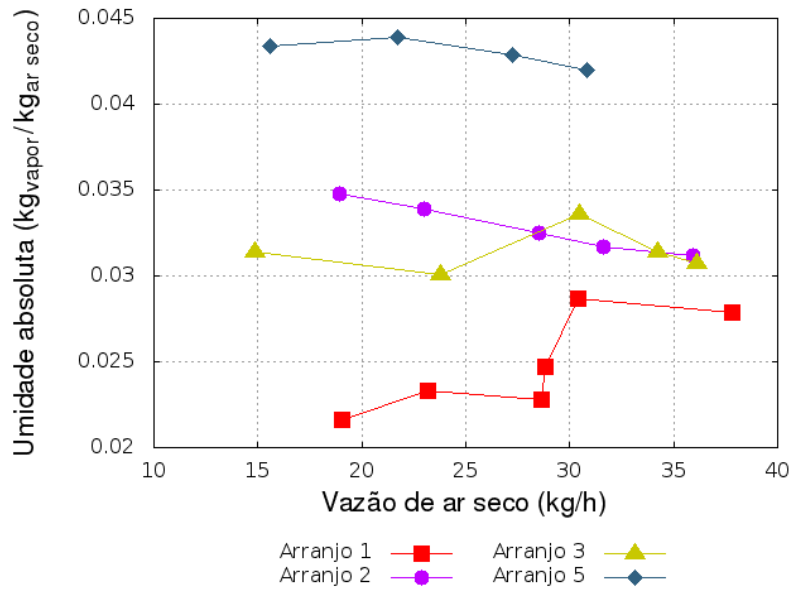


Figura 4.1.29: Umidade absoluta na câmara de desumidificação - $T_{Liq} = 40^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$

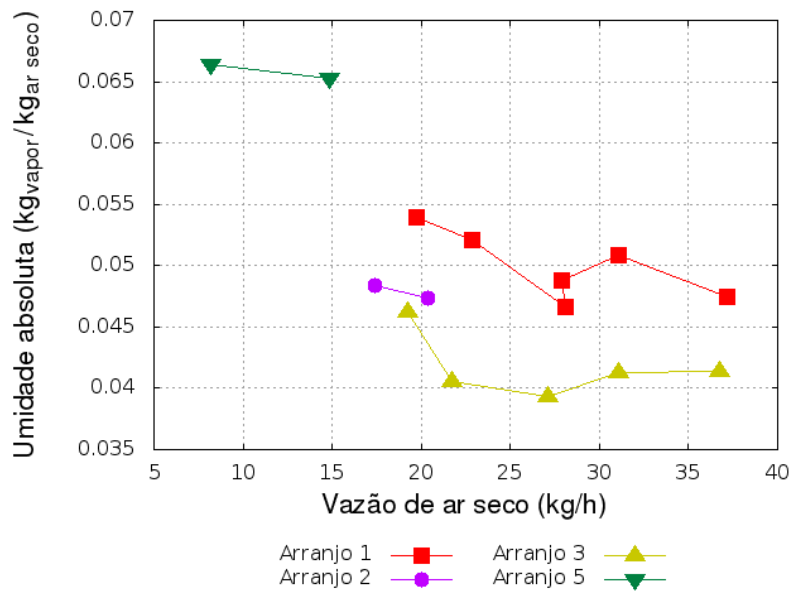


Figura 4.1.30: Umidade absoluta na câmara de desumidificação - $T_{Liq} = 50^{\circ}\text{C}$

Observando-se as Figuras 4.1.31, 4.1.32 e 4.1.33, percebe-se fortes indícios dos fenômenos descritos anteriormente como prováveis causas da elevação de umidade absoluta nas câmaras de umidificação e desumidificação em função do arranjo utilizado. Como podemos observar as menores temperaturas foram obtidas utilizando os arranjos localizados mais distante da entrada de ar. Quanto mais distante, menor será o efeito de turbulência causado pela entrada de ar tangencial, e conseqüentemente, menores coeficientes de transferência de calor e massa.

O mesmo comportamento descrito para a umidade absoluta e temperatura nas câmaras de umidificação e desumidificação, pode ser observado para a produção de dessalinizado mostrado nas Figuras 4.1.37, 4.1.38 e 4.1.39 e para o reuso de energia como mostrado nas Figuras 4.1.40, 4.1.41 e 4.1.42

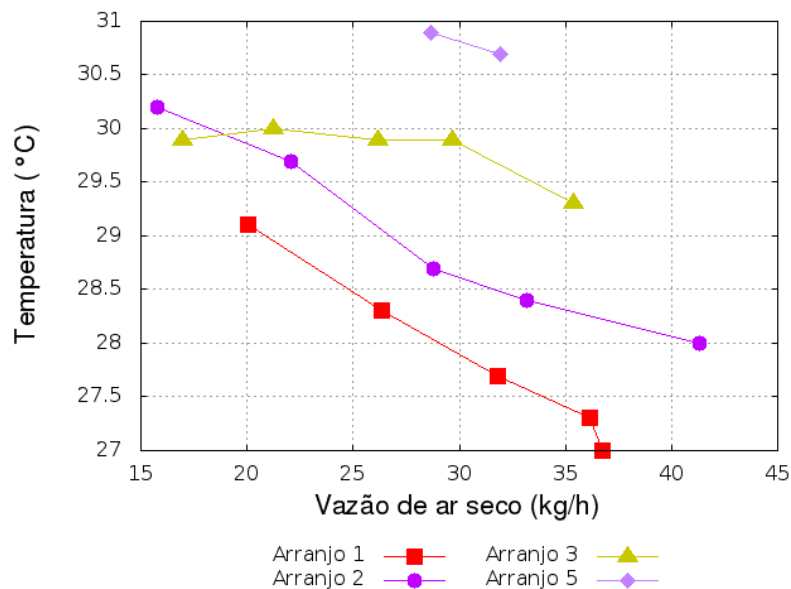


Figura 4.1.31: Temperatura na câmara de umidificação - $T_{Liq} = 30^{\circ}C \pm 2^{\circ}C$

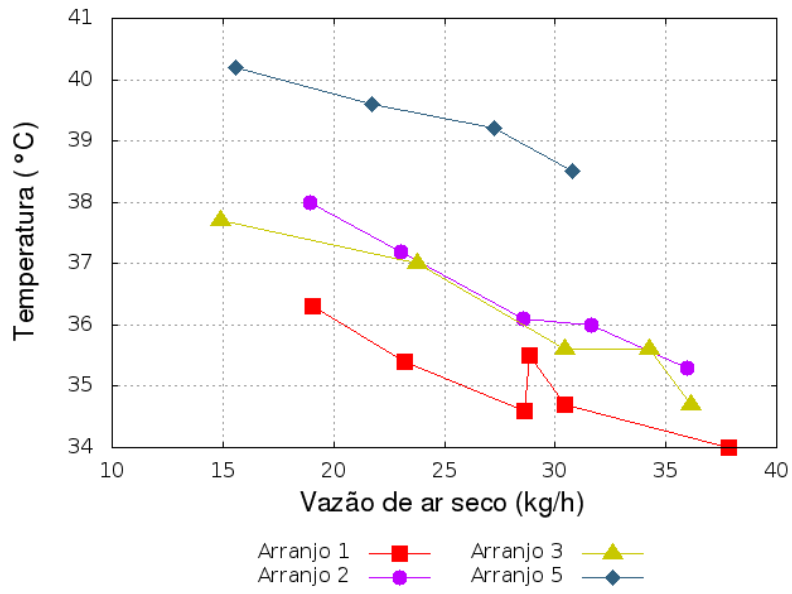


Figura 4.1.32: Temperatura na câmara de umidificação - $T_{Liq} = 40^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$

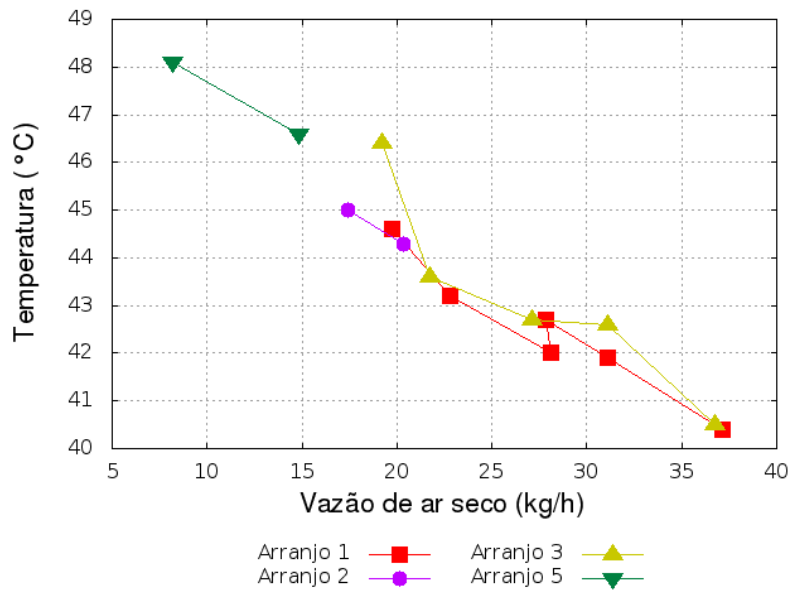


Figura 4.1.33: Temperatura na câmara de umidificação - $T_{Liq} = 50^{\circ}\text{C}$

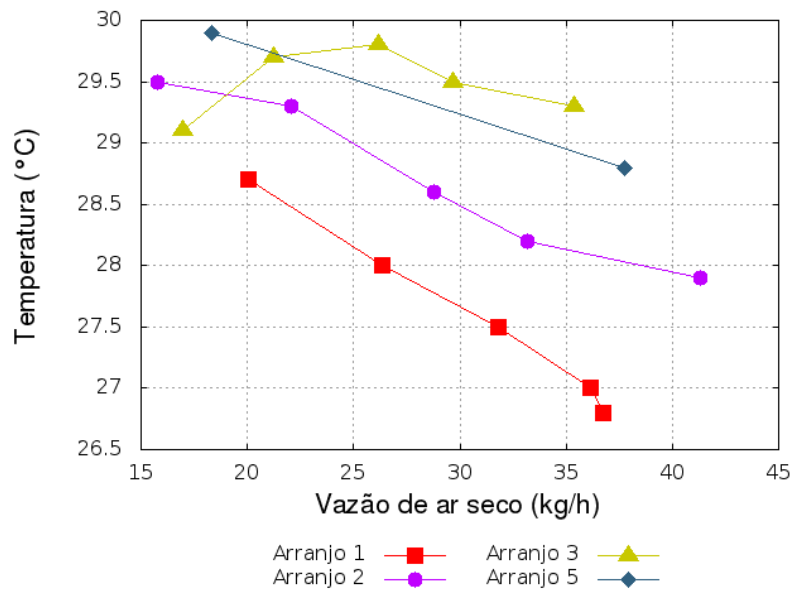


Figura 4.1.34: Temperatura na câmara de desumidificação - $T_{Liq} = 30^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$

