



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
ESCOLA DE ENGENHARIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA QUÍMICA



BRUNO LACERDA DE OLIVEIRA CAMPOS

Dissertação de Mestrado apresentada ao Curso de Pós-Graduação em
Engenharia Química da Universidade Federal de Minas Gerais

MODELAGEM DE UM PROCESSO TÉRMICO DE DESSALINIZAÇÃO SOLAR POR UMIDIFICAÇÃO E DESUMIDIFICAÇÃO

Orientador: Prof. Dr. Esly Ferreira da Costa Junior

Belo Horizonte
Dezembro de 2017



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
ESCOLA DE ENGENHARIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA QUÍMICA



MODELAGEM DE UM PROCESSO TÉRMICO DE DESSALINIZAÇÃO SOLAR POR UMIDIFICAÇÃO E DESUMIDIFICAÇÃO

Autor: Bruno Lacerda de Oliveira Campos

Orientador: Prof. Dr. Esly Ferreira da Costa Junior

Dissertação de mestrado apresentada ao Curso de
Pós-Graduação em Engenharia Química, como
requisito parcial à obtenção do título de
MESTRE EM ENGENHARIA QUÍMICA

Belo Horizonte

Dezembro de 2017



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
ESCOLA DE ENGENHARIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA

*“Modelagem de um processo térmico de dessalinização solar
por umidificação e desumidificação”*

Bruno Lacerda de Oliveira Campos

Dissertação submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-graduação em Engenharia Química da Escola de Engenharia da Universidade Federal de Minas Gerais, como parte dos requisitos à obtenção do título de **MESTRE EM ENGENHARIA QUÍMICA**.

229ª DISSERTAÇÃO APROVADA EM 18 DE DEZEMBRO DE 2017 POR:

Prof. Dr. Anderson Laécio Galindo Trindade
DEP/UFMG

Prof. Dr. Éder Domingos de Oliveira
DEQ/UFMG

Prof. Dr. Esly Ferreira da Costa Júnior
Orientador – DEQ/UFMG

Agradecimentos

Agradeço a todos que tornaram possível a realização desse trabalho, ajudando-me, incentivando-me, e em especial:

A Deus por abençoar ricamente esse trabalho, por me proporcionar a oportunidade de cursar o mestrado em Engenharia Química e por sempre ser motivo para eu persistir em meus sonhos. A Ele toda honra e glória!

Aos meus pais, Camilo e Ângela, e minha irmã, Juliana, por serem meu suporte em todos os momentos, por sempre me darem apoio e incentivo e se alegrarem comigo no cumprimento de cada etapa.

À minha namorada, Mariana, pelo companheirismo, pelo grande interesse pelo projeto, por sempre me apoiar, pela paciência em sempre me ouvir contar sobre o projeto e se alegrar com ele, e por dar ótimas ideias.

Ao meu orientador, professor Esly, por me ensinar muito sobre o mundo acadêmico e a escrita de documentos científicos, pela habilidade impressionante de achar erros nos códigos dos algoritmos, pelas ideias geniais, pela paciência, pela disponibilidade em ajudar até mesmo no final de semana e pelo conhecimento técnico em geral que aprendi.

Às professoras Andréia e Katia, pela grande ajuda e esclarecimentos nesse trabalho, tanto na área de Termodinâmica, quanto em Transferência de Calor e Massa.

Aos meus colegas do MOP, amigos da faculdade, aos meus familiares e amigos em geral, pelo companheirismo e por me motivaram a fazer um bom trabalho e a sonhar mais alto.

Deixo a todos o meu muito obrigado!

Resumo

Devido a fatores como o aquecimento global, o crescimento populacional e a degradação do meio ambiente, o acesso à água potável tem se tornado um problema em muitas regiões do planeta, especialmente onde o clima é seco. No Brasil, já há uma planta de dessalinização em operação em Fernando de Noronha para suprir a demanda de água potável, bem como outras em fase de projeto em Fortaleza, Cubatão e Sergipe. A dessalinização solar por umidificação-desumidificação é um método cuja fonte energética é limpa e renovável, sendo uma alternativa interessante para a purificação de água salgada ou salobra para consumo humano. Os trabalhos de modelagem desse sistema podem ser divididos em dois grupos: aqueles que consideram ar saturado em todo o sistema e aqueles que não adotam essa consideração e elaboram um modelo mais complexo. Nesse trabalho, propõe-se empregar essas duas estratégias para o desenvolvimento de modelos desse processo. Tais modelos possuem parâmetros a serem estimados a partir de dados experimentais da literatura. Os resultados de predição de produção de destilado dos dois modelos desenvolvidos apresentaram erros médios 48% e 61% menores que os reportados na literatura, sendo que o modelo que considera saturação em apenas uma das correntes de ar foi o mais eficaz, tornando-o o modelo recomendado para cálculos de projeto, otimização, análises de sensibilidades, entre outros. De acordo com a análise de sensibilidade de parâmetros de entrada na produção de destilado, as seguintes variações geraram aumento significativo na vazão de destilado: aumento na taxa de calor efetiva absorvida no coletor solar, aumento nas alturas do condensador e umidificador, aumento na temperatura da água do mar de alimentação e decréscimo na vazão de água do mar de alimentação. Verificou-se que o aumento conjunto das colunas de umidificação e condensação gera maior ganho na produção de destilado que um aumento em apenas uma das colunas.

Palavras-chave: dessalinização solar, umidificação-desumidificação, modelo matemático, estimação de parâmetros

Abstract

Due to factors such as global warming, population growth and environment degradation, access to drinking water has become a problem in many regions of the planet, especially where the weather is dry. In Brazil, there is already a desalination plant in operation in Fernando de Noronha to supply the fresh water demand, besides others in a project phase in Fortaleza, Cubatão and Sergipe. Solar desalination by humidification-dehumidification is a method whose energy source is clean and renewable, and is an interesting alternative to purifying salt or brackish water for human consumption. Modeling works of this system may be divided in two groups: those that consider saturated air in the whole system and the ones that do not adopt this consideration and develop a more complex model. In this work, both strategies are proposed to the development of the models. These models have parameters to be estimated from literature experimental data. The prediction results of distillate production from both developed models present average errors 48% and 61% lower than the ones reported in literature, and the most efficient model was the one in which it was considered saturation in only one of the air streams, so that it is the recommended model for project calculations, optimization, sensibility analysis, and others. According to the sensibility analysis of distillate production in relation to input parameters, the following variations led to significant increase in distillate flow rate: increase in the effective absorbed heat in the solar collector, increase in the heights of the condenser and the humidifier, increase in the temperature of feed seawater and decrease in the feed seawater flow rate. It was verified that the joint increase in the humidification and condensation columns led to greater gain in distillate production than a single increase in one of the columns.

Keywords: solar desalination, humidification-dehumidification, mathematical model, parameter estimation.

Sumário

Lista de Figuras.....	iii
Lista de Tabelas.....	v
Nomenclatura.....	vi
Abreviações.....	viii
1. Introdução.....	1
1.1 O problema da escassez de água potável no planeta.....	1
1.2 Processos de dessalinização de água.....	2
1.3 Dessalinização por energia solar.....	4
1.3.1 Destilação por células fotovoltaicas com coletor solar para pré aquecimento.....	6
1.3.2 Dessalinização solar direta.....	7
1.3.3 Dessalinização solar por umidificação e desumidificação.....	9
2. Objetivos.....	14
2.1 Objetivos principais.....	14
2.2 Objetivos específicos.....	14
3. Revisão Bibliográfica.....	15
3.1 Nawayseh et al. (1999a, 1999b).....	15
3.2 Farid et al. (2002).....	20
3.3 Soufari et al. (2009).....	20
3.4 Hermosillo et al. (2012).....	23
3.5 Hamed et al. (2015).....	25
3.6 Moumouh et al. (2016).....	26
3.7 Modelos matemáticos de sistemas mais complexos.....	27
4. Metodologia.....	29
4.1 Desenvolvimento do modelo A.....	29
4.1.1 Cálculo de funções relevantes.....	29
4.1.2 Desenvolvimento do modelo matemático.....	30
4.1.3 Resolução do modelo matemático.....	32
4.1.4 Análise de sensibilidade.....	33
4.2 Desenvolvimento do modelo B.....	34
4.2.1 Equação para estimar a transferência de massa no umidificador....	34
4.2.2 Resolução do modelo matemático B e análise de sensibilidade.....	35

5. Resultados e discussão.....	37
5.1 Modelo A.....	37
5.1.1 Estimação dos parâmetros e eficiência do modelo.....	37
5.1.2 Análise de sensibilidade.....	39
5.2 Modelo B.....	44
5.2.1 Estimação dos parâmetros e eficiência do modelo.....	44
5.2.2 Análise de sensibilidade.....	47
6. Considerações finais.....	50
Referências.....	52

Lista de Figuras

Figura 1: Mar de Aral em 1989 e novamente em 2008.....	1
Figura 2: Intensidade solar na Cidade de Suez ao longo do dia.....	5
Figura 3: Esquema de um dessalinizador solar direto (DSD).....	7
Figura 4: Produtividade acumulada em função do tempo para diferentes profundidades.....	8
Figura 5: Desenho esquemático de células piramidais de base quadrada e triangular.....	9
Figura 6: Dessalinização solar por umidificação e desumidificação com convecção forçada.....	10
Figura 7: Carta psicrométrica do sistema ar-água.....	22
Figura 8: Temperatura calculada pelo modelo A vs. temperatura medida.....	38
Figura 9: Produção de destilado calculada vs. produção de destilado medida.....	39
Figura 10: Produção de destilado vs. temperatura da água do mar de entrada e temperatura ambiente.....	40
Figura 11: Produção de destilado vs. vazão em massa de entrada de água do mar.....	40
Figura 12: Produção de destilado ($\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$) (isocurvas) vs. alturas do condensador e do umidificador.....	41
Figura 13: Combinações ótimas das alturas do condensador e do umidificador (m) para cada soma de volumes, se considerado que elas possuem o mesmo custo por volume.....	42
Figura 14: Produção de destilado vs. taxa de calor efetiva absorvida no coletor solar.....	43
Figura 15: Produção de destilado vs. variação de energia em relação ao ponto de referência.....	43
Figura 16: Erro de predição médio absoluto das temperaturas vs. peso na função objetivo.....	44
Figura 17: Erro de predição médio relativo da produção de destilado vs. peso na função objetivo.....	45
Figura 18: Temperatura calculada pelo modelo B vs. temperatura medida.....	46
Figura 19: Vazão de destilado calculada pelo modelo A, modelo B ($\omega = 0,6$) e o da literatura vs. vazão de destilado medida.....	47

Figura 20: Produção de destilado ($\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$) (isocurvas) vs. alturas do condensador e do umidificador para diferentes calores absorvidos no coletor solar (W).....	48
--	----

Lista de Tabelas

Tabela 1: Equações de calor específico ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \text{K}^{-1}$).....	30
Tabela 2: Dados experimentais do processo.....	33
Tabela 3: Informações do sistema.....	37

Nomenclatura

A	área da seção transversal (m^2)
a	área superficial específica ($\text{m}^2 \cdot \text{m}^{-3}$)
C_p	calor específico ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)
D	diâmetro (m)
$\dot{D}$	vazão em massa de destilado ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)
e	fator de correção para corrente cruzada
f	umidade relativa (% kg/kg)
$\dot{G}$	vazão em massa de ar seco ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)
h	entalpia específica ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$)
$\bar{h}$	coeficiente de transferência de calor por convecção ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$)
Δh_{vap}	calor latente de vaporização da água ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$)
K	coeficiente de transferência de massa ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$)
k	condutividade térmica ($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)
$\dot{L}$	vazão em massa de água do mar ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)
M	massa molar ($\text{kg} \cdot \text{mol}^{-1}$)
m	massa total do volume de controle (kg)
P	perímetro da seção transversal (m)
p^*	pressão de vapor (kPa)
$\bar{p}$	pressão parcial (kPa)
p_t	pressão total (kPa)
$\dot{Q}$	taxa de transferência de calor (W)
R	constante universal dos gases ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)
s	espessura da aleta (m)
T	temperatura (K)
t	tempo (s)
U	coeficiente global de transferência de calor ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$)
u	energia interna específica ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$)
V	volume da coluna (m^3)
W	velocidade do fluido ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)
Y	umidade absoluta do gás (kg water vapor/kg dry air)
Z	razão entre o calor sensível e o calor total
z	altura da coluna (m)

Grego

β	coeficiente de dilatação térmica (K^{-1})
η	eficiência
μ	viscosidade dinâmica ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$)
ν	viscosidade cinemática ($\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$)
ρ	densidade ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)

Subescrito

1	água do mar de entrada no condensador
2	água do mar de saída no condensador
3	água do mar de entrada no umidificador
4	água do mar de saída no umidificador

5	ar de entrada no umidificador
6	ar de saída no umidificador
a	ar
b	água do mar (<i>brine</i>)
c	condensador
cal	transferência de calor
cl	perda de calor do condensador para o ambiente (<i>condenser loss</i>)
ct	troca térmica entre as fases do condensador (<i>condenser heat transfer</i>)
cyl	cilindro externo dos tubos internos do condensador, sem contar a parte aletada
d	destilado
e	ambiente (<i>environment</i>)
ext	externa
f	aleta (<i>fin</i>)
h	umidificador (<i>humidifier</i>)
hl	perda de calor do umidificador para o ambiente (<i>humidifier loss</i>)
ht	troca térmica entre as fases do umidificador (<i>humidifier heat transfer</i>)
g	gás
i	interface
mas	transferência de massa
s	coletor solar
tub	tubo interno
v	vapor d'água
w	água líquida (<i>water</i>)
wall	parede do tubo

Abreviações

DFME	Destilação Flash Multi-Estágio
DME	Destilação de Múltiplos Efeitos
DSD	Dessalinização Solar Direta
DSUD	Dessalinização Solar por Umidificação e Desumidificação
GOR	<i>Gain Output Ratio</i>
OI	Osmose Inversa

1. Introdução

1.1 O problema da escassez de água potável no planeta

O nosso planeta tem apresentado sinais do surgimento de uma crise hídrica. Em agosto de 2014, a parte leste do Mar de Aral, que já foi o quarto maior lago de água salgada do mundo, secou completamente pela primeira vez em 600 anos (Eliasson, 2015). O lago já sofria com a seca em 2008, como mostrado na Figura 1. Um grande vilão nesse desastre foi o desvio do curso de rios que o alimentavam para a irrigação de plantações (MNN, 2016). Nesse mesmo ano, no Brasil, um regime anômalo de chuvas trouxe excesso de precipitações no sul e severa seca no sudeste e centro-oeste do país, levando inclusive à seca da nascente do rio São Francisco pela primeira vez na história. Estudiosos apontam para o desmatamento da floresta amazônica como um grande causador desses eventos extremos no Brasil, pois ela regulamenta o clima do continente e o regime de chuvas, e depredação da mesma para dar lugar a plantações e pastagens causa sérias alterações nesse sistema (Almeida, 2014).



Figura 1: Mar de Aral em 1989 e novamente em 2008.
Referência: MNN (2016). Foto tirada pela NASA.

Além do consumo não-sustentável de água para diversas atividades e o desmatamento, outros fatores têm contribuído para o surgimento dessa crise, como: a demanda crescente de água pelo aumento populacional, a queima de combustíveis fósseis agravando o efeito estufa, o desperdício de água e a poluição de rios. Tudo isso leva a uma redução da disponibilidade de água potável por habitante. É estimado que, em 2025, por volta de 1,8 bilhão de pessoas viverão em regiões nas quais a água será

escassa, e cerca de dois terços da população mundial terá alguma deficiência no acesso à água potável. Essas mudanças devem encarecer progressivamente os custos desse recurso, tornando-o menos acessível, especialmente aos pobres e marginalizados (Eliasson, 2015).

A escassez de água já está presente em zonas áridas, semi-áridas, diversas regiões costeiras e ilhas. Nesses locais, não há água doce disponível no solo ou em rios que seja suficiente para a população. Na região semi-árida do nordeste brasileiro, por exemplo, a água contida nos lençóis freáticos tem concentração média de 3 g sal/L água (EMBRAPA, 2016), que é muito acima do limiar entre água doce e água salobra de 0,5 g sal/L (CONAMA, 2005), ou do limite máximo permitido de sólidos totais dissolvidos de 1 g sal/L (Ministério da Saúde, 2011) sendo então considerada imprópria para consumo humano.

Buscando reverter esse horizonte nada favorável à humanidade, algumas ações urgentes a serem mais intensamente estudadas e executadas são a preservação do meio ambiente, a substituição de matrizes energéticas não-renováveis por outras que são renováveis, a otimização do consumo de água levando a um uso sustentável desse recurso e a implantação de alternativas para a obtenção de água potável, especialmente em regiões nas quais a água já é escassa.

Dentre as alternativas para a obtenção de água potável, uma opção já bem desenvolvida é a dessalinização de água salgada e de água salobra. No Brasil, na ilha de Fernando de Noronha foi instalada uma planta de dessalinização para suprir a demanda por água potável (Jornal do Brasil, 2017). Há ainda projetos para implantação de plantas de dessalinização em Sergipe (Jornal do Brasil, 2017), Cubatão (Saneamento Ambiental, 2016) e Ceará (Jornal do Brasil, 2017, O Povo, 2017). Em Fortaleza, foi lançado um edital para projeto de dessalinização com capacidade para ofertar $1 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ de água potável, que representa entre 12 e 15% da demanda total de água da cidade. A tendência é que cada vez mais a dessalinização seja usada no Brasil para suprir a demanda por água potável, em vista da escassez crescente em diversas regiões do país.

1.2 Processos de dessalinização de água

Desde meados de 1950, o processo de dessalinização de água salgada e salobra tem sido muito estudado, aprimorado e implantado, de maneira que a produção global de água dessalinizada no fim de 2015 foi superior a 86 milhões de metros cúbicos de água por dia (Kaplan et al., 2017). Algumas das estratégias mais bem sucedidas desse

processo são: osmose inversa (OI), destilação de múltiplos efeitos (DME) e destilação flash multi-estágio (DFME).

A OI é uma técnica de separação que utiliza membranas semi-permeáveis, ou seja, que permitem a passagem de água e impedem a passagem de sal. Ao gerar uma pressão suficientemente grande para vencer a pressão osmótica, o fluxo de água na membrana ocorre da região mais concentrada para a região menos concentrada. Essa operação produz água concentrada em sais (resíduo) e água com concentração muito baixa em sais (produto desejado). A qualidade da água doce e a porcentagem de recuperação da mesma dependem da água salgada utilizada e de parâmetros de operação. Essa recuperação pode variar entre 35% e 50% da água de alimentação (Gomes, 2011).

A DME e a destilação flash multi-estágio (DFME) utilizam os fenômenos de evaporação e condensação para separar a água dos sais. Como essas são operações que demandam quantidades significativas de energia, a estratégia adotada é dispor vários estágios conectados em série, de maneira que o calor liberado em um estágio ou efeito é utilizado no próximo, utilizando a energia de forma eficiente (El-Dessouky & Ettouney, 2002). Nesses sistemas, a solução salina e o vapor de água se encontram em contracorrente e trocam calor entre si.

Embora tenham sido operados com sucesso, esses processos tradicionais apresentam alguns problemas. Estes foram desenvolvidos para altas capacidades de dessalinização de água, de modo que possuem custos iniciais altos e demandam presença permanente de profissionais de manutenção qualificados (Macoun, 2000), além de exigirem controle rígido de temperatura e pressão em cada estágio para manter as condições necessárias do processo de evaporação (El-Dessouky & Ettouney, 2002). Esses fatores se tornam obstáculos para a implantação de tais processos em locais com baixo capital e tecnologia disponíveis, bem como em regiões distantes de grandes centros, que necessitam de pequenas quantidades de água. Para pequenas capacidades, não é economicamente viável implantar esses métodos tradicionais (Xiong et al., 2006).