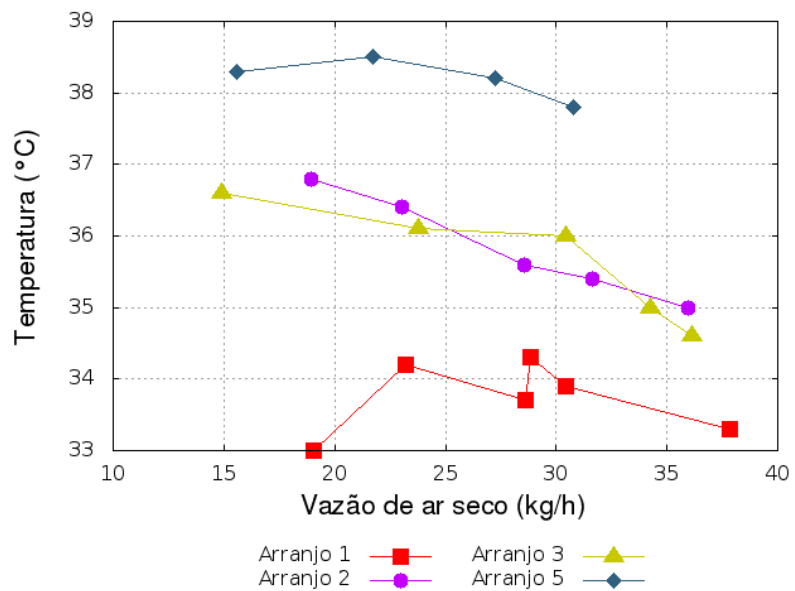


Figura 4.1.35: Temperatura na câmara de desumidificação - $T_{Liq} = 40^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$

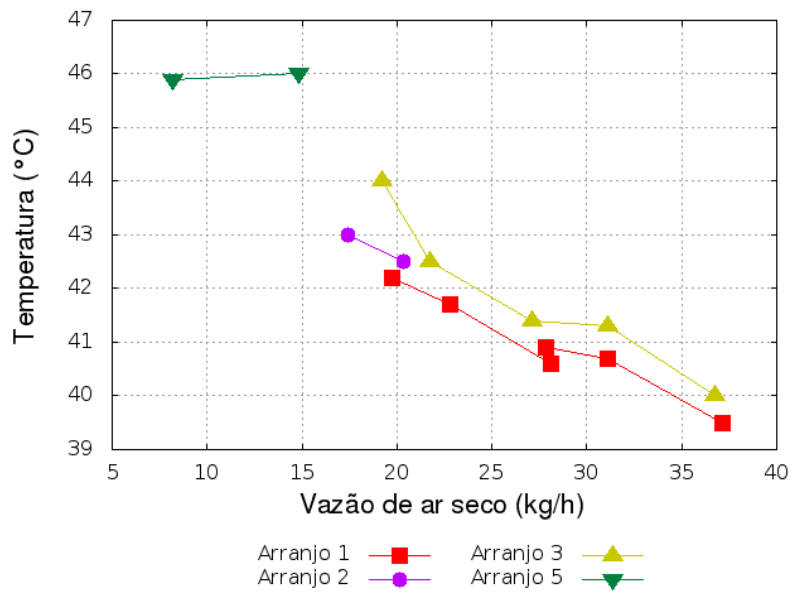


Figura 4.1.36: Temperatura na câmara de desumidificação - $T_{Liq} = 50^{\circ}\text{C}$

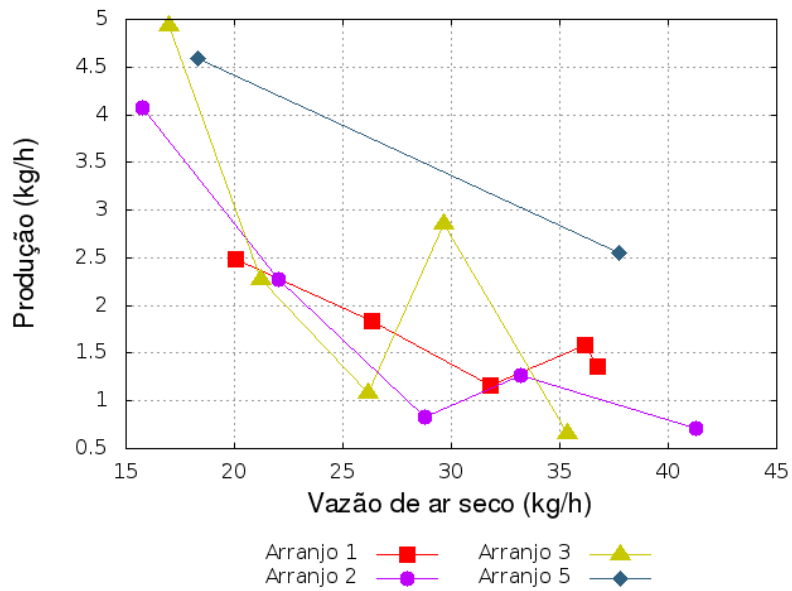


Figura 4.1.37: Produção de água dessalinizada - $T_{Liq} = 30^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$

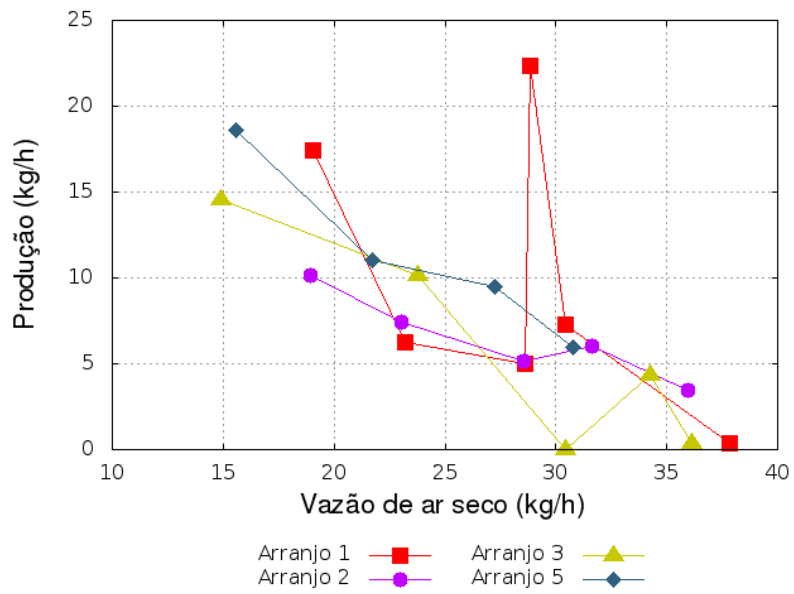


Figura 4.1.38: Produção de água dessalinizada - $T_{Liq} = 40^{\circ}C \pm 1^{\circ}C$

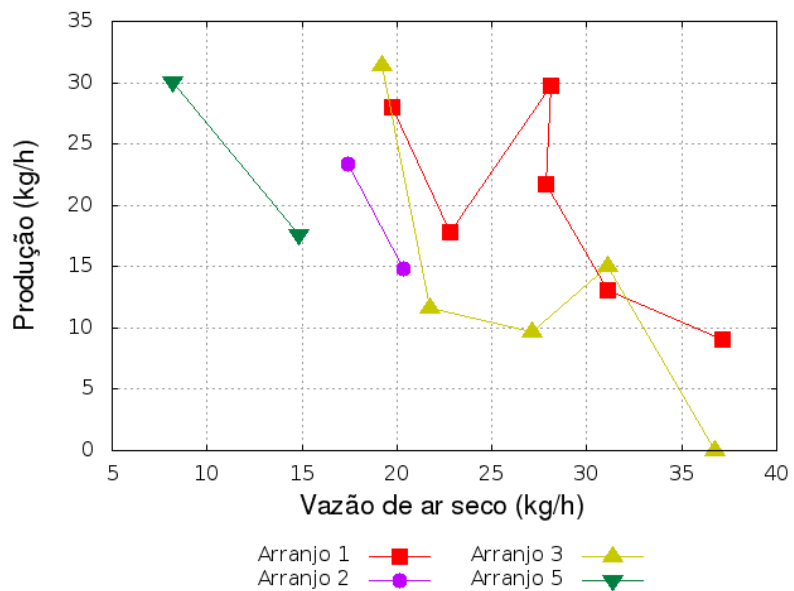


Figura 4.1.39: Produção de água dessalinizada - $T_{Liq} = 50^{\circ}C$

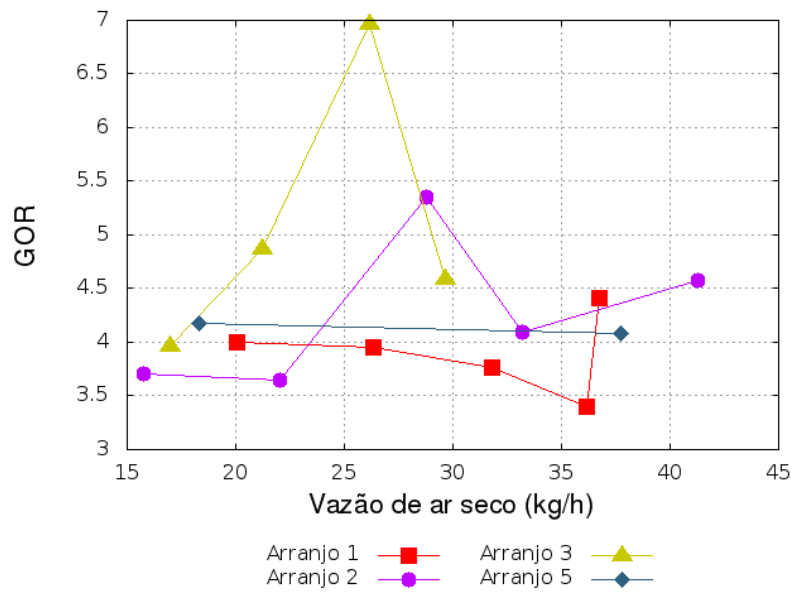


Figura 4.1.40: Reuso de energia - $T_{Liq} = 30^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$

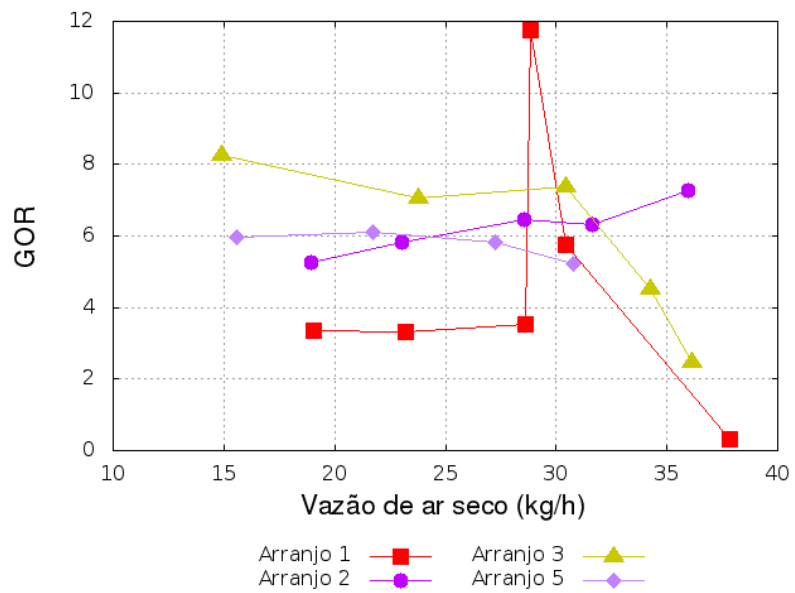


Figura 4.1.41: Reuso de energia - $T_{Liq} = 40^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$

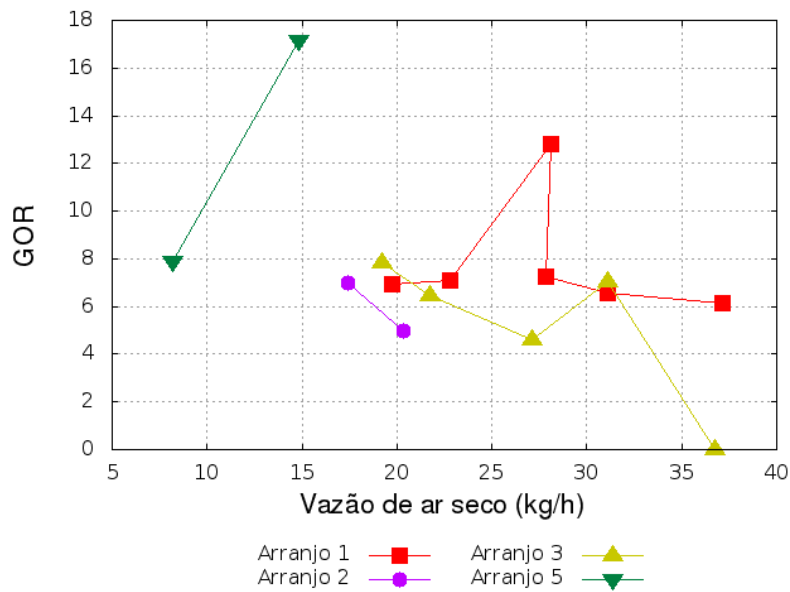


Figura 4.1.42: Reuso de energia - $T_{Liq} = 50^{\circ}C$

4.1.6 Coleta de Dados Climáticos

Foram realizadas medições de radiação solar global, temperatura ambiente e velocidade do vento, no dia 12/01/2008, no município de Amparo, localizado na região do cariri da Paraíba. Esta é uma região duramente afetada pelo regime de estiagem.

Os resultados destas medições estão apresentados nas Figuras 4.1.43 a 4.1.45. Na Figura 4.1.43, está representado a radiação solar global em função da hora de medição. Percebe-se que entre as 9 e 14 horas ocorre o máximo de radiação solar, o que reflete naturalmente no aumento da temperatura ambiente como pode ser observado na Figura 4.1.44, onde estão representadas as temperaturas medidas em função da hora de medição

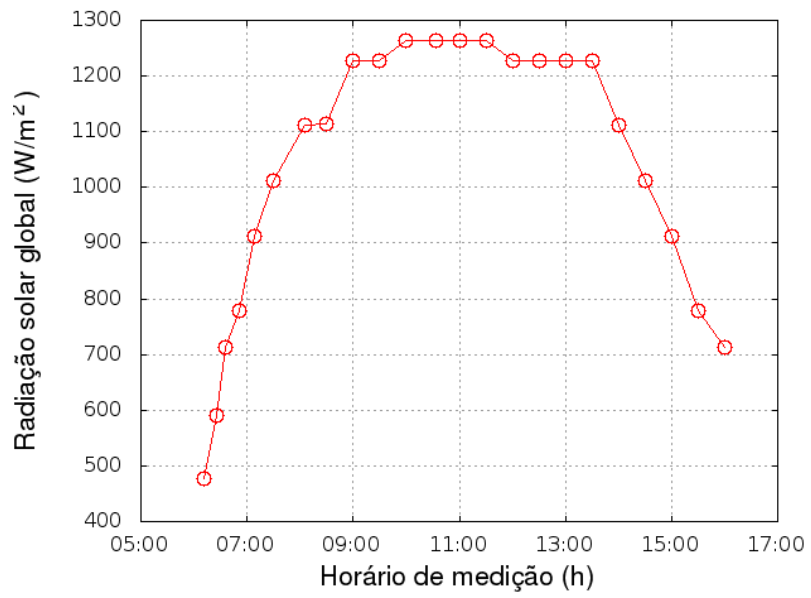


Figura 4.1.43: Radiação solar global (W/m²)

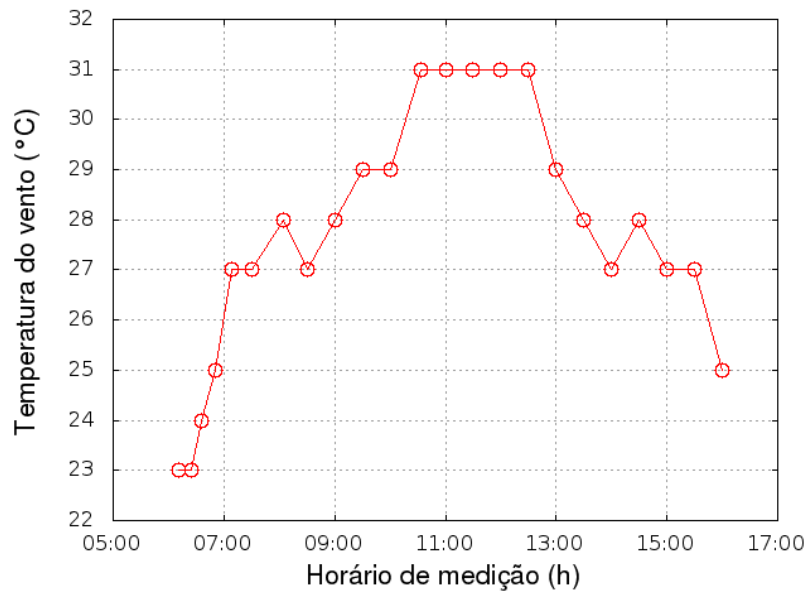


Figura 4.1.44: Temperatura ambiente (°C)

Na Figura 4.1.45 está representado a velocidade do vento em função da hora de medição durante o dia. Percebe-se que, neste dia, houve muita oscilação da velocidade dos ventos, chegando a ficar vários minutos com valores nulos. O perfil medido concorda com a experiência popular que diz que os meses de dezembro a fevereiro são de poucos ventos. O reflexo direto desses poucos ventos é a saída de funcionamento de alguns cataventos instalados na região com a finalidade de bombeamento de água.

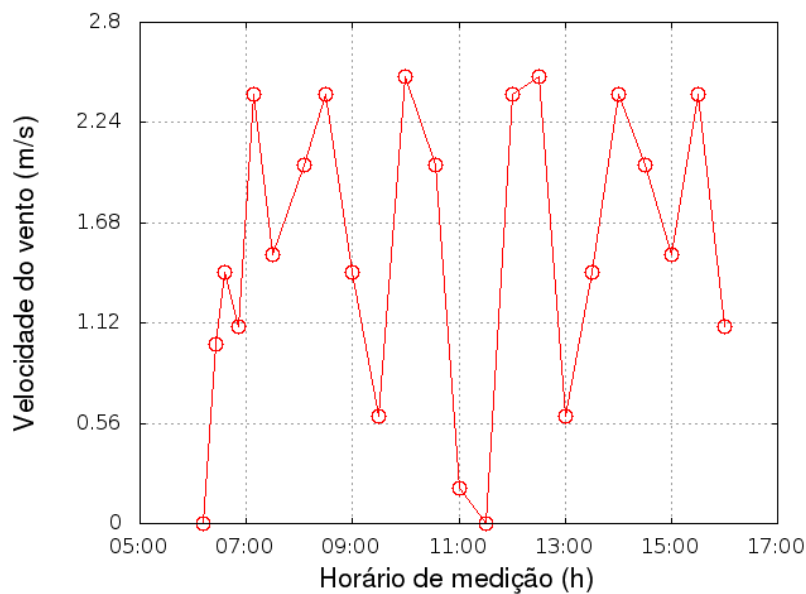


Figura 4.1.45: Velocidade do vento (m/s)

4.2 Análise Numérica do Sistema de Aquecimento Solar

A Figura 4.2.1 apresenta o resultado da simulação do sistema de aquecimento solar da água do dessalinizador. Como o objetivo inicial era prever o aquecimento da água de alimentação do dessalinizador, o modelo de concentração dos sais não foi implementado no programa computacional desenvolvido. Inicialmente todo o sistema encontra-se a 25°C, com o passar do tempo, ocorre o aumento da radiação solar (Figura 4.1.43) e da temperatura

ambiente (Figura 4.1.44) fazendo o sistema ganhar calor e aumentar sua temperatura.

Para verificar se o sistema de aquecimento solar teria capacidade de suprir o calor necessário a dessalinização, foi considerado que a temperatura da corrente de água salgada que alimenta do dessalinizador é de 50°C e que o excesso de água retorne ao tanque à aproximadamente 47,5°C. Como os coletores concentradores parabólicos operam em temperaturas elevadas, deve-se ter um cuidado especial para que a água em seu interior não atinja a ebulição, pois ocorreriam uma série de problemas com o equipamento real tais como: aceleração da incrustação, aumento das perdas de calor, perdas de vapor por vazamentos, danos a bomba.

Para iniciar a operação do dessalinizador é necessário que todo o conteúdo do tanque de água salgada esteja na temperatura de operação, o aquecimento simulado da água foi realizado com recirculação total, sem alimentar o dessalinizador, como previsto na Figura 3.1.1. Quando a temperatura especificada, 50°C, foi alcançada, o modelo considerou que parte da corrente de água salgada aquecida alimentou o dessalinizador e retornou para o tanque com temperatura de 47,5°C.

Como pode ser visto na Figura 4.2.1, foram necessárias aproximadamente 3,5 horas para que a temperatura da água que deixa o coletor alcançasse o valor previsto. A partir desse momento a alimentação do dessalinizador foi iniciada, o que reduziu as taxas de aquecimento da água salgada que deixa o coletor, água do tanque e a temperatura do tubo do coletor como previsto.

A temperatura do tubo de vidro, calculada pelo modelo, se mostrou qualitativamente coerente aos dados de radiação solar, temperatura ambiente e velocidade do vento, como mostrado nas Figuras 4.1.43, 4.1.44 e 4.1.45 respectivamente. Conforme mostra a Figura 4.2.1, quando o tubo de vidro apresentou a maior temperatura, a radiação solar e a temperatura ambiente atingiram o máximo e se mantiveram neste valor e a velocidade do vento diminuiu bastante chegando a zero por alguns minutos reduzindo assim as taxas de transferência de calor para o ambiente.

Como pode ser visto na Figura 4.2.2, a eficiência do sistema aumentou rapidamente nos primeiros minutos de coleta de energia solar e se manteve um pouco abaixo de 80%.

Durante todo o tempo simulado, a eficiência apresentou pequenas variações, sobretudo nos momentos de maior aquecimento do tubo de vidro, devido ao aumento nas taxas de perda de calor para o ambiente através dos mecanismos de transferência de calor por radiação, convecção natural e forçada.

O sistema simulado mostrou-se capaz de manter a temperatura da alimentação do dessalinizador com temperatura superior máxima a especificada em aproximadamente 65°C até o fim do período das medições de energia solar, temperatura ambiente e velocidade dos ventos.

Com a adição de mais coletores do mesmo tipo é possível atingir a especificação em menor tempo, entretanto na configuração utilizada ocorreria a ebulição da água dentro dos tubos coletores devido a redução da vazão em cada tubo. Para que isso seja evitado é necessário aumentar a potência de bombeamento para aumentar a vazão total. Essa alternativa deve ser ponderada pois afetaria o investimento inicial para construção da planta e o valor do metro cúbico de água produzida.

Tendo em vista um sistema real, ao término da disponibilidade da luz solar, o volume do tanque de água salgada continuará aquecido, sendo assim possível continuar a dessalinização por mais algumas horas no período noturno, conforme mostra a Figura 4.2.1.