Outro fator importante a ser considerado é a alta demanda de energia elétrica e/ou térmica por esses processos. A dessalinização é o processo com o gasto mais elevado de energia na área de tratamento de água, consumindo anualmente pelo menos 75,2 TWh, o que corresponde a 0,4% do consumo global de energia elétrica (UN-WATER, 2014). Dessa maneira, regiões que apresentam pequena disponibilidade de energia têm sérios problemas para implantar essas operações. Além disso, a maior parte

dessa energia provém de fontes não-renováveis, como carvão mineral e petróleo, que, por serem esgotáveis, tornam esses processos não-sustentáveis. Eles ainda contribuem para o aumento da concentração de dióxido de carbono na atmosfera, um dos principais compostos causadores do efeito estufa. A intensificação desse fenômeno pode causar desequilíbrios ambientais, inclusive a própria escassez de água (Heidari & Pearce, 2016). Sendo assim, o uso de combustíveis fósseis para a dessalinização da água salgada devido à disponibilidade insuficiente de água potável contribui para reduzir ainda mais essa disponibilidade.

A utilização de energia solar em processos de dessalinização pode contornar alguns problemas presentes nos processos tradicionais, tornando essa operação mais sustentável, por utilizar energia limpa e renovável. Além disso, essa tecnologia apresenta relevância social por trazer opções mais viáveis economicamente para regiões isoladas e frequentemente esquecidas, nas quais a água é escassa ou imprópria para o consumo, melhorando a qualidade de vida da população desses locais. Essas são as motivações que levaram ao desenvolvimento do presente estudo, focado na dessalinização solar, em especial pelo método de umidificação e desumidificação.

1.3 Dessalinização por energia solar

As regiões descentralizadas, com pouca infraestrutura e carentes de água potável, como regiões costeiras, ilhas e o semi-árido nordestino, geralmente recebem radiação solar mais intensamente que outras regiões e apresentam acesso à água salgada ou salobra com relativa facilidade. Essas características sugerem a utilização de processos de dessalinização por energia solar, pois apresentam fatores-chave para a implantação desses métodos alternativos e obstáculos para os tradicionais.

A utilização da energia solar na dessalinização já é feita há mais de 200 anos. O químico Lavoisier concentrava energia solar em garrafas de destilação utilizando lentes de vidro em 1862. Na cidade de Las Salinas, em 1872, técnicas de destilação utilizando energia solar foram usadas para atender à demanda de água potável de mineiros da região (Anirudh Biswas, 2012). Foram construídos 64 tanques de madeira cobertos com vidro, totalizando uma área de 4459 m² para disponibilizar 20000 litros de água dessalinizada (Ray & Jain, 2011). Isso mostra que há muito tempo a energia solar vem sendo considerada como opção para trazer água potável a regiões isoladas de baixa demanda.

Um fator importante no desenvolvimento desses métodos, que pode se tornar um grande obstáculo, é a variabilidade intrínseca da intensidade solar. A incidência solar sobre a superfície da Terra é variável. Esta varia ao longo do dia, começando com pouca radiação, aumentando até um ponto máximo e depois caindo progressivamente até chegar a zero, permanecendo neste patamar por toda a noite. Na Figura 2, é mostrada a variação da intensidade de radiação solar ao longo de um dia de operação de dessalinização na Cidade de Suez, Egito (Nematollahi et al., 2013). A intensidade de radiação solar também pode sofrer mudanças devido ao tempo, que ao estar nublado ou chuvoso pode reduzi-la drasticamente. Há ainda a variação devido à sazonalidade, que aumenta os dias e a intensidade de radiação solar no verão e os diminui no inverno, sendo intensificada na medida em que se chega mais próximo aos pólos do globo terrestre.

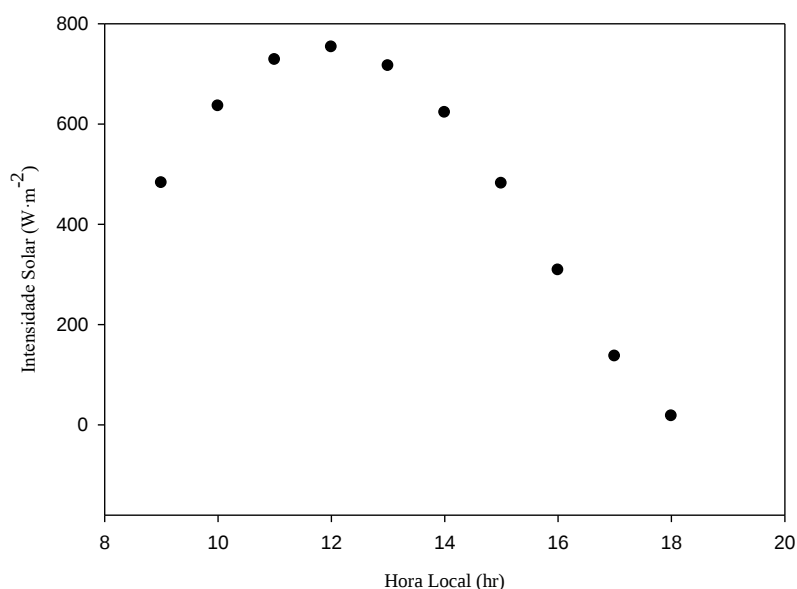


Figura 2: Intensidade de radiação solar na Cidade de Suez ao longo do dia.
Referência: Dados retirados de Nematollahi et al. (2013).

Outro fator essencial a ser observado é a energia específica consumida no processo, pois ao alimentar uma planta de dessalinização com energia solar, a área dos coletores é diretamente proporcional à demanda energética do sistema (Hermann et al., 2002). Sendo assim, deve-se minimizar as perdas térmicas e reaproveitar o calor absorvido, para que o custo com equipamentos e o espaço requerido possam ser reduzidos. Pode-se mensurar melhor essas grandezas pela eficiência energética, que é definida como sendo a energia útil do sistema (energia absorvida subtraindo-se as perdas térmicas) dividida pela energia total que incide sobre a placa solar.

Uma medida mais específica do reaproveitamento de calor, que é muito utilizada na área de dessalinização, é o *gain output ratio* (GOR). Para determinada quantidade de água salgada, o GOR é definido como o calor de evaporação da água somado ao calor de solução dividido pela energia real gasta para a destilação. Em processos bem desenvolvidos, como a destilação de múltiplos efeitos, na qual a presença de vários estágios favorece a recuperação de calor, o GOR pode chegar a 20 (Hermann et al., 2002).

Ao longo dos anos, várias estratégias foram desenvolvidas por pesquisadores ao redor do mundo, buscando métodos mais eficientes e que atendam às características locais. Alguns desses estudos serão descritos neste trabalho.

1.3.1 Destilação por células fotovoltaicas com coletor solar para pré-aquecimento

Um projeto desenvolvido por LOPES (2004), que teve como local a cidade de São Luis do Maranhão, consiste em um dessalinizador solar híbrido composto por um coletor solar plano e um evaporador-condensador. A água a ser dessalinizada é pré-aquecida no coletor solar e alimenta o recipiente que funciona como evaporador e condensador, o qual possui uma resistência elétrica que é alimentada por módulos fotovoltaicos para continuar elevando a temperatura da água até o ponto de ebulição e vaporizá-la. O vapor é condensado e a água purificada é coletada. Esse projeto foi feito para ser ativado no período diurno e desativado no período noturno.

De acordo com os resultados de LOPES (2004), a temperatura média de entrada da água salobra no coletor solar foi de 34,5°C, o aumento médio de temperatura proporcionado pelo coletor foi de 36,6°C, chegando a uma temperatura final média de 70,1°C. A eficiência energética do coletor solar foi significativa (60,1%), proporcionada por energia limpa e renovável. Entretanto, para aquecer essa água de 70,1°C até 100,0°C e vaporizá-la, utilizou-se um resistor alimentado por módulos fotovoltaicos, cuja eficiência é baixa.

De acordo com o NREL (2017), que mantém um quadro com a eficiência das melhores células fotovoltaicas desenvolvidas ao longo dos anos, a eficiência de painéis fotovoltaicos medida em laboratório não ultrapassa 30% (com exceção de células de multijunção, utilizadas majoritariamente em satélites, devido ao alto custo). Além disso, Gaglia et al. (2017) obtiveram uma eficiência média anual em condições reais de apenas 8,7% para células multi-cristalinas de silício.

Aproximando a capacidade calorífica da água salobra para $1 \text{ kcal}/(\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C})$ e calor latente de vaporização para 540 kcal/kg , percebe-se que para cada quilograma de água dessalinizada, utiliza-se $36,6 \text{ kcal}$ do coletor solar e $569,9 \text{ kcal}$ dos módulos fotovoltaicos. Considerando uma eficiência de $8,7\%$ para os módulos fotovoltaicos, a eficiência energética global do processo é da ordem de $11,8\%$, que é consideravelmente baixa.

1.3.2 Dessalinização solar direta

A dessalinização solar direta (DSD) ocorre em uma base ou tanque contendo um volume de água salgada ou salobra coberto com uma superfície inclinada transparente como mostrado na Figura 3. Quando a radiação solar atravessa essa superfície, aquece a água e eleva a taxa de evaporação. O vapor de água formado, ao encontrar com a superfície fria, tende a condensar tornando possível a captura da água limpa e deixa para trás sais minerais, particulados e microrganismos nocivos (Biswas, 2012).