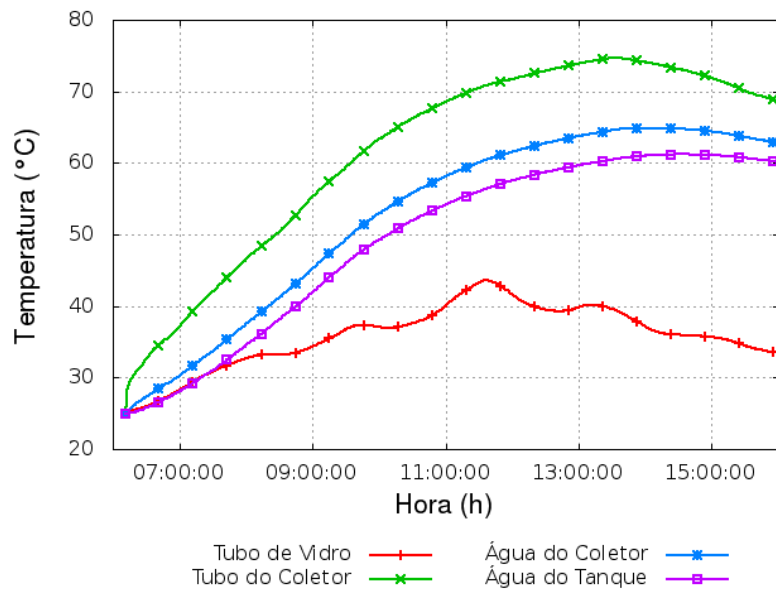


Figura 4.2.1: Simulação do sistema de aquecimento solar

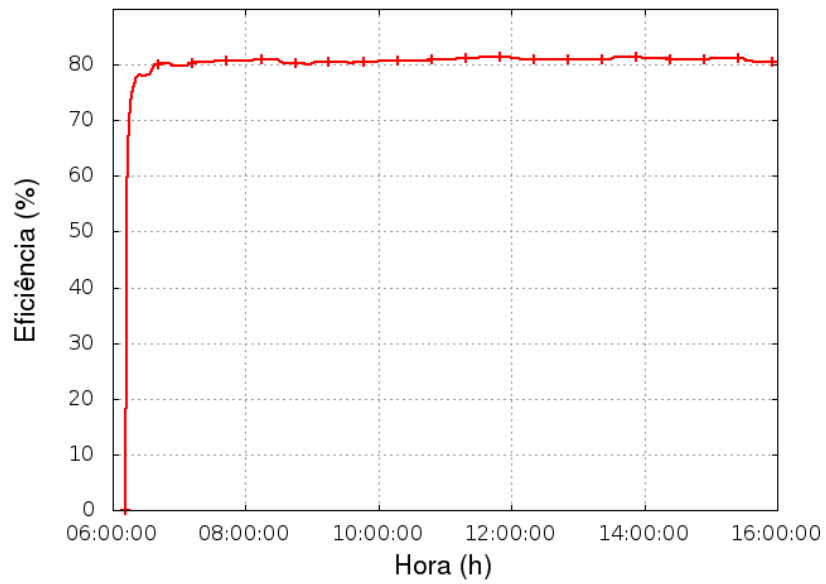


Figura 4.2.2: Eficiência calculada

4.3 Análise do Dessalinizado

A água recolhida do dessalinizador pela saída de dessalinizado (ver Figura 3.1.2) foi submetida a análise, segundo o método da estufa. A análise revelou que o dessalinizado produzido continha 67 ppm de TDS (sólidos totais dissolvidos) partindo de uma água com 578 ppm de TDS.

Devido a força motriz do método de dessalinização utilizado ser a diferença de pressão de vapor entre o ar saturado da superfície das gotículas e a pressão de vapor da umidade contida no ar, além fato da água não entrar em ebulição, não é esperado que ocorram maiores concentrações de sais no dessalinizado. Os teores sais encontrados no destilado provavelmente tem sua origem no arraste das gotículas de água salgada causado pela alta vazão de ar.

CAPÍTULO 5

Conclusões e Sugestões para Trabalhos Futuros

5.1 Conclusões

Houve para todos os arranjos a inversão dos efeitos da vazão do ar de alimentação na umidade absoluta e temperaturas da câmara de umidificação e desumidificação, produção de dessalinizado e GOR.

No arranjo 1 houve duas condições de aumento considerável na produção de dessalinizado, uma para a temperatura da água salobra de 50°C com vazão dessalinizado de aproximadamente 30 kg/h de dessalinizado para uma vazão de ar de aproximadamente 28 kg/h e a segunda condição para a temperatura da água salobra de 40°C e vazão de ar de aproximadamente 29 kg/h, a vazão do dessalinizado foi de aproximadamente 24 kg/h. Nessa condição de vazão do ar, o efeito turbulento gerado dentro da câmara de umidificação melhorou significativamente os coeficientes de transferência de calor e massa colaborando para o aumento da condensação na câmara de desumidificação.

No arranjo 2 a condição de maior produção foi alcançada para a maior temperatura da água de alimentação e menor vazão de ar, produzindo aproximadamente 23 kg/h de dessalinizado. Todas as variáveis medidas tiveram comportamento inverso ao aumento da vazão de ar com exceção do GOR para temperaturas de 30 e 40°C, esse comportamento pode ser explicado pela quantidade de energia contida na água ser suficiente para aquecer o ar o que causaria o melhor resfriamento da câmara de desumidificação sem causar grandes perdas no processo de umidificação.

No arranjo 3 a condição de maior temperatura e baixa vazão de ar produziu a maior produção de dessalinizado de aproximadamente 32 kg/h.

No arranjo 5 a condição de maior produção foi obtida para a menor vazão de ar e maior temperatura da água de alimentação, com aproximadamente 30 kg/h de dessalinizado produzido.

O comparativo entre os arranjos mostrou fortes indícios da ocorrência do efeito de turbulência na câmara de umidificação como consequência da entrada de ar tangencial, sua maior intensidade ocorreu na região dos arranjos de maior proximidade com a entrada de ar (arranjo 3), e com menor intensidade na região mais distante (arranjo 1).

A concentração de sais na água dessalinizada produzida foi de 67 ppm partindo de uma água com 587 ppm.

O sistema de aquecimento modelado e simulado nas condições do dessalinizador, mostrou-se apto a fornecer o calor necessário a dessalinização. Inicialmente levaria aproximadamente 3,5 horas até atingir a temperatura especificada e manteria o sistema operando por mais 7 horas com incidência solar e mais algum tempo em condição de noite.

5.2 Sugestões para Trabalhos Futuros

A apresentação e a análise dos resultados deste trabalho de tese, nos conduziu a propor as seguintes pesquisas visando compreender os fenômenos físicos envolvidos, bem como melhorar o desempenho do sistema de dessalinização:

- Analisar a influência do ar operando em circuito fechado, ou seja, sem renovação do ar atmosférico;
- Analisar a influência da localização e da quantidade de bicos atomizadores dentro da câmara de umidificação;
- Validar o modelo matemático proposto para o sistema de dessalinização;
- Validar do modelo matemático proposto para o sistema de aquecimento da água salobra;

- Propor uma solução numérica para resolver os modelos matemáticos do sistema de dessalinização e aquecimento da água salobra simultaneamente;
- Analisar numericamente e termodinamicamente o sistema de dessalinização via CFD.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABDALLAH, S.; BADRAN, O. O. **Sun Tracking System for Productivity Enhancement of Solar Still**. Desalination n° 220, pp. 669-676. 2008.
- ABDELKADER, M. **Investigation of Multi-Effect Humidification (MEH) – Dehumidification Solar Desalination System Coupled with Solar Central Receiver**. The 2nd International Conference on Water Resources & Arid Environment. 2006.
- ABREU, S. L.; COLLE, S.; **An Experimental Study of Two-Phase Closed Thermosyphons for Compact Solar Domestic Hot-Water Systems**. Solar Energy n° 76, pp. 141-145. 2004.
- ADHIKARI, R. S.; KUMAR, A. **Cost Optimization Studies on a Multi-stage Stacked Tray Solar Still**. Desalination n° 125 pp. 115-121. 1999.
- AEEB. Atlas de Energia Elétrica do Brasil, Terceira Edição. Agência Nacional de Energia Elétrica. Brasília. 2008.
- AL-ENEZI, G.; ETTOUNEY, H.; FAWZY, N. **Low Temperature Humidification Dehumidification Desalination Process**. Elsevier. Energy Conversion and Management n° 47, pp. 470-484. 2006.
- ANTONINO, A. C. D.; SAMPAIO, E. V. S. B.; DALL'OLIO, A.; SALCEDO, I. H. **Balanço hídrico em solo com cultivos de subsistência no semi-árido do nordeste no Brasil**. Revista brasileira de engenharia agrícola e ambiental, v. 4, n° 1, pp. 29-34. 2000.
- ARRUDA, L. B. **Operação de sistemas de aquecimento solar de água com controle de vazões em coletores planos**. Tese de doutorado. USP. 2004.
- ASB. Atlas Solarimétrico do Brasil, UFPE. 2000.
- BANDYOPADHYAY, A.; BISWAS, M. N. **Fly ash scrubbing in a Novel Dual Flow**

- Scrubber.** Waste Management, vol 27, ed 12, pp 1845-1859. 2007.
- BARBOSA, E. S. **Aspectos Geométricos e Hidrodinâmicos de um Hidrociclone no Processo de Separação de Sistemas Multifásicos: Aplicação à Indústria do Petróleo.** Tese de Doutorado. Universidade Federal de Campina Grande. 2011.
- BARDI, U. **Fresh Water Production by Means of Solar Concentration: the AQUASOLIS Project.** Desalination n° 220, pp. 588-591. 2008.
- BECKMAN, J. R. **Innovative Atmospheric Pressure Desalination Final Report.** Arizona State University. Desalination Research and Development Program. 1999.
- BECKMAN, J. R. **Dewvaporation Desalination 5,000-Gallon-Per-Day Pilot Plant.** Reclamation Managing Water in the West. Desalination and Water Purification Research and Development Program Report n° 120 . Utah . 2008.
- BEZERRA, M. A. S.; MELO, J. L. S; MELO, H. N. S; JUCÁ, T. D. A; **Estudo das Taxas de Evaporação em Destilador Solar Duas Águas com Inclinação de 20° e 45°.** Universidade Federal do Rio Grande do Norte. 2005.
- BHIRUD, N.; TANDALE, M. S. **Fiel Evaluation of a Fixed-Focus Concentrators for Industrial Oven.** Advances in Energy Research . 2006.
- BOTTO, M. P. **Avaliação do Processo de Desinfecção Solar (SODIS) e de sua Viabilidade Social no Estado do Ceará.** Dissertação de Mestrado em Engenharia Civil. Universidade Federal do Ceará. 2006.
- BOUROUNI, K.; CHAIBI, M. T. **Mdelling of Heat and Mass Transfer in a Horizontal-tube Falling-film Condenser for Brackish Water Desalination in Remote Areas.** Desalination n° 166, pp. 17-24. 2004.
- BOUROUNI, K.; CHAIBI, M. T.; TADRIST, L. **Water Desalination by Humidification and Dehumidification of Air: Stat of the Art.** Desalination n° 137, pp 167-176. 2001.