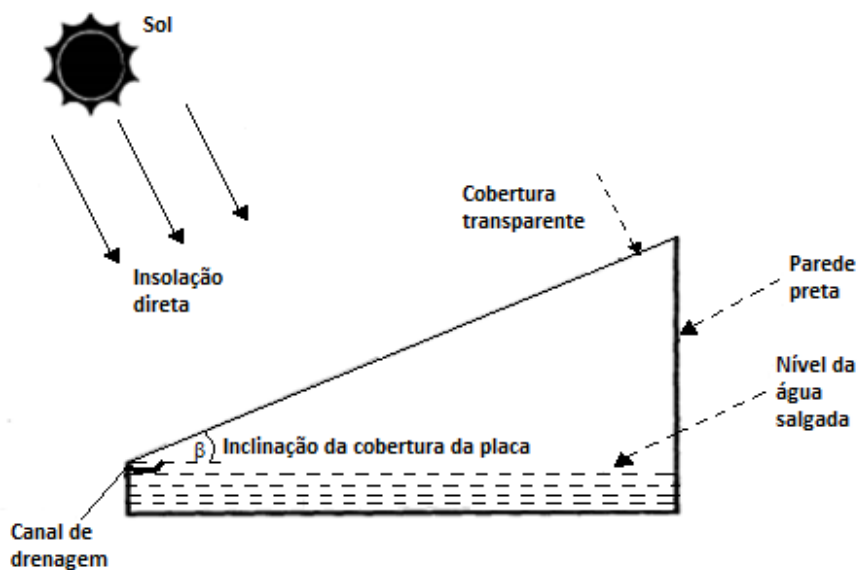


Figura 3: Esquema de um dessalinizador solar direto (DSD).

Referência: Al-Ismary & Probert (1990)

A eficiência do processo é avaliada em função dos parâmetros que influenciam a transmissão da radiação, a taxa de evaporação da água e de condensação. Esses parâmetros vão desde formato e dimensões do tanque, até os materiais de recobrimento.

A profundidade da água na célula foi analisada e um aumento de 2 para 7 cm no nível da água resultou em uma queda na produtividade como mostrado na Figura 4. (Abdelkader et al., 1999). Esse resultado é condizente com o fato de que, ao elevar o nível de água, eleva-se a massa de água e consequentemente a energia requerida para

aumentar a taxa de evaporação. A distância entre o nível da água na base e a cobertura não deve ser maior que 5 ou 6 centímetros (Al-Ismaly & Probert, 1990).

O material utilizado para a construção influencia na produtividade do processo. Quanto à superfície transparente, o vidro apresentou melhores resultados a longo prazo quando comparado ao polietileno, que apresenta vantagem a curto prazo (Qyblawey & Banat, 2008). O ângulo da superfície de recobrimento influencia tanto na transmissão da radiação quanto na drenagem do destilado. Os ângulos ideais variam de acordo com o mês do ano e com a latitude (Cerdeira et al., 2002).

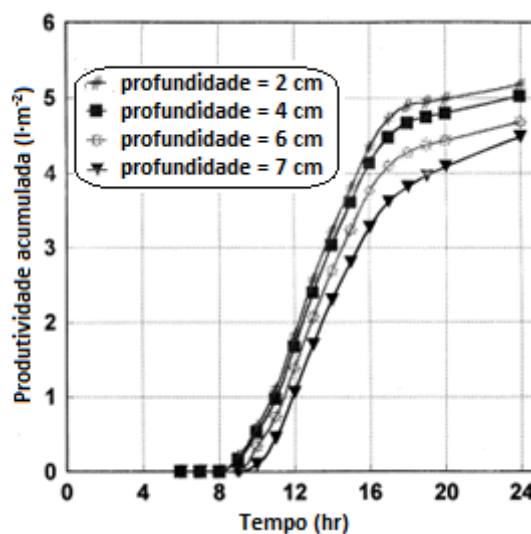


Figura 4: Produtividade acumulada em função do tempo para diferentes profundidades.

Referência: Abdelkader et al. (1999)

Vários formatos vêm sendo testados para melhorar o desempenho dessas células. Wassoul et al. (2011) compararam dois tipos de células: piramidal de base quadrada e prisma triangular, ambos mostrados na Figura 5. Para uma taxa de radiação de $13,3 \text{ MJ} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{dia}^{-1}$, um período de 7 dias e uma área superficial de $0,7684 \text{ m}^2$ para a pirâmide e $2,14 \text{ m}^2$ para o prisma, obteve-se uma média de $920 \text{ mL} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{dia}^{-1}$ no prisma triangular e $478,8 \text{ mL} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{dia}^{-1}$ na pirâmide de base quadrada. Considerando o preço de construção de cada módulo e estimando o tempo de vida deste em quatro anos, calculou-se o custo do litro de água em US\$ 0,046 para o módulo piramidal e US\$ 0,063 para o prisma. Ao se comparar com o preço da água em City West, Austrália, em setembro de 2009, de US\$ 0,0012 por litro, percebe-se que a água dessalinizada é bem mais cara. Entretanto, ao se comparar com o preço da água mineral, os resultados são encorajadores.

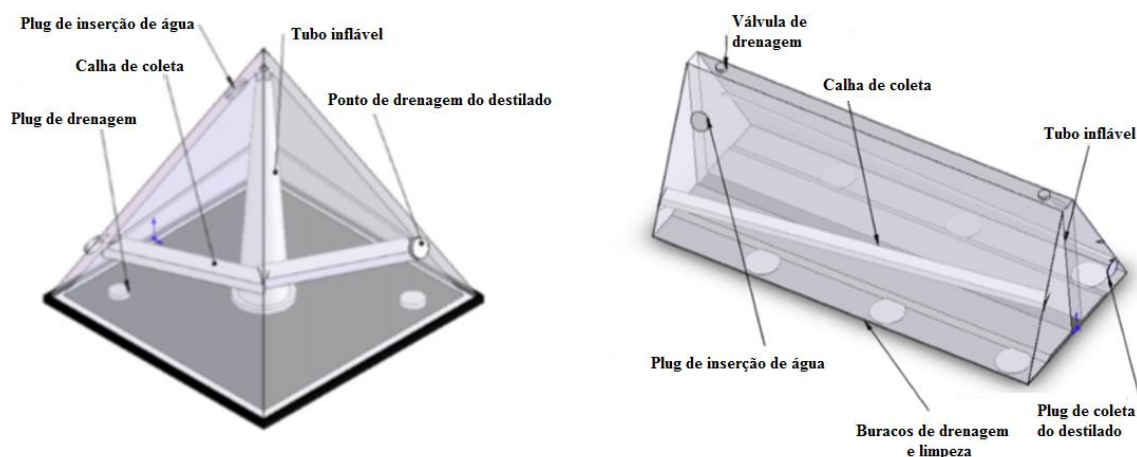


Figura 5: Desenho esquemático de células piramidais de base quadrada e triangular.

Referência: Wassouf et al. (2011)

Além desses parâmetros, fatores externos e muitas vezes incontrolláveis têm grande influência na dessalinização solar direta, como, por exemplo, a incidência de radiação solar. Observa-se uma pequena produção nas primeiras horas do dia que tende a aumentar na medida que a incidência de radiação vai chegando ao ponto máximo, isto é, entre meio dia e três horas da tarde e, subsequentemente, começa a cair com o anoitecer. Durante a noite, ocorre ainda cerca de 30% da produção total já que as temperaturas vão abaixando e a condensação no vidro é favorecida (Silva et al., 2014).

Analisando a tecnologia do dessalinizador solar direto, existem pontos positivos que devem ser explorados e pontos negativos que precisam ser controlados. Os custos com transporte de água são reduzidos já que a produção ocorre no consumidor. No entanto, dessalinizadores solares diretos requerem grandes áreas para instalação uma vez que a razão produtividade por área é baixa. Sendo assim, destiladores solares diretos são economicamente viáveis para produções menores que $200 \text{ m}^3 \cdot \text{dia}^{-1}$, em áreas isoladas. Pois, para baixa produção, o requerimento de área de instalação não é tão impactante (Kudish et al., 1982).

1.3.3 Dessalinização solar por umidificação e desumidificação

Outro método de dessalinização que também utiliza energia solar, porém, com maior razão produtividade por área, é o de umidificação e desumidificação. O reaproveitamento de energia, levando a níveis de GOR mais altos que os dois métodos solares já citados, aliado à simplicidade no processo, ao baixo custo de operação (WU et al. 2016) e possibilidade de implantar esse sistema para produções mais elevadas chamaram a atenção dos autores para um estudo mais aprofundado dessa técnica.

O método de dessalinização solar por umidificação e desumidificação (DSUD) consiste num sistema composto por um desumidificador, um coletor solar e um umidificador, e este se divide em dois grandes grupos: os que utilizam o coletor solar para aquecimento do ar e os que o utilizam para aquecimento da água. Na Figura 6, é mostrado um fluxograma do processo com aquecimento da água no coletor e com convecção forçada.

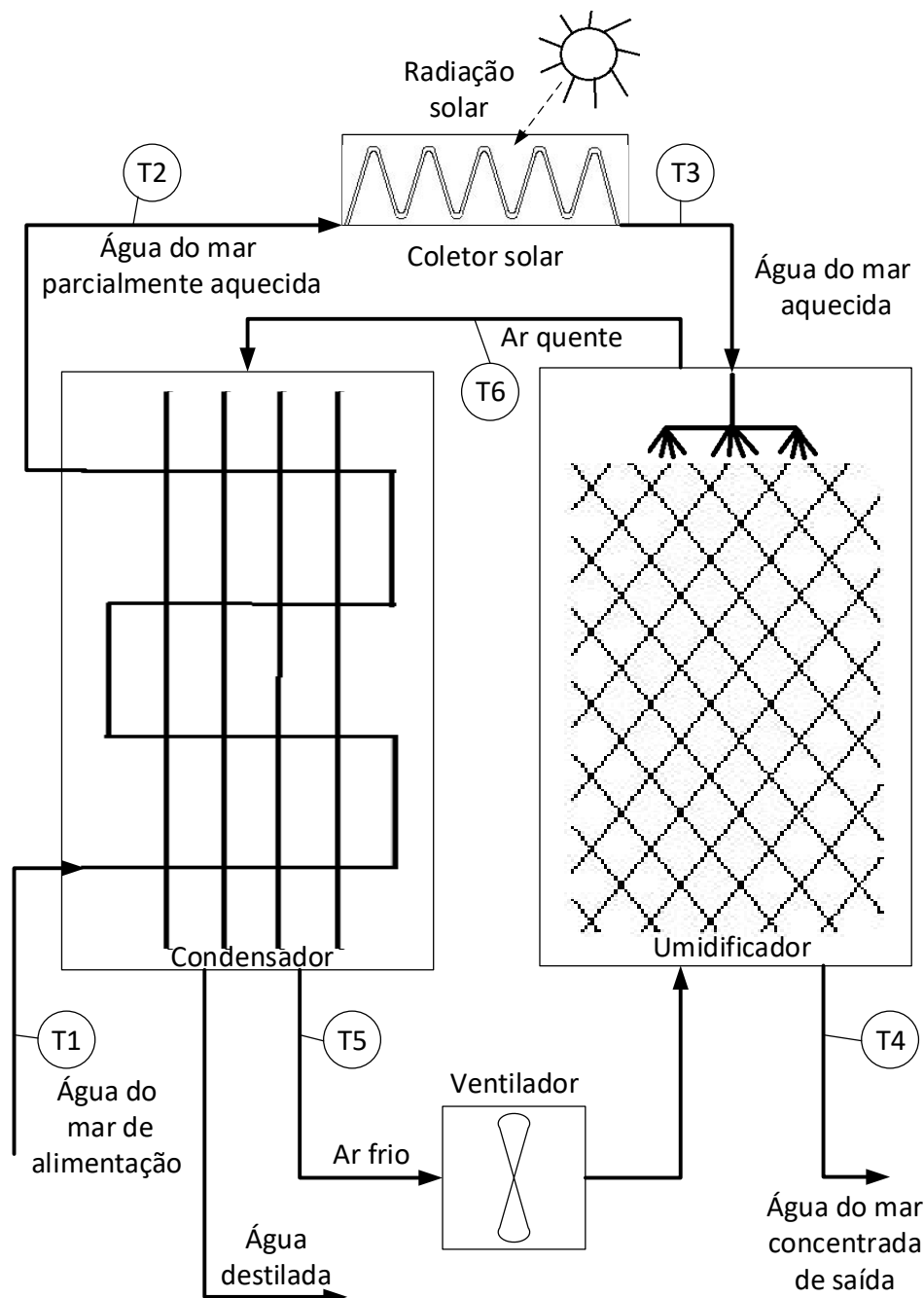


Figura 6: Dessalinização solar por umidificação e desumidificação com convecção forçada.

Nessa modalidade, a água do mar (ou salobra) entra à temperatura T_1 e é parcialmente aquecida até T_2 , no trocador de calor do desumidificador, em

contracorrente com o ar quente e úmido proveniente da câmara de umidificação. No coletor solar, a água do mar é aquecida até a temperatura T_3 . A água aquecida é alimentada no topo da coluna de umidificação em contracorrente com o ar frio, à temperatura T_5 e alimentado na base. A água aquece o ar e é parcialmente evaporada, perdendo calor sensível e latente, tendo seu conteúdo de sólidos aumentado e sendo descartada à temperatura T_4 . O ar quente e úmido sai da câmara de umidificação à temperatura T_6 e alimenta a câmara de desumidificação, fechando o ciclo. Esse ciclo pode ocorrer por convecção natural ou forçada, adicionando no último caso um ventilador ou um compressor, por exemplo. A água dessalinizada condensada no desumidificador é o produto do processo (Farid et al., 2002, Hermosillo, 2012, Hamed et al., 2015).

Esse processo foi projetado para operar durante o dia, por depender da luz solar, embora também possa ser alimentado por energia eólica, geotérmica, ou uma mistura de várias fontes energéticas (Mehrgoo & Amidpour, 2011). Dessa maneira, caso a região estudada apresenta potencial energético por outras fontes renováveis, pode ser vantajoso combiná-las, embora um estudo de viabilidade econômica deve ser levado em conta.

Assim como na DSD, na DSUD ocorre a evaporação e condensação subsequente da água à temperaturas mais baixas que a de ebulição, reduzindo o gasto com energia (Hermann et al., 2002). Entretanto, o calor liberado na condensação do vapor na DSUD é reaproveitado para pré-aquecer a água salgada de alimentação, sendo que na DSD essa energia é perdida para o ambiente.

A produção de água destilada depende da diferença entre as umidades absolutas das correntes de ar de entrada e de saída do condensador. Sendo assim, quanto mais úmido o ar entrar no condensador e mais seco sair, maior será a produção de destilado. De acordo com a carta psicrométrica do sistema ar-água, mostrada na Figura 7, a umidade de saturação aumenta significativamente com o aumento de temperatura. Dessa maneira, como o ar sai saturado da coluna de desumidificação (Nawayseh et al., 1999a, Farid et al., 2002, Hamed et al., 2015), quanto menor a temperatura de saída deste, maior a produção de destilado. Como a transferência de calor depende do gradiente de temperatura e da área superficial de troca térmica, o trocador de calor deve ter comprimento suficiente para garantir uma área superficial adequada.

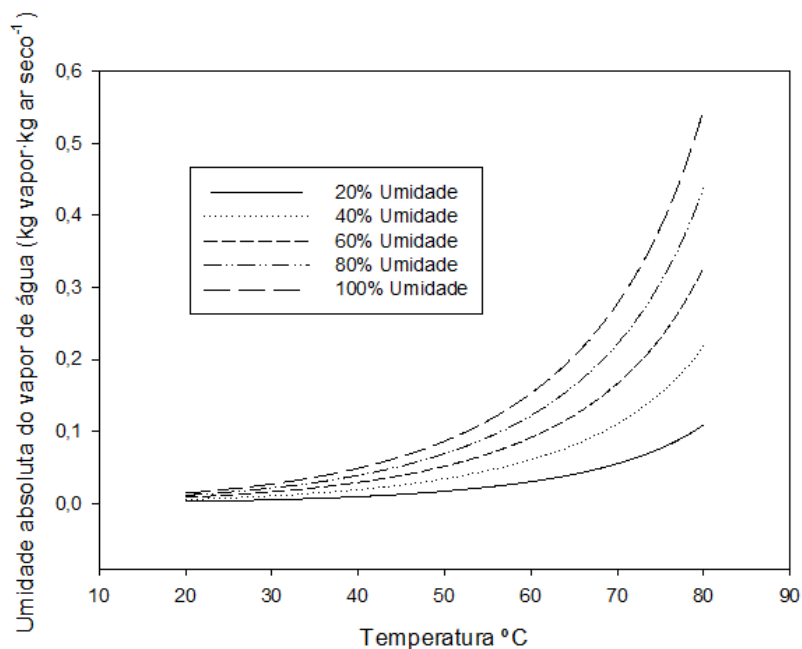


Figura 7: Carta psicrométrica para o sistema ar-água.

Já na coluna de umidificação, deve-se otimizar a transferência de calor e a transferência de massa para que o ar de saída seja o mais úmido possível. Sabe-se que ambas são favorecidas com o aumento da área superficial de contato entre os fluidos. Logo, um sistema de spray é colocado no topo da coluna para alimentar a água salina na forma de gotículas, aumentando a área superficial de transferência de calor e massa. Além disso, recomenda-se usar uma coluna empacotada, de maneira a aumentar ainda mais a área superficial de transferência de calor e massa. Essa é outra vantagem da DSUD em relação ao DSD, cuja área de contato líquido-gás se resume à superfície do líquido armazenado no recipiente, limitando a evaporação de água.

A temperatura de saída da água do mar do coletor solar (T_3) é uma variável relevante para a produção de destilado (Soufari et al., 2009, Hermosillo et al., 2012, Sharqawy et al., 2014, Wu et al., 2016). Quanto maior T_3 , maior são as transferências de calor e massa no umidificador, mas menor é a eficiência do coletor solar, de modo que existe uma temperatura ótima de operação (Nawayseh et al., 1999a). Uma maneira de aumentar T_3 é aumentando a área superficial do coletor solar. Outra maneira é reduzindo a vazão de água do mar de alimentação, pois, assim, a energia térmica captada pela água do mar no coletor solar leva o líquido a temperaturas maiores. Entretanto, uma redução extrema na alimentação de água do mar pode diminuir a performance do processo, pois pequenas quantidades de água do mar não conseguem molhar toda a área superficial do umidificador, diminuindo a transferência de massa

(Soufari et al., 2009, Hermosillo et al., 2012). Sendo assim, há um valor ótimo para a vazão de alimentação da água do mar (Soufari et al., 2009).

Visando aumentar a produtividade do DSUD, muitas variações desse processo foram propostas: operação em uma coluna de contato contínuo (denominada *dewvaporation tower*) (Hamieh et al., 2001, Xiong et al., 2006), pressões variadas em diferentes pontos do processo (Narayan et al., 2011) e umidificação pressurizada (chamada de *humidification compression*) (Ghalavand et al., 2014), regime de entrada de água em pulsos (El-Shazly et al., 2012), uso de um material que muda de fase como depósito energético (Summers et al., 2012), extração de água ou ar de um componente para injeção em outro (Miller & Lienhard V, 2013) e inserções múltiplas (Muthusamy & Srithar, 2015), corrente de água de saída do DSUD usada para aquecer a corrente de água de entrada (Hernández et al., 2014), operação multi-estágio (Zamen et al., 2014), aquecimento da água pelo coletor solar por meio período do dia e operação apenas no segundo período (Hamed et al., 2015), uso da corrente de água de saída do DSUD para alimentar um DSD (Sharshir et al., 2016), resfriamento de módulos fotovoltaicos com ar, aumentando a eficiência destes e recuperando energia térmica para suprir o DSUD (Giwa et al., 2016), operação multi-efeito com estratégia para manter altas temperaturas em todos os efeitos (Wu et al., 2016) e operação multi-efeito com um concentrador solar de lente Fresnel como fonte energética (Wu et al., 2017).

Para entender melhor o processo, saber como cada variável de entrada afeta as de saída e obter parâmetros ótimos de processo e de operação, é necessário desenvolver um modelo matemático que descreva os fenômenos envolvidos. O presente trabalho se dedica ao desenvolvimento de modelos matemáticos que descrevam o DSUD e às análises de sensibilidade da produção de destilado em relação aos parâmetros de entrada, feitas a partir desses modelos.