- CAMARGO, J. R. **Resfriamento Evaporativo: Poupança de Energia e o Meio Ambiente**. Revista de Ciências Exatas, v. 9/10, n° 1-2, pp. 69-75. Taubaté. 2004.
- CARUSO, G; NAVIGLIO, A. **A Desalination Plant using Solar Heat as a Heat Supply, not Affecting the Environment with Chemicals**. Desalination n° 122, pp. 225-235. 1999.
- CARVALHO, P. C. M; PONTES, R. S. T; JR, D. S. O; RIFFEL, D. B; OLIVEIRA, R. G. V; MESQUITA, S. B; **Estudo Estatístico de Radiação Solar Visando o Projeto de Unidades de Dessalinização Acionadas por Painéis Fotovoltaicos sem Baterias**. DEE – Universidade Federal do Ceará. 2004.
- CHAFIK, E. **A New Type of Seawater Desalination Plants using Solar Energy**. Desalination n° 156, Issues 1-3, pp. 333-348. 2003.
- COUVERT, A.; SANCHEZ, C.; LAPLANCHE, A.; RENNER, C.; LEVASSEUR, J. P. **Design of a New Compact Scrubber for Deodorisation**. Chemical Engineering and Processing, vol. 47, pp. 1793-1798. 2008.
- DIMRI, V.; SARKAR B.; SINGH, U.; TIWARI, G. N. **Effect of Condensing Cover Material on Yield of an Active Solar Still: an Experimental Validation**. Desalination n° 227, pp. 178-189. 2008.
- DORNELLES, K. A. **Absortância Solar de Superfícies Opacas: Métodos de Determinação e Base de Dados para Tintas Látex Acrílica e PVA**. Teste de doutorado em Engenharia Civil. Campinas. 2008.
- EL-DESSOUKY, H. T.; ETTOUNEY, H. M. **Fundamentals of Salt Water Desalination**. Elsevier. 2002.
- ENERGIA SOLAR TÉRMICA, **Manual sobre Tecnologias, Projeto e Instalação** (site: <http://www.greenpro.de/>). 2004.
- ESLAMIMANESH, A. HATAMIPOUR, M. S. **Mathematical Modeling of a Direct Contact Humidification– Dehumidification Desalination Process** . Desalination

n° 237, pp 296-304. 2009.

FARIAS, F. P. M. **Estudo Teórico da Termofluidodinâmica em Secadores Ciclônicos**. Tese de Doutorado. Universidade Federal de Campina Grande. 2006.

FARID, M.; AL-HAJAJ, A. W. **Solar Desalination with a Humidification-Dehumidification Cycle**. Desalination n° 106, pp 427 – 429. 1996.

FIGUEIRA, D. S. **Análise Experimental e Numérica do Comportamento Térmico de um Coletor Solar Acumulador**. Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica. Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Porto Alegre. 2005.

FILHO, J. N. R.; SILVA, G. C.; LUCENA, K, F, M; CARVALHO, N. H. C. **Projeto e Execução de Casa Ecoeficiente em Campina Grande-PB**. I Congresso de Pesquisa e Inovação da Rede Norte Nordeste de Educação Tecnológica. Natal-RN. 2006.

FRAIDENRAICH, N.; LYRA, F. **Energia Solar: Fundamentos e Tecnologias de Conversão Heliotermoeétrica e Fotovoltaica**. Editora Universitária da UFPE. 1995.

GALINDO, J. **Uma Abordagem sobre a Implantação de Sistemas Energéticos Solares e Eólicos em Pernambuco**. Universidade Federal de Alagoas, 2007.

GARMAN, M. A. ; MUNTASSER, M. A. **Sizing and Thermal Study of Salinity Gradient Solar Ponds Connecting with the MED Desalination Unit**. Desalination n 222, pp. 689–695. 2008.

GHINI, R; BETTIOL, W; ARMOND, G; BRAGA, C. A. S; INOMOTO, M. M. **Desinfecção de Substratos com a Utilização de Coletor Solar**. Bragantia, Campinas. 1992.

GRATRIX, C. E; PRIMMER, S. J; O'TOOLE, C. P.; SPENCER, J. L. **Design of a Saltwater Swimming Pool with Renewable Off-Grid Solar Heating**. University of Guelph. Proceedings of the ENGG3100: Design III projects, 2007.

GUIMARÃES, A. P. C; NASCIMENTO, M. V. G; MENEZES, P. C. P; CHEROTO, S.

- Caracterização dos Sítios Potenciais na Região do Semi-Árido Brasileiro para Implantação de Sistema Piloto Heliotérmico de Geração Elétrica.** Coletânea de Artigos Energia Solar e Eólica, Volume 2. CRESESB-CEPEL. 2005.
- HAMIEH, B. M.; BECKMAN, J. R. **Seawater Desalination using Dewvaporation Technique: Theoretical Development and Design Evolution.** Desalination n° 195, pp 1-13. 2006.
- HOU, J; CHENG, H; WANG, D; GAO, X; GAO, C. **Experimental Investigation of Low Temperature Distillation Coupled with Spray Evaporation.** Desalination, v. 258, issues 1–3, pp 5-11. 2010.
- HOU, S. **Two-Stage Solar Multi-Effect Humidification dehumidification Desalination Process Plotted from Pinch Analysis.** Desalination n 222, pp. 572-578. 2008.
- HOU, S.; ZHANG, H. **A Hybrid Solar Desalination Process of the Multi-Effect Humidification Dehumidification and Basin-Type Unit.** Desalination n° 220, pp 552-557. 2008.
- HRAYSHAT, E. S.; AL-RAWAJFEH, A. E. **A Solar Multiple Effect Distiller for Jordan.** Desalination n° 220, pp. 558-565. 2008.
- INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. **Fundamentos de Transferência de Calor e Massa.** Quinta Edição. Editora LTC. Rio de Janeiro. 2003.
- ISODA, T. ; AZUMA, T. **Collection Characteristics of a Double Stage Scrubber to Eliminate the Paint Mist from a Spray Booth.** Environment International, volume 6, pp.53-56. 1981.
- JAVED, K.H.; MAHMUD, T.; PURBA, E. **The CO₂ Capture Performance of a High-Intensity Vortex Spray Scrubber,** Chemical Engineering Journal, vol. 162, pp 448-456. 2010.
- JUCÁ, S. C. S. **Obtenção de Água Potável Utilizando Eletrodialise Solar.** Vértices, v. 7, n°

1/3, jan/dez. 2005.

- KEHL, F. **Projeto de um Sistema de Aquecimento Solar de Água para República de Estudantes da UFRGS**. Monografia. Engenharia Mecânica. UFRGS. Porto Alegre. 2004.
- KHANNA, R. K.; RATHORE, R. S.; SHARMA, C. **Solar Still an Appropriate Technology for Portable Water need of Remote Villages of Desert State of Inida – Rajasthan**. Desalination n° 220, pp 645-653. 2008.
- LIMA, J. B. A. **Otimização de Sistema de aquecimento solar de água em edificações residenciais unifamiliares utilizado o programa TRNSYS,USP**. 2003.
- MALUF, A. P. **Destiladores Solares no Brasil**. Monografia. Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Lavras Minas Gerais. 2005.
- MANOLAKOS, D.; MOHAMED, E. S.; KARAGIANNIS, I.; PAPADAKIS, G. **Technical and Economic between PV-RO System and RO-Solar Rankine System. Case study: Thirasia Island**. Desalination n° 221, pp 37-46. 2008.
- MARINI, J. A. ; ROSSI, L. A. **Sistematização do Dimensionamento Técnico e Econômico de Sistemas Fotovoltaicos Isolados por Meio de Programa Computacional**. Engenharia Agrícola, Jaboticabal, v. 25, n. 1, p. 67-75, jan/abr, 2005.
- MARTINS, F. R.; PERREIRA, E. B.; ECHER, M. P. S. **Levantamento dos Recursos de Energia Solar no Brasil com o Emprego de Satélite Geoestacionário – O Projeto Swera**. Revista Brasileira de Ensino de Física, v. 26, n. 2, p. 145-159. 2004.
- MONTEIRO, V. P.; PINHEIRO, J. C. V.; **Critério para Implantação de Tecnologias de Suprimentos de Água Potável em Municípios Cearenses Afetados pelo Alto Teor de Sal**. RER, Rio de Janeiro, vol. 42, n° 02, p. 365-387. 2004.
- MULLER, C.; SCHWARZER, K.; SILVA, E. V.; MERTES, C. **Solar Thermal Desalination Systems with Multi-layer Heat Recovery**. Solar Institut Jülich. 2004.

- MUNIR, A. and HENSEL, O. **Development of a Solar Distillation System for Essential Oil Extraction from Herbs.** Conference on International Agricultural Research for Development. University of Kassel-Witzenhausen and University of Göttingen. Germany. 2007.
- MURUGAVEL, K. K. ; CHOCKALINGAM, K. K. S. K.; SRITHAR, K. **An Experimental Study on Single Basin Double Slope Simulation Solar Still with thin Layer of Water in the Basin.** Desalination n 220, pp. 687-693. 2008a.
- MURUGAVEL, K. K. ; CHOCKALINGAM, K. K. S. K.; SRITHAR, K. **Progresses in Improving the Effectiveness of the Single Basin Passive Solar Still.** Desalination n 220, pp. 677-686. 2008b.
- NARAYAN, G. P; SHARQAWY, M. H; SUMMERS, E. K; LIENHARD, J. H; ZUBAIR, S.M.; ANTAR, M. A. ; **The Potential of Solar-driven Humidification-dehumidification Desalination for Small-scale Decentralized Water Production.** Renewable and Sustainable Energy Reviews. v. 14, Issue 4, pp. 1187-1201. 2010a.
- NARAYAN, G. P; SHARQAWY, M. H.; LIENHARD, J. H; ZUBAIR, S, M. **Thermodynamic Analysis of Humidification Dehumidification Desalination Cycles.** Desalination and Water Treatment n° 16, pp 339-353. 2010b.
- NAFEY, A. S.; MOHAMAD, M. A.; SHARAF, M. A. **Enhancement of Solar Water Distillation Process by Surfactant Additives.** Desalination n° 220, pp. 514-523. 2008.
- NREL. National Renewable Energy Laboratory. **Assessment of parabolic trough and power tower solar technology cost and performance forecast.** 2003.
- OLIVEIRA, A. R. **Osiose Inversa Usando Energia Não-Convencional, sem a Utilização de Acumuladores.** Tese de doutorado. Engenharia de Processos. UFCG. 2007.
- OZISIK, M, N. **Transferência de Calor Um Texto Básico.** Editora Guanabara Koogan. Rio de Janeiro. 1990.

- PADILHA, D. C. A. ; GÁLVEZ, J. B.; RODRÍGUEZ, L. G.; GERNJAK, W.; RODRIGUEZ, S. M. **Frist Experimental Results of a New Hybrid Solar/Gas Multi-Efect Distillation System: The AQUASOL Project.** Desalination n° 220, pp. 619-625. 2008.
- PEREIRA, A. B;VRISMAN, A. L.; GALVANI, E. **Estimativa da Radiação Solar Global Diária em Função do Potencial de Energia Solar na Superfície do Solo.** Scientia Agricola, v. 59, n. 2, p. 211-216, abr/jun. 2002.
- PEREIRA, E. M. D; RIBEIRO. M. A; GONÇALVES, W. B. **Aquecedores Solares para Projetos Sociais no Brasil.** Coletânea de Artigos Energia Solar e Eólica, Volume 2. CRECESB-CEPEL. 2005.
- PERRY, R. H; GREEN, D. W. **Perry's Chemical Engineers' Handbook.** Seven Edition. McGraw-Hill. 1999.
- PINA, A. V. V. **Dessalinização Solar no Abastecimento de Água para uma Família no Arquipélago de Cabo Verde.** Monografia. UFRGS. 2004.
- QIBLAWEY, H. M.; BANAT, F. **Solar Thermal Desalination Technologies.** Desalination n° 220, pp. 633-644. 2008.
- QUEIROZ, L. A. L. **Desenvolvimento de um Sistema de Purificação de Água com Bomba de Calor.** Dissertação de Mestrado. UNICAMP. 2011.
- REALI, M.; MODICA, G. **Solar Stills Made with Tubes for Sea Water Desalting.** Desalination n° 220, pp. 626-632. 2008.
- RÍSPOLI, I. A. G. **O Aquecedor Solar Brasileiro – Teoria e Prática em Prol de uma Transferência de Tecnologia Sustentável.** Tese de Doutorado. Engenharia Civil. Universidade Estadual de Campinas. 2008.
- RODRÍGUEZ, L. G.; CAMACHO, C. G. **Conditions for Economical Benefits of the Use of Solar Energy in Multi-Stage Flash Distillation.** Desalination n° 125, pp 133-138. 1999.