2. Objetivos

2.1 Objetivos principais

Desenvolvimento de modelos matemáticos que descrevam o dessalinizador solar por umidificação e desumidificação e análises de sensibilidade da produção de destilado em relação às condições de operação e de projeto empregadas.

2.2 Objetivos específicos

- Desenvolvimento de um modelo matemático a parâmetros concentrados que descreva o DSUD considerando ar saturado nas saídas de ambas as colunas.
- Desenvolvimento de um modelo matemático a parâmetros concentrados que descreva o DSUD considerando ar saturado apenas na saída do condensador.
- Utilização de um dos modelos para a análise de sensibilidade da produção de destilado em relação aos seguintes parâmetros de entrada: temperatura de entrada da água salgada, temperatura ambiente, energia solar captada no coletor, vazão em massa de entrada de água salgada.
- Utilização de ambos os modelos para a análise de sensibilidade da produção de destilado em relação a diferentes alturas das colunas de umidificação e desumidificação.

3. Revisão Bibliográfica

Alguns autores desenvolveram modelos matemáticos para descrever os fenômenos de transferência de massa e de calor que ocorrem no DSUD. Em sua maioria, esses modelos são constituídos de equações derivadas de balanços de massa e de energia, características de modelos fenomenológicos, e cujos parâmetros devem ser estimados a partir de dados experimentais, característica de modelos empíricos. Estes modelos se diferem nas considerações prescritas, no nível de complexidade e na maneira de estimar os parâmetros do modelo.

Alguns considerações comuns à maioria dos modelos são:

- operação à pressão atmosférica constante (em geral, 1 atm);
- sistema hermeticamente fechado (não há perdas gasosas por frestas no sistema);
- ar e vapor d'água se comportam como gases ideais;
- o calor específico e a pressão de vapor da água do mar são semelhantes aos da água pura;

Essa seção contém uma revisão dos diversos modelos matemáticos apresentados na literatura e das respectivas particularidades.

3.1 Nawayseh et al. (1999a, 1999b)

Nawayseh et al. (1999a) propuseram dois modelos matemáticos para o processo de DSUD. No primeiro modelo, foi utilizado um aquecedor elétrico no lugar do coletor solar para a coleta de dados experimentais em regime estacionário. Pois, enquanto o aquecedor elétrico consegue manter uma potência constante de dissipação de calor, de modo a atingir o regime estacionário, o coletor solar é intrinsecamente transiente, já que a energia absorvida pelo mesmo varia ao longo do dia devido às variações da irradiação solar. Algumas considerações foram feitas:

- o ar sai saturado de ambas as colunas;
- o sistema se encontra em estado estacionário;
- o líquido apresenta calor específico constante para o intervalo de temperaturas de operação (o valor utilizado não foi especificado);
- o coeficiente de transferência de calor do equipamento para o ambiente foi considerado o mesmo para ambas as colunas; e

- A parede do condensador e do umidificador está à mesma temperatura que o ar em contato com as mesmas. Além disso, considera-se que a temperatura do ar varia linearmente com a altura da coluna.

O primeiro modelo matemático constitui-se de cinco equações geradas a partir de balanços de energia nos equipamentos do sistema e cinco variáveis, que são as temperaturas em diferentes ponto do sistema: T_2 , T_3 , T_4 , T_5 e T_6 . Para calcular a entalpia (h) do ar saturado, utilizou-se a equação:

$$h = 0,005853 \cdot T^3 - 0,497 \cdot T^2 + 19,87 \cdot T - 207,61 \quad (1)$$

O balanço global de energia no condensador é dado por:

$$\dot{L}C_{pw}(T_2 - T_1) + 0,5U_lA_{ext}[(T_5 + T_6)/2 - T_e] = \dot{G}(h_6 - h_5) \quad (2)$$

em que $\dot{L}$ é a vazão em massa de água do mar de entrada, C_{pw} é o calor específico da água do mar, T_1 é a temperatura de entrada da água do mar, U_l é o coeficiente de perda de calor para o ambiente para ambas as colunas de condensação e umidificação, A_{ext} é a soma das áreas de contato com o ambiente das duas colunas, $\dot{G}$ é a vazão e massa de ar, h_5 e h_6 são as entalpias específicas nos pontos 5 e 6. O balanço de energia no condensador para a água do mar é descrito por:

$$\dot{L}C_{pw}(T_2 - T_1) = U_{ct}A_c [(T_6 - T_2) - (T_5 - T_1)]/\ln[(T_6 - T_2)/(T_5 - T_1)] \quad (3)$$

em que U_{ct} é o coeficiente de transferência de calor entre a água do mar e a fase gás/destilado no condensador e A_c é a área total de troca térmica. O balanço de energia global no umidificador é descrito por:

$$\dot{L}C_{pw}(T_3 - T_4) - 0,5U_lA_{ext}[(T_5 + T_6)/2 - T_e] = \dot{G}(h_6 - h_5) \quad (4)$$

De acordo com Treybal (1981), a transferência de massa é uma das forças motrizes de transferência de entalpia na operação de umidificação (páginas 246-247, equações 7.49-7.54). Partindo dessas equações, Nawayseh et al. (1999a) propuseram uma equação que relaciona a variação da entalpia do gás com a água evaporada:

$$\dot{G}(h_6 - h_5) = Ka_{mas}V_h [(h_3 - h_6) - (h_4 - h_5)]/\ln[(h_3 - h_6)/(h_4 - h_5)] \quad (5)$$

em que K é o coeficiente de transferência de massa, a_{mas} é a área superficial específica de transferência de massa e V_h é o volume do umidificador. Finalmente, o balanço de energia global no aquecedor elétrico é dado por:

$$\dot{Q}_s = \dot{L} \cdot (h_3 - h_2) \quad (6)$$

em que $\dot{Q}_s$ é o calor fornecido pelos aquecedores elétricos (que fazem o papel do coletor solar). As equações foram resolvidas pelo método de Newton para um sistema algébrico

não-linear de equações. Após o cálculo das temperaturas, a produção de destilado é calculada pela equação (7) (não explícita no artigo):

$$\dot{D} = \dot{G}(Y_6 - Y_5) \quad (7)$$

em que $\dot{D}$ é a vazão em massa de destilado e Y é a umidade absoluta do ar.

Para o segundo modelo matemático, foi utilizado um coletor solar ao invés do aquecedor elétrico e dados experimentais foram coletados. Para este modelo, utilizou-se as mesmas considerações que o para anterior, à exceção de se considerar um sistema transiente, ao invés do estado estacionário do modelo anterior. Sendo assim, as Equações (2-5) são mantidas no segundo modelo e a Equação (6) é substituída pela Equação (8), que é descrita no trabalho como sendo um balanço de energia no coletor solar.

$$IA_s\eta_s = \frac{M_{sist}C_{sist}}{\Delta t} [(T_5 + T_6/2)_{i+1} - (T_5 + T_6/2)_i] + U_l A_{ext} [(T_5 + T_6)/2 - T_e] + \dot{L}C_{pw}(T_4 - T_1) \quad (8)$$

em que I é a irradiação no tempo t , A_s é a área superficial do coletor solar, η_s é a eficiência do coletor solar, M_{sist} e C_{sist} são a massa e o calor específico das colunas de condensação e umidificação, Δt é o intervalo de tempo entre os instantes $i+1$ e i . Nessa equação, o primeiro termo representa o calor efetivamente absorvido pelo coletor solar, o segundo termo representa o acúmulo de energia nas colunas de umidificação e desumidificação, o terceiro termo representa as perdas térmicas para o ambiente e o último termo representa as entradas e saídas de entalpia provenientes do fluxo de água do mar.

Para estimar a eficiência do coletor solar (η_s), as Equações (9) e (10) foram utilizadas. De acordo com Nawayseh et al. (1999a), cada equação é adequada para tipos diferentes de coletores solares.

$$\eta_s = 0,44 - 0,0028 \cdot (T_2 - T_e)/I \quad (9)$$

$$\eta_s = 0,60 - 0,0078 \cdot (T_2 - T_e)/I \quad (10)$$

Para estimar o coeficiente de transferência de massa, foram desenvolvidas correlações empíricas a partir de dados experimentais (Nawayseh et al., 1999b). A Equação (11) é utilizada para convecção natural e a Equação (12) é utilizada para convecção forçada.

$$Ka_{mas}V/\dot{L} = 1,19(\dot{L}/\dot{G})^{-0,66} \quad 1 < \dot{L}/\dot{G} < 8 \quad (11)$$

$$Ka_{mas}V/\dot{L} = 0,52(\dot{L}/\dot{G})^{-0,16} \quad 0,1 < \dot{L}/\dot{G} < 2 \quad (12)$$

Para estimar o coeficiente de perda de calor para o ambiente, foram feitas medidas experimentais e estas foram usadas no modelo. O valor reportado para ambas as colunas foi de $1.0 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$.

Para estimar o coeficiente de transferência de calor entre as fases do condensador, Nawayseh et al. (1999b) consideraram dois caminhos de fluxo de calor: pelas aletas do tubo interno do condensador, ou pelo próprio tubo (parte cilíndrica). Logo, representou-se esse sistema como duas resistências em paralelo. Para cada caminho de fluxo de calor, há ainda três resistências em série: resistência à convecção de calor no fluxo de água do mar interno (b), resistência à condução no tubo de cobre e resistência à convecção no fluxo externo de ar, vapor d'água e destilado (g). A resistência à condução foi desprezada e as Equações (13-15) descrevem esses cálculos.

$$Res_1 = 1/(\bar{h}_b \cdot A_{tub}) + 1/(\eta_f \cdot A_f \cdot \bar{h}_g) \quad (13)$$

$$Res_2 = 1/(\bar{h}_b \cdot A_{tub}) + 1/(\eta_f \cdot A_{cyl} \cdot \bar{h}_g) \quad (14)$$

$$U_{ct} \cdot A_c = 1/Res_1 + 1/Res_2 \quad (15)$$

em que Res_1 e Res_2 são as resistências à transferência de calor pela parte aletada e pelo corpo do tubo, respectivamente, $\bar{h}_b$ e $\bar{h}_g$ são os coeficientes de transferência de calor por convecção para a água do mar e para o gás, A_{tub} é a área interna do tubo de água do mar, η_f é a eficiência das aletas, A_f é a área superficial de troca térmica das aletas e A_{cyl} é a área externa de troca térmica do corpo do tubo (cilíndrica). Na Equação (14), embora os autores tenham colocado o termo eficiência das aletas (η_f), ele não deveria ter sido inserido, pois essa resistência se refere ao corpo do tubo e não às aletas. A eficiência das aletas foi calculada pela seguinte equação:

$$\eta_f = \left[\tanh \left(\sqrt{2\bar{h}_g/(k_f s)} \cdot L_f \right) \right] / \left(\sqrt{2\bar{h}_g/(k_s)} \cdot L_f \right) \quad (16)$$

em que k_f é a condutividade térmica do material da aleta, s é a espessura das aletas e L_f é o comprimento característico das aletas. Para calcular os coeficientes de transferência de calor por convecção, foi introduzido $\bar{h}_a$, que é o coeficiente de transferência de calor para o ar úmido por convecção forçada ou livre, que é calculado pela equação:

$$Nu = (\bar{h}_a D_c)/k_g = 1,75 \cdot (\mu_g/\mu_{wall})^{0,14} \left[Gz + 0,012 \cdot (Gz \cdot Gr^{1/3})^{4/3} \right]^{1/3} \quad (17)$$

em que Nu é o número adimensional de Nusselt, D_c é o diâmetro do condensador, k_g é a condutividade térmica do gás, μ_g é a densidade do gás no seio da fase, μ_{wall} é a densidade do gás na parede do tubo, Gz é o número de Graetz e Gr é o número de

Grashof. Os números adimensionais de Reynolds (Re), Prandtl (Pr), Graetz (Gz) e Grashof (Gr) são calculados pelas equações:

$$Re = \rho_g W_g D_c / \mu_g \quad (18)$$

$$Pr = C_{pg} \mu_g / k_g \quad (19)$$

$$Gz = Re \cdot Pr \cdot D_c / z_c \quad (20)$$

$$Gr = \rho_g^2 g \beta_g (T_{wall} - T_g) D_c^3 / (\nu_g^2) \quad (21)$$

em que W_g é a velocidade do gás, C_{pg} é o calor específico do gás, z_c é a altura do condensador, g é a aceleração da gravidade, β_g é o coeficiente de dilatação térmica do gás, T_{wall} é a temperatura do gás na parede e T_g é a temperatura do gás no seio da fase. A relação entre $\bar{h}_a$ e $\bar{h}_g$ é dada por:

$$\bar{h}_g = \bar{h}_a / Z \quad (22)$$

em que Z é o fator de condensação, ou a razão entre o calor sensível e o calor total do sistema. Esse fator de condensação é calculado por:

$$Z = C_{pg} dT/dh \quad (23)$$

em que dT/dh é a derivada da temperatura em relação à entalpia, que pode ser obtida pela derivação da Equação (1) e subsequente manipulação algébrica.

Finalmente, o coeficiente convectivo de transferência de calor para a água do mar dos tubos internos do condensador é calculado pela Equação (24). O cálculo dos números de Reynolds e Prandtl são mostrados nas Equações (25) e (26).

$$Nu = (\bar{h}_b D_{tub}) / k_b = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,3} \quad (24)$$

$$Re = \rho_b W_b D_{tub} / \mu_b \quad (25)$$

$$Pr = C_{pw} \mu_b / k_b \quad (26)$$

em que D_{tub} é o diâmetro dos tubos internos, k_b é a condutividade térmica da água, ρ_b é a densidade da água do mar, W_b é a velocidade da água do mar e μ_b é a viscosidade dinâmica da água do mar.

Ao analisar o modelo matemático transiente de Nawayseh et al. (1999a), percebe-se que apenas a Equação (8) apresenta termos de transiência, e que esta se trata, na verdade, de uma balanço global de energia de todo o processo. Sendo assim, o modelo apresenta quatro equações de balanço estacionário e uma equação de balanço transiente, sendo então um modelo semi-transiente. Para desenvolver um modelo totalmente transiente, deve-se considerar os termos de acúmulo em cada uma das equações originadas de balanços de energia no processo. Outro fato observado foi que o termo de acúmulo de energia no coletor solar foi desprezado, o que pode trazer erros

consideráveis ao processo, pois a dimensão do coletor solar é da mesma ordem de grandeza que a dimensão das colunas de condensação e umidificação, de modo que sua transiência deste é significativa para o processo como um todo.

Apesar do modelo ser semi-transiente e do termo de acúmulo no coletor solar ter sido desprezado, os modelos matemáticos propostos por Nawayseh et al. (1999a, 1999b) foram significativos para a comunidade acadêmica, sendo citados e utilizados por diversos autores. Além disso, as correlações propostas para os coeficientes de transferência de massa e calor são alternativas razoáveis para a estimação desses parâmetros, que é o maior desafio no desenvolvimento de um modelo matemático para o processo DSUD.

3.2 Farid et al. (2002)

Farid et al. (2002) utilizaram o mesmo modelo matemático transiente proposto por Nawayseh et al. (1999a) para investigar como a produção de destilado é influenciada pelas áreas superficiais de troca térmica do condensador e do umidificador, bem como pela área superficial de contato com o sol do coletor solar. A análise da influência das áreas superficiais foi feita mantendo-se uma delas constante e resolvendo o modelo para diferentes valores das duas áreas restantes, calculando em cada resolução a produção de destilado obtida. Concluiu-se que a área superficial do coletor solar é significativa em qualquer situação, e que as áreas superficiais de troca térmica do condensador e do umidificador devem crescer juntas para serem significativas. Além disso, para valores muito altos das áreas superficiais do condensador e umidificador, aumentar ainda mais as áreas gera um aumento cada vez menor na produção de destilado.

3.3 Soufari et al. (2009)

Soufari et al. (2009) propuseram um modelo matemático à parâmetros distribuídos para simular a operação do DSUD em estado estacionário, com o objetivo de encontrar parâmetros de entrada ótimos para esse sistema. Resolvendo esse sistema, é encontrado o perfil de temperatura, umidade e produção de destilado ao longo das colunas. Algumas considerações foram feitas:

- Não há variação das propriedades do sistema na direção horizontal das colunas de umidificação e desumidificação, de forma que a discretização das variáveis do sistema ocorre apenas na vertical, ao longo da altura das colunas;

- O sistema opera de forma adiabática (ou seja, perdas de calor para o ambiente são desprezíveis);

No umidificador, pode-se escrever o balanço de massa diferencial para as fases água do mar e ar:

$$d\dot{L}/dz_h = \dot{G} \cdot dY_h/dz_h \quad (27)$$

em que z_h é a altura da coluna e Y_h é a umidade absoluta no umidificador. O balanço diferencial de energia é feito para a água do mar no umidificador:

$$dT_{bh}/dz_h = U_{hbt}a_{h,cal}(T_{bh} - T_{ih})/(\dot{L}C_{pw}) \quad (28)$$

em que T_{bh} é a temperatura da água do mar, T_{ih} é a temperatura na interface líquido-gás, U_{hbt} é o coeficiente global de transferência de calor na fase líquida e $a_{h,cal}$ é área superficial específica de transferência de calor do umidificador. O balanço diferencial de massa, Equação (29), e o de energia, Equação (30), são feitos para a fase gasosa no umidificador:

$$dY_h/dz_h = K_h a_{h,mas}(Y_{ih} - Y_h)/\dot{G} \quad (29)$$

$$dT_{ah}/dz_h = U_{hat}a_{h,cal}(T_{ih} - T_{ah})/[\dot{G}(C_{pa} + Y_h C_{pv})] \quad (30)$$

em que K_h é o coeficiente de transferência de massa no umidificador, Y_{ih} é a umidade absoluta na interface líquido-gás, T_{ah} é a temperatura do ar, U_{hat} é o coeficiente global de transferência de calor para a fase gasosa, C_{pa} é o calor específico do ar e C_{pv} é o calor específico do vapor. Um balanço de energia na interface líquido-gás é mostrado na Equação (31):

$$U_{hbt}a_{h,cal}(T_{bh} - T_{ih}) = U_{hat}a_{h,cal}(T_{ih} - T_{ah}) + \Delta h_{vap}K_h a_{h,mas}(Y_{ie} - Y_h) \quad (31)$$

em que Δh_{vap} é o calor latente de vaporização da água. Por fim, considera-se que na interface líquido-gás há um filme de ar saturado. Logo, a umidade na interface é relacionada com sua temperatura pela Equação (32) (Stocker & Jones, 1982, apud Soufari et al., 2009):

$$Y_{ih} = f_{exp}(T_{ih}) = 2,19 \cdot 10^{-6} \cdot T_{ih}^3 - 1,85 \cdot 10^{-4} \cdot T_{ih}^2 + 7,06 \cdot 10^{-3} \cdot T_{ih} - 0,077 \quad (32)$$

A partir das Equações (27-31) e da Equação auxiliar (32), define-se o sistema no umidificador, que é composto por cinco variáveis: $\dot{L}$, Y_h , T_{bh} , T_{ah} e T_{ih} . A Equação (31) pode ser reorganizada de forma a isolar a temperatura da interface para simplificar o sistema, que passa a ter quatro variáveis e quatro equações diferenciais.