- RODRÍGUEZ, L. G.; MARRERO A. I. P.; CAMACHO, C. G. **Application of Direct Steam Generation into a Solar Parabolic Trough Collector to Multieffect Distillation.** Desalination n° 125, pp 139-145. 1999.
- SCHMIDT, M.; LÖFFLER, F. **Investigations on Fine Particle Separation using an Eletrostatic Nozzle Scrubber.** Journal of Aerosol Science, Vol 23, Suplemento 1, pp. 773-777. 1992.
- SCHRAUWEN, F. J. M. **Mass Transfer in a Cyclone Spray Scrubber.** Technische Hogeschool Eindhoven. Tese de doutorado. 1985.
- SCRIVANI, A.; BARDI, U. **A Study of the Use of Solar Concentrating Plants for the Atmospheric Water Vapour Extration from Ambient Air in the Middle East and Northern Africa Region.** Desalination n° 220, pp. 592-599. 2008.
- SHANMUGAN, S.; RAJAMOHAN, P.; MUTHARASU, D. **Performance Study on an Acrylic Mirror Boosted Solar Distillation Unit Utilizing Seawater.** Desalination n° 230, pp. 281-287. 2008.
- SOCIEDADE DO SOL. **Manual Experimental de Instrução de Manufatura e Uso do ASBC de Porte Médio para Agricultores e Entidades Assistenciais.** Site: www.sociedadedosol.org.br acessado em 20/08/2012. 2008.
- TANAKA, M. A. S.; ITO, M. F.; BRAGA, C. A. S.; ARMOND, G. **Tratamento Térmico Solar da Água para Controle de Fitopatógenos.** Fitopatol. Bras. 28(4), jul-ago 2003.
- VLACHOGIANNIS, M; BONTZOGLU, V; GEORGALAS, C; LITINAS, G. **Desalination by Mecanical Compression of Humid Air.** Desalination n° 122, pp. 35-42. 1999.
- WEIGMANN, P. R. **Gerenciamento Automatizado de Sistemas Alternativos de Energia Solar,** Coletânea de Artigos Energia Solar e Eólica, Volume 2. CRECESB-CEPEL. 2005.
- XIONG, R.; WANG, S.; WANG, Z. **A Matematical Model for a Thermally Coupled Humidification-Dehumidification Desalination Process.** Desalination volume 196, pp.

177-187. 2006.

XIONG, R; WANG, S; WANG, Z.; XIE, L.; LI, P.; ZHU, A. **Experimental Investigation of a Vertical Tubular Desalination Unit Using Humidification-Dehumidification Process.** Chinese Journal of Chemical Engineering, volume 13, n° 3, pp. 324-328, 2005.

YAMALI, C.; SOLMUS, I. **Theroretical Investigation of a Humidification-Dehumidification Desalination System Configured by a Duble-Pass Flat Plat Solar Air Heater.** Desalination, vol. 220, pp. 163-177. 2007.

YAMALI, C.; SOLMUS, I. **A solar desalination system using Humidification-dehumidification process: experimental study and comparison with the theoretical results,** Desalination, vol.220, pp. 538-551. 2008.

YUAN, G.; WANG, Z.; LI, H.; LI, X. **Experimental Study of a Solar Desalination System based on Humidification-Dehumidification Process.** Desalination vol. 277, pp. 92-98. 2011.

ZANESCO, I; MOEHLECK, A; SEVERO, T. C. **Implementação e Análise de Sistemas Fotovoltáicos Autônomos.** Coletânea de Artigos Energia Solar e Eólica, Volume 2. CRECESB-CEPEL. 2005.

ZHANG, L.; CHENG, G. **A New Process of Solar Desalination Based on Humidification-Dehumidification Cycle.** Proceedings of the International Multi Conference of Engineers and Computer Scientists. Vol II. Hong Kong. 2009.

ZHU, A. M; WANG, S. C.; SUN, J. X.; XIE, L. X.; WANG, Z. **Effects of High Fractional Noncondensable Gas on Condensation in the Dewvaporation Desalination Process.** Desalination n° 214, pp. 128-137. 2007.

Projeto Cadastro de Fontes de Abastecimento por Água Subterrânea da Paraíba – Diagnóstico do Município de Amparo. Ministério de Minas e Energia. Secretaria de Geologia, Mineração e Transformação Mineral. 2005.

Apêndice I

As Figuras I, II e III mostram as folhas 1, 2 e 3 do formulário de pedido de depósito da patente do concentrador de sólidos solúveis entre e registrado no INPI.

< Uso exclusivo do INPI

INSTITUTO NACIONAL DE PROPRIEDADE INDUSTRIAL
PROTOCOLO SERIAL

27/09/2012 031120000215
13:00 REPB

BR 20 2012 025888 4

27 SET 13 00 2012 000215
Espaço reservado ao protocolo

Espaço para etiqueta

DEPÓSITO DE PEDIDO DE PATENTE OU DE CERTIFICADO DE ADIÇÃO

Ao Instituto Nacional da Propriedade Industrial:
O requerente solicita a concessão de um privilégio na natureza e nas condições abaixo indicadas

1. Depositante (71):

1.1 Nome: SEBASTIÃO ARAÚJO COUTINHO
1.2 Qualificação: ENGENHEIRO QUÍMICO
1.3 CNPJ/CPF: 000732304-21
1.4 Endereço Completo: RUA DOS XIQUE-XIQUES n° 276, MALVINAS, CAMPINA GRANDE-PB
1.5 CEP: 58432-767 1.6 Telefone: 83 9803-1174 1.7 Fax:
1.8 E-mail: sacoutinho1@gmail.com sacoutinho@yahoo.com.br continua em folha anexa

2. Natureza: Invenção Modelo de Utilidade Certificado de Adição
Escreva, obrigatoriamente, e por extenso, a Natureza desejada:

3. Título da Invenção ou Modelo de Utilidade ou Certificado de Adição(54):
DISPOSITIVO CONCENTRADOR DE SÓLIDOS SOLÚVEIS continua em folha anexa

4. Pedido de Divisão: do pedido N° _____ Data de Depósito: _____

5. Prioridade: interna unionista
O depositante reivindica a(s) seguinte(s):

País ou organização de origem	Número de depósito	Data do depósito

6. Inventor (72):
 Assinale aqui se o(s) mesmo(s) requer(em) a não divulgação de seu(s) nome(s)

6.1 Nome: SEBASTIÃO ARAÚJO COUTINHO
6.2 Qualificação: ENGENHEIRO QUÍMICO 6.3 CPF: 000732304-21
6.4 Endereço completo: RUA DOS XIQUE-XIQUES n° 276, MALVINAS, CAMPINA GRANDE
6.5 CEP: 58432-767 6.6 Telefone: 83 9803-1174 6.7 Fax:
6.8 E-Mail: sacoutinho1@gmail.com; sacoutinho@yahoo.com.br continua em folha anexa

INPI Formulário 1.01 - Depósito de Pedido de Patente ou de Certificado de Adição (folha 1/2)

Figura I: Pedido de patente do concentrador de sólidos solúveis- folha 1

7. Declaração na forma do item 3.2 do Ato Normativo nº 127/97:

7.1 Declaro que os dados fornecidos no presente formulário são idênticos ao da certidão de depósito ou documento equivalente do pedido cuja prioridade está sendo reivindicada. em anexo

8. Declaração de divulgação anterior não prejudicial: (Período de Graça): em anexo
(art. 12 da LPI e item 2 do AN nº 127/97)

9. Procurador (74)

9.1 Nome: _____

9.2 CNPJ/CPF: _____ 9.3 API/OAB: _____

9.4 Endereço completo: _____

9.5 CEP: _____ 9.6 Telefone: _____ 9.7 Fax: _____

9.8 E-Mail: _____

10. Listagem de seqüências Biológicas (documentos anexados) (se houver):

Listagem de seqüências em arquivo eletrônico: n° de CDs ou DVDs (original e cópia).

Código de controle alfanumérico no formato de código de barras: fl.

Listagem de seqüências em formato impresso: fls.

Declaração de acordo com o artigo da Resolução INPI nº 228/09: fls.

11. Documentos anexados (assinale e indique também o número de folhas):
(Deverá ser indicado o nº total de somente uma das vias de cada documento)

<input checked="" type="checkbox"/>	11.1 Guia de Recolhimento	1	fls.	<input checked="" type="checkbox"/>	11.5 Relatório descritivo	13	fls.	
<input type="checkbox"/>	11.2 Procuração		fls.	<input checked="" type="checkbox"/>	11.6 Reivindicações	1	fls.	
<input type="checkbox"/>	11.3 Documentos de Prioridade		fls.	<input checked="" type="checkbox"/>	11.7 Desenhos	5	fls.	
<input type="checkbox"/>	11.4 Doc. de contrato de trabalho		fls.	<input checked="" type="checkbox"/>	11.8 Resumo	1	fls.	
<input type="checkbox"/>	11.9 Outros que não aqueles definidos no campo 11 (especificar)							fls.

12. Total de folhas anexadas (referentes aos campos 10 e 11): 21 fls.

13. Declaro, sob penas da Lei, que todas as informações acima prestadas são completas e verdadeiras.

João Pessoa, PB, 27/09/2012 *Sebastião Araújo Coutinho*
Local e Data Assinatura e Carimbo
SEBASTIÃO ARAÚJO COUTINHO

Juliano Queiroz
 DIRETOR DE REGISTRO DE MARCAS
 COORDENADOR - INPI

INPI Formulário 1.01 – Depósito de Pedido de Patente ou de Certificado de Adição (folha 2/2)

Figura II: Pedido de patente do concentrador de sólidos solúveis - folha 2

2º INVENTOR

27 SET 13 00 2012 000219

NOME – SEVERINO RODRIQUES DE FARIAS NETO

QUALIFICAÇÃO – ENGENHEIRO QUÍMICO

CPF - 288490864-15

ENDEREÇO COMPLETO – RUA AMÉRICO CARNEIRO N 115 JARDIM QUARENTA,
CAMPINA GRANDE-PB
CEP 58416-095

TELEFONE - 83 3335-1075

EMAIL- farian@deq.ufcg.edu.br


SEVERINO RODRIQUES DE FARIAS NETO

Figura III: Pedido de patente do concentrador de sólidos solúveis - folha 3

As Figuras IV, V e VI mostram o formulário de pedido de depósito da patente do softstart monofásico entregue e registrado no INPI.