No condensador, é feito o balanço diferencial de massa:

$$d\dot{D}/dz_c = \dot{G} \cdot dY_c/dz_c \quad (33)$$

em que z_c é a altura do condensador e Y_c é a umidade absoluta no condensador. O balanço diferencial de energia é na fase água do mar é mostrado a seguir:

$$dT_{bc}/dz_c = U_{c,bt}a_{c,cal}(T_{bc} - T_{ic})/(\dot{L}C_{pw}) \quad (34)$$

em que T_{bc} é a temperatura da água do mar, T_{ic} é a temperatura na interface líquido-gás, $U_{c,bt}$ é o coeficiente global de transferência de calor na fase líquida e $a_{c,cal}$ é área superficial específica de transferência de calor do umidificador. O balanço diferencial de massa, Equação (35), e o de energia, Equação (36), são feitos para a fase gasosa no umidificador:

$$dY_c/dz_c = K_c a_{c,mas}(Y_{ic} - Y_c)/\dot{G} \quad (35)$$

$$dT_{ac}/dz_c = U_{cat}a_{c,cal}(T_{ic} - T_{ac})/[\dot{G}(C_{pa} + Y_h C_{pv})] \quad (36)$$

em que K_c é o coeficiente de transferência de massa no condensador, Y_{ic} é a umidade absoluta na interface líquido-gás, T_{ac} é a temperatura do ar e U_{cat} é o coeficiente global de transferência de calor para a fase gasosa. Um balanço de energia na interface líquido-gás é mostrado por:

$$U_{c,bt}a_{c,cal}(T_{bh} - T_{ih}) = U_{hat}a_{h,cal}(T_{ih} - T_{ah}) + \Delta h_{vap}K_h a_{h,mas}(Y_{ie} - Y_h) \quad (37)$$

A umidade absoluta na interface (Y_{ih}) é calculada a partir da temperatura da interface (T_{ih}) pela Equação (32), assim como no umidificador.

A partir das Equações (33-37) e da Equação auxiliar (32), define-se o sistema no condensador, que é composto por cinco variáveis: $\dot{D}$, T_{bc} , Y_c , T_{ac} e T_{ic} . A Equação (37) pode ser reorganizada de forma a isolar a temperatura da interface, de forma a simplificar o sistema, que passa a ter quatro variáveis e quatro equações diferenciais. Finalmente, o balanço global de energia no coletor solar é dado por:

$$\dot{Q}_s = \dot{L}C_{pw}(T_3 - T_2) \quad (38)$$

em que T_2 e T_3 são as temperaturas de entrada e saída de água do mar do coletor solar, respectivamente. Nessa equação, pode-se isolar T_2 ou T_3 e substituir nos limites de integração das outras equações, mantendo quatro variáveis e quatro equações diferenciais.

Para estimar os coeficientes de transferência de calor e massa, foram utilizados valores médios de experimentos passados. Para resolver o modelo matemático, os autores optaram pela discretização das equações diferenciais por diferenças finitas, um método que aproxima uma equação diferencial por um conjunto de equações algébricas. Como se trata de um sistema de equações diferenciais ordinárias, outra alternativa seria integrar as equações pelo método de Range-Kutta.

Como o trabalho de Soufari et al. (2009) foi voltado para a otimização de parâmetros de operação, três funções objetivo foram avaliadas: minimizar a energia específica de produção de destilado ($f_{obj,1}$), maximizar a razão entre a produção de destilado e vazão em massa de água do mar de entrada ($f_{obj,2}$), e por fim maximizar o calor recuperado no condensador ($f_{obj,3}$).

$$f_{obj,1} = \dot{Q}_s / \dot{D} \quad (39)$$

$$f_{obj,2} = \dot{D} / \dot{L} \quad (40)$$

$$f_{obj,3} = [T_{bc}(saída) - T_{bc}(entrada)] / [T_{bh}(entrada) - T_{bc}(saída)] \quad (41)$$

A resolução dos problemas de otimização propostos levaram a conclusão de que caso não haja limite para a temperatura de entrada da água do mar no umidificador, a $f_{obj,2}$ fornece a melhor solução de operação. Caso contrário, a $f_{obj,1}$ parece fornecer os melhores resultados. Como Nawayseh et al. (1999a) afirma que esse limite existe, pois temperaturas de saída muito altas no coletor solar levam a baixas eficiências de absorção de energia solar, a $f_{obj,2}$ deve ser a função mais adequada. Concluiu-se também que a razão $\dot{L} / \dot{G}$ é o parâmetro mais importante de operação e possui um valor ótimo e que T_3 também é muito significativa na performance do processo.

O modelo desenvolvido pelos autores é mais complexo que os anteriores, por se tratar de parâmetros distribuídos e por não considerar ar saturado em nenhuma das saídas das colunas. Entretanto, não se explica detalhadamente como os seis parâmetros do modelo (coeficientes de calor e massa) foram estimados, apenas que foi utilizado valores provenientes de dados experimentais. Para que esse modelo possa ser utilizado em outras plantas de DSUD, é necessário que a estratégia utilizada seja divulgada, ou que uma nova estratégia seja estabelecida. Além disso, a consideração de operação adiabática é uma simplificação do processo que pode trazer erros de predição do modelo, caso a perda de calor não seja desprezível.

3.4 Hermosillo et al. (2012)

Hermosillo et al. (2012) propuseram um modelo matemático para a operação do DSUD em estado estacionário. Foram feitos experimentos com um aquecedor elétrico no lugar do coletor solar e dados experimentais foram reportados quando o sistema atingiu o estado estacionário. Esse modelo parte de balanços de massa e energia, sendo razoavelmente parecido com o modelo para estado estacionário de Nawayseh et al. (1999a). Assim como Nawayseh et al. (1999a), Hermosillo et al. (2012) considera que

os coeficientes de troca térmica do condensador e do umidificador com o ambiente são similares, que a variação da temperatura do ar é linear com a altura das colunas e que o calor específico do líquido é constante. Entretanto, como Hermosillo et al. (2012) considera que o ar está saturado apenas na saída do condensador, incluiu-se o parâmetro f , que representa o percentual de saturação do ar na saída do umidificador. A Equação (42) mostra um balanço global de energia no condensador.

$$\dot{G}(fh_6 - h_5) + \dot{L}C_{pw}(T_1 - T_2) - U_l A_{c,ext}[(T_5 + T_6)/2 - T_e] = 0 \quad (42)$$

em que $A_{c,ext}$ é a área externa do condensador. A Equação (43) mostra um balanço de energia no condensador para a água do mar. Como a montagem experimental foi feita para corrente cruzada, introduziu-se o parâmetro e , que é um fator de correção para corrente cruzada.

$$\dot{L}C_{pw}(T_2 - T_1) = eU_{ct}A_c [(T_6 - T_2) - (T_5 - T_1)]/\ln[(T_6 - T_2)/(T_5 - T_1)] \quad (43)$$

O balanço de energia global no umidificador é dado por:

$$\dot{G}(h_5 - fh_6) + \dot{L}C_{pw}(T_3 - T_4) - U_l A_{h,ext}[(T_5 + T_6)/2 - T_e] = 0 \quad (44)$$

em que $A_{h,ext}$ é a área externa do umidificador. A Equação (45) mostra a variação de entalpia do gás com a transferência de massa, da mesma forma que a Equação (5), porém com a inclusão dos parâmetros f e e .

$$\dot{G}(fh_6 - h_5) = eKaV_h [(h_3 - fh_6) - (h_4 - h_5)]/\ln[(h_3 - fh_6)/(h_4 - h_5)] \quad (45)$$

O balanço de energia no aquecedor elétrico (substituto do coletor solar) é dado por:

$$\dot{Q}_s = \dot{L}C_{pw}(T_3 - T_2) \quad (46)$$

Para resolver o modelo matemático, o método de Newton-Raphson é aplicado. Após a resolução do modelo, a produção de destilado é calculada pela equação:

$$\dot{D} = \dot{G}(fY_6 - Y_5) \quad (47)$$

Para estimar os parâmetros U_{ct} , U_l , K , f e e , utilizou-se os dados experimentais das cinco temperaturas medidas nos diversos pontos do sistema (além da temperatura de entrada da água do mar), tornando esses cinco parâmetros como as variáveis do modelo a ser resolvido. O sistema foi resolvido para cada ponto experimental, obtendo-se nove conjuntos de parâmetros. Fez-se então uma média desses nove pontos, obtendo-se um valor para cada parâmetro.

Analisando o modelo matemático proposto por Hermosillo et al. (2012), percebe-se que o fator de correção para corrente cruzada é o mesmo para ambas as

colunas, mesmo se tratando de escoamentos diferentes e equipamentos diferentes. Sendo assim, essa diferença foi desprezada pelos autores.

Analisando a estimação de parâmetros do modelo de Hermosillo et al. (2012), percebe-se que a Equação (34) não possui nenhum dos parâmetros a serem estimados, de forma que sobram quatro equações para cinco parâmetros, levando a um sistema com um grau de liberdade. Além disso, o fator de correção 'e' aparece em duas equações multiplicando ora K ora U_{ct} . Dessa forma, não é possível estimá-lo separadamente, mas apenas estimar o produto $e \cdot K$ e o produto $e \cdot U_{ct}$. Apesar disso, resultados foram reportados e não foi explicado como esses problemas foram contornados.

Por fim, o cálculo de cada coeficiente ponto a ponto e a subsequente média dos coeficientes encontrados não fornece os valores ótimos para o modelo matemático. Na verdade, para encontrar os valores ótimos, deve-se formular um problema de otimização cujas variáveis a serem otimizadas são os parâmetros do modelo. A função objetivo pode ser, por exemplo, a soma dos erros do modelo ao quadrado.

3.5 Hamed et al. (2015)

Hamed et al. (2015) investigam experimentalmente a influência do tempo de operação do sistema na produção de destilado, além de realizar uma análise econômica. Foram feitos testes para duas formas diferentes de operação: sistema em funcionamento de 9h às 17h e sistema em pré-aquecimento até às 13h e funcionamento apenas de 13h às 17h. Concluiu-se que o sistema operando apenas pela tarde tem melhor performance. Além disso, foi desenvolvido um modelo matemático considerando o sistema em estado estacionário. Embora não dito explicitamente, esse modelo considera que o ar sai saturado de ambas as colunas, pois utiliza a pressão de vapor (p^*) para calcular a umidade do ar (Y):

$$Y = p^*0,62198/(p_t - p^*) \quad (48)$$

Nessa equação, p_t é a pressão total e 0,62198 é o resultado da divisão entre a massa molar da água e a massa molar do ar.

O modelo matemático de Hamed et al. (2015) se assemelha ao de Nawayseh et al. (1999a) e ao de Hermosillo et al. (2012). Entretanto, como foi considerado nesse modelo que o ar está saturado em ambas as correntes, o percentual de saturação do ar (f) não aparece nas