< Uso exclusivo do INPI >

14 MAR 10 03 RE 000036

Espaço reservado ao protocolo

INPI INSTITUTO NACIONAL DA PROPRIEDADE INDUSTRIAL
REDAÇÃO PROTOCOLO DE REGISTRO

14/03/2012 022120000036
10:04 REAL



BR 20 2012 006846 5
Espaço para etiqueta

DEPÓSITO DE PEDIDO DE PATENTE OU DE CERTIFICADO DE ADIÇÃO

Ao Instituto Nacional da Propriedade Industrial:
O requerente solicita a concessão de um privilégio na natureza e nas condições abaixo indicadas

1. Depositante (71):

1.1 Nome: SEBASTIÃO ARAÚJO COUTINHO
1.2 Qualificação: ENGENHEIRO QUÍMICO
1.3 CNPJ/CPF: 000732304-21
1.4 Endereço Completo: RUA DOS XIQUE XIQUES Nº 276 - CAMPINA GRANDE - PB
1.5 CEP: 58432-767 1.6 Telefone: 83 8104-3707 1.7 Fax:
1.8 E-mail: sacoutinho@yahoo.com.br continua em folha anexa

2. Natureza: Invenção Modelo de Utilidade Certificado de Adição
Escreva, obrigatoriamente, e por extenso, a Natureza desejada:

3. Título da Invenção ou Modelo de Utilidade ou Certificado de Adição(54):
DISPOSITIVO PARA ELIMINAR OS PICOS DE POTÊNCIA DA PARTIDA DE MOTORES ELÉTRICOS MONOFÁSICOS
 continua em folha anexa

4. Pedido de Divisão: do pedido Nº _____ Data de Depósito: _____

5. Prioridade: interna unionista
O depositante reivindica a(s) seguinte(s):

Pais ou organização de origem	Número de depósito	Data do depósito

6. Inventor (72):
 Asinale aqui se o(s) mesmo(s) requer(em) a não divulgação de seu(s) nome(s)

6.1 Nome: SEBASTIÃO ARAÚJO COUTINHO 6.3 CPF: 000732304 21
6.2 Qualificação: ENGENHEIRO QUÍMICO
6.4 Endereço completo: RUA DOS XIQUE XIQUES Nº 276 - CAMPINA GRANDE-PB
6.5 CEP: 58432-767 6.6 Telefone: 83 8104-3707 6.7 Fax:
6.8 E-Mail: sacoutinho@yahoo.com.br continua em folha anexa

Figura IV: Pedido de patente do softstart monofásico – folha 1

7. Declaração na forma do item 3.2 do Ato Normativo nº 127/97:

7.1 Declaro que os dados fornecidos no presente formulário são idênticos ao da certidão de depósito ou documento equivalente do pedido cuja prioridade está sendo reivindicada. em anexo

8. Declaração de divulgação anterior não prejudicial: (Período de Graça):
(art. 12 da LPI e item 2 do AN nº 127/97) em anexo

9. Procurador (74)

9.1 Nome: _____

9.2 CNPJ/CPF: _____ 9.3 API/OAB: _____

9.4 Endereço completo: _____

9.5 CEP: _____ 9.6 Telefone: _____ 9.7 Fax: _____

9.8 E-Mail: _____

10. Listagem de sequências Biológicas (documentos anexados) (se houver):

Listagem de sequências em arquivo eletrônico: _____ nº de CDs ou DVDs (original e cópia).

Código de controle alfanumérico no formato de código de barras: _____ fl.

Listagem de sequências em formato impresso: _____ fis.

Declaração de acordo com o artigo _____ da Resolução INPI nº 228/09: _____ fis.

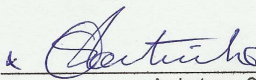
11. Documentos anexados (assinale e indique também o número de folhas):
(Deverá ser indicado o nº total de somente uma das vias de cada documento)

<input checked="" type="checkbox"/>	11.1 Guia de Recolhimento	fis.	<input checked="" type="checkbox"/>	11.5 Relatório descritivo	5	fis.
<input type="checkbox"/>	11.2 Procuração	fis.	<input checked="" type="checkbox"/>	11.6 Reivindicações	1	fis.
<input type="checkbox"/>	11.3 Documentos de Prioridade	fis.	<input checked="" type="checkbox"/>	11.7 Desenhos	1	fis.
<input type="checkbox"/>	11.4 Doc. de contrato de trabalho	fis.	<input checked="" type="checkbox"/>	11.8 Resumo	1	fis.
<input type="checkbox"/>	11.9 Outros que não aqueles definidos no campo 11 (especificar)					fis.

12. Total de folhas anexadas (referentes aos campos 10 e 11): 8 fis.

13. Declaro, sob penas da Lei, que todas as informações acima prestadas são completas e verdadeiras.

MACEIÓ AL 13/03/2012
Local e Data



Assinatura e Carimbo
SEBASTIÃO ARAÚJO COUTINHO

Figura V: Pedido de patente do softstart monofásico – folha 2

2º INVENTOR

NOME - MANOEL CRISTIANO VIEIRA DA SILVA

QUALIFICAÇÃO - TÉCNICO

CPF - 029583114-65

**ENDEREÇO COMPLETO - CONJ. EUSTÁQUIO GOMES
DE MELO QD 02 Nº 44**

**BAIRRO - CIDADE UNIVERSITÁRIA - MACEIÓ AL -
CEP 57072 360**

TELEFONE - 82 8820 1902

E MAIL - manoel.silva@braskem.com.br

Manoel Cristiano

MANOEL CRISTIANO VIEIRA DA SILVA

Figura VI: Pedido de patente do softstart monofásico – folha 3

Apêndice II

Avaliação do desempenho do sistema no arranjo 4

As Figuras VII e VIII mostram o efeito da temperatura da água salgada que alimenta o dessalinizador e da vazão de ar nos teores de umidade absoluta das câmaras de umidificação e desumidificação. Como pode ser visto os maiores teores de umidade absoluta são alcançados em baixa vazão de ar e maior temperatura da água salgada.

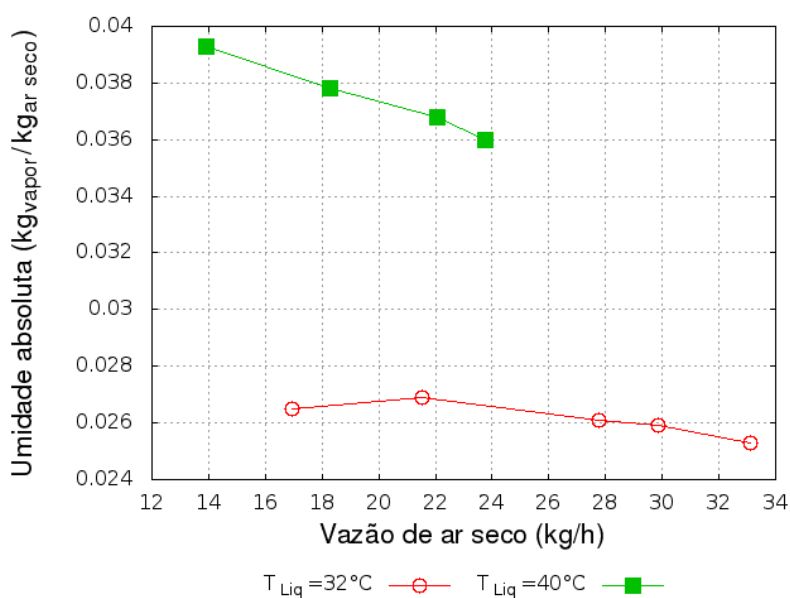


Figura VII: Umidade absoluta na câmara de umidificação - Arranjo 4

As Figuras IX e X mostram o efeito da temperatura da água salgada e da vazão de ar nas temperaturas das câmaras de umidificação e desumidificação, respectivamente. Como pode ser visto nas figuras, as umidades diminuíram com o aumento da vazão de ar e aumentaram com o aumento da temperatura da água salgada. Este efeito concorda com a evolução das umidades absolutas nas câmaras de umidificação e desumidificação (Figuras VII e VIII), pois aumentado a vazão de ar, diminui a temperatura e por consequência diminui a

umidade absoluta.

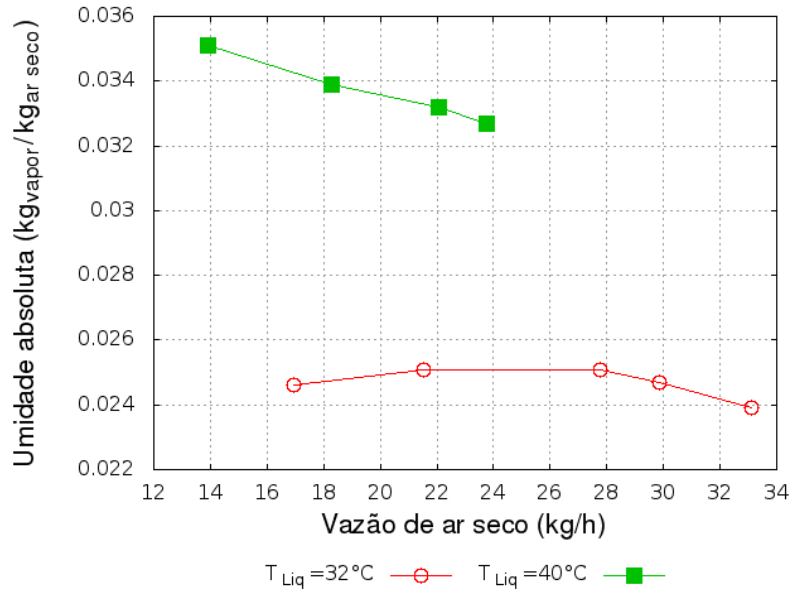


Figura VIII: Umidade absoluta na câmara de desumidificação - Arranjo 4

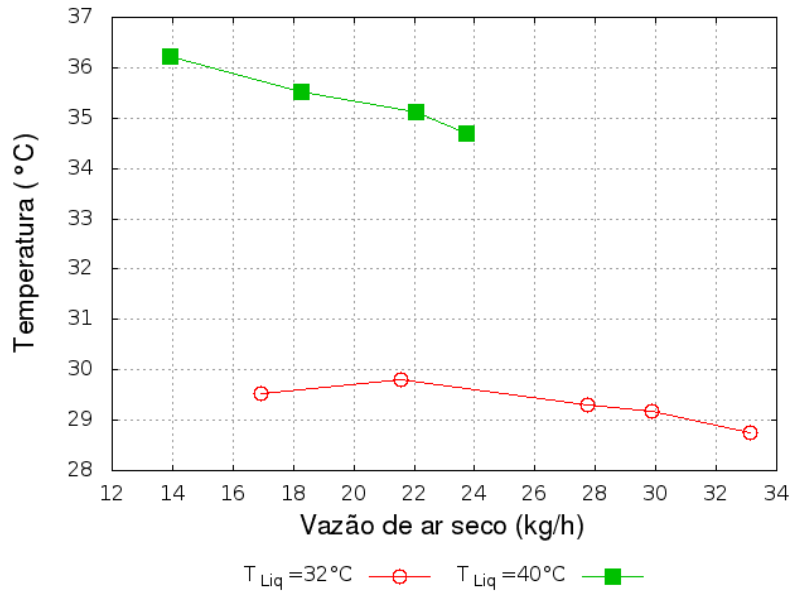


Figura IX: Temperatura na câmara de umidificação - Arranjo 4

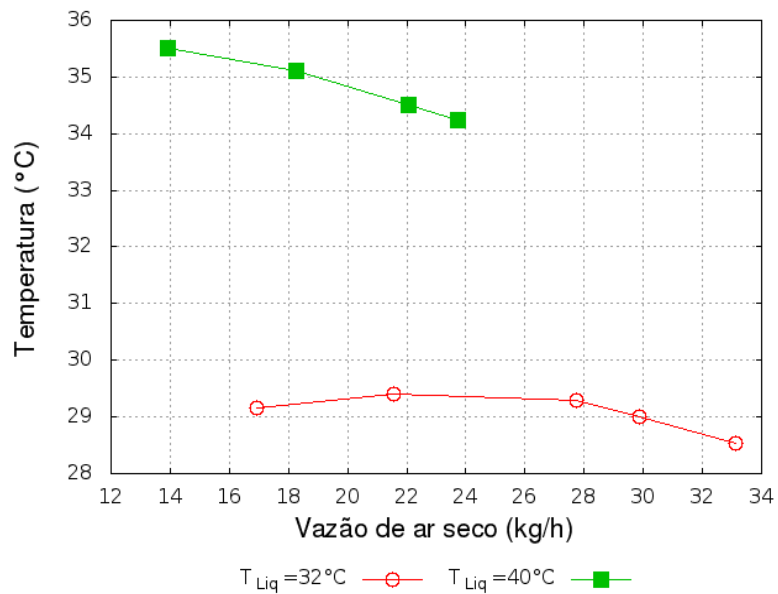


Figura X: Temperatura na câmara de desumidificação – Arranjo 4

As Figuras XI e XII mostram a influência da vazão de ar e da temperatura da água de salgada no reuso de energia e produção de dessalinizado, respectivamente. Como pode ser visto, o GOR atinge o valor máximo na temperatura da água salgada de $40^{\circ}C$ e vazão de ar de aproximadamente 18 kg/h. Entretanto para a temperatura de $30^{\circ}C$ o GOR tem seu valor inicial próximo ao máximo visto para a temperatura da água salgada de $40^{\circ}C$.

A produção de dessalinizado, mostrado na Figura XII, apresenta comportamento diferenciado as já analisados, pois para a temperatura da água salgada de $40^{\circ}C$ se mostrou aproximadamente constante para as vazões de ar seco de aproximadamente 14 a 22 kg/h.

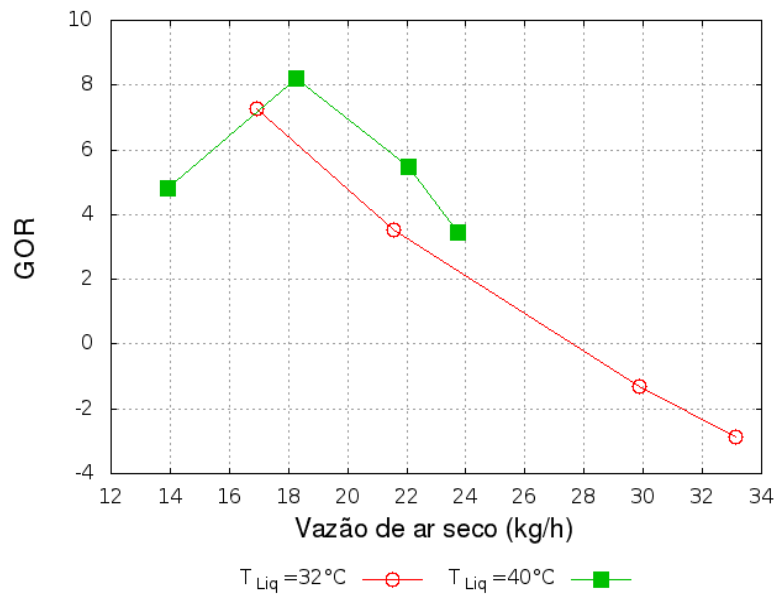


Figura XI: Reuso de energia - Arranjo 4

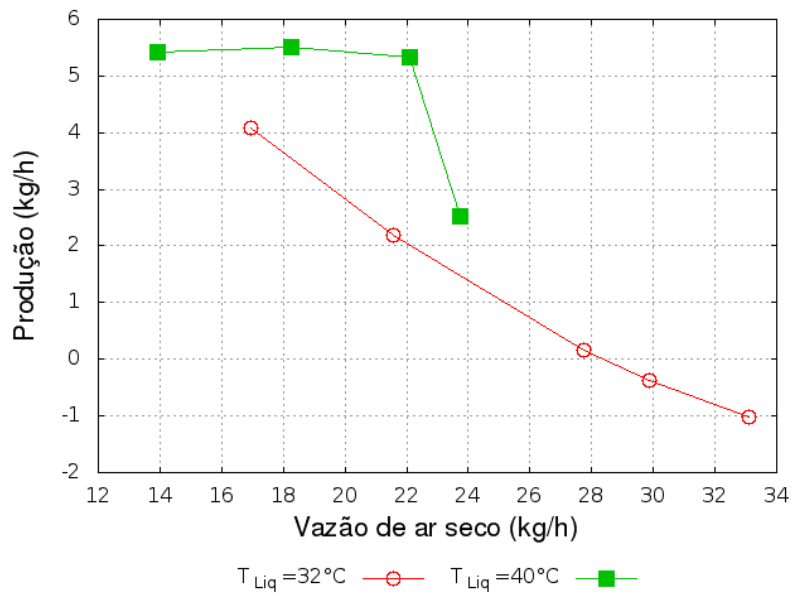


Figura XII: Produção de dessalinizado - Arranjo 4

Apêndice III

Na Figura XIII estão apresentadas as fotografias do dispositivo de medida da vazão de ar. Este foi confeccionado utilizando conexões de PVC e uma ventoinha. A ventoinha está posicionada internamente na conexão de PVC e devidamente fixada por parafusos e vedado com cola de silicone.

Ao passar um fluxo de ar, este induz o movimento giratório da ventoinha produzindo, assim, uma corrente elétrica. Com a corrente devidamente lida em um multímetro, foi feita a calibração para a medição de vazão de ar (ver seção 3.1.1.3 na página 81).

Devido a característica da ventoinha o fluxo de ar só deve ocorrer em uma direção, a Figura I.b).



a) Visão Frontal

b) Sentido de fluxo

Figura XIII: Medidor de vazão de ar

Anexo I



UMICONTROL®

UM-6 BICO SPRAY - CONE CHEIO

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

- SPRAY TIPO CONE CHEIO COM JATOS E ÂNGULOS VARIÁVEIS
- TAMPO REMOVÍVEL PARA FACILIDADE DE LIMPEZA
- TEMPERATURA MÁXIMA COMPORTÁVEL
LATÃO = 180°C
INOX = 400°C A 500°C
- ROSCA BSP / NPT - FÊMEA / MACHO
- MODELO COM DISTRIBUIÇÃO UNIFORME
- PROJETADO PARA UMA EXCEPCIONAL RESISTÊNCIA AO DESGASTE
- MATERIAIS: LATÃO, INOX, BRONZE, ALUMÍNIO, PVC, NYLON, TEFLON.



Fabricamos com outras especificações sob consulta

MODELO		ROSCA	SAIDA Ø mm	VAZÃO - LIT. / MIN										
				kg/cm ²										
				0,5	1	1,5	2	3	4	5	6	7	10	
UM-6 / 1		1/8"	0,89	0,45	0,54	0,61	0,74	0,84	0,93	1,0	1,1	1,3		
UM-6 / 2			1,2	0,39	0,67	0,80	0,92	1,1	1,3	1,4	1,5	1,6	1,9	
UM-6 / 3			1,2	0,65	0,89	1,1	1,2	1,5	1,7	1,9	2,0	2,2	2,6	
UM-6 / 4			1,5	0,97	1,3	1,6	1,8	2,2	2,5	2,8	3,0	3,3	3,9	
UM-6 / 5			1,6	1,1	1,6	1,9	2,1	2,6	3,0	3,3	3,6	3,8	4,5	
UM-6 / 6			2,0	1,6	2,2	2,7	3,1	3,7	4,2	4,7	5,1	5,5	6,4	
UM-6 / 7		1/4"	2,0	1,6	2,2	2,7	3,1	3,7	4,2	4,7	5,1	5,5	6,4	
UM-6 / 8			2,3	2,1	2,9	3,5	4,0	4,8	5,5	6,1	6,6	7,1	8,4	
UM-6 / 9			2,9	3,2	4,5	5,4	6,1	7,4	8,4	9,3	10,2	10,9	12,9	
UM-6 / 10		3/8"	2,6	3,1	4,2	5,1	5,8	7,0	8,0	8,9	9,7	10,4	12,2	
UM-6 / 11			3,6	4,9	6,7	8,0	9,2	11,1	12,7	14,0	15,2	16,4	19,3	
UM-6 / 12			4,5	7,1	9,8	11,8	13,5	16,3	18,6	21	22	24	28	
UM-6 / 13		1/2"	3,5	5,2	7,1	8,6	9,8	11,8	13,5	15	16,3	17,5	21	
UM-6 / 14			4,6	8,1	11,1	13,4	15,3	18,5	21	23	25	27	32	
UM-6 / 15			5,2	10,4	14,2	17,2	19,6	24	27	30	33	35	41	
UM-6 / 16			6,7	12,9	17,8	21	24	30	34	37	41	44	51	
UM-6 / 17			3/4"	4,9	9,5	13,1	15,8	18,1	22	25	28	30	32	38
UM-6 / 18				6,4	15,3	21	25	29	35	40	44	48	51	61
UM-6 / 19		9,5		27	37	44	51	61	70	77	84	90	106	
UM-6 / 20		1"	6,0	16,0	22	27	30	37	42	46	50	54	64	
UM-6 / 21			8,3	27	37	44	51	61	70	77	84	90	106	
UM-6 / 22			11,9	38	52	63	72	87	99	110	120	129	151	
UM-6 / 23		1 1/4"	11,9	46	63	76	87	104	119	132	144	154	182	
UM-6 / 24			7,4	23	31	36	43	52	60	66	72	77	91	
UM-6 / 25			9,6	38	52	63	72	87	99	110	120	129	151	
UM-6 / 26			10,7	46	63	76	87	104	119	132	144	154	182	
UM-6 / 27			12,3	53	73	86	101	122	139	154	168	180	210	
UM-6 / 28			15,1	76	105	126	144	174	199	220	240	255	300	
UM-6 / 29		1 1/2"	9,5	38	52	63	72	87	99	110	120	129	151	
UM-6 / 30			12,7	61	84	101	116	139	159	176	192	205	240	
UM-6 / 31			14,3	76	105	126	144	174	199	220	240	255	300	
UM-6 / 32		2"	18,3	114	157	190	215	260	300	330	360	385	455	
UM-6 / 33			12,7	65	89	107	123	148	169	187	205	220	255	
UM-6 / 34			17,3	114	157	190	215	260	300	330	360	385	455	
UM-6 / 35			19,2	133	184	220	250	305	345	385	420	450	530	
UM-6 / 36			21,0	153	210	250	290	350	395	440	480	510	610	
UM-6 / 37			23,8	191	260	315	360	435	495	550	600	640	760	
UM-6 / 38		2 1/2"	28,6	230	315	380	435	520	600	660	720	770	910	
UM-6 / 39			15,1	95	131	158	181	215	250	275	300	320	380	
UM-6 / 40			22,2	191	260	315	360	435	495	550	600	640	760	
UM-6 / 41		2"	24,6	230	315	380	435	520	600	660	720	770	910	
UM-6 / 42			28,6	265	365	440	510	610	700	770	840	900	1060	
UM-6 / 43			28,6	305	420	510	580	700	800	880	960	1030	1210	
UM-6 / 44			31,8	345	470	570	650	780	890	990	1080	1160	1360	

Fones: (0XX11) 4076-1066 4076-3313 - Site: www.umicontrol.com.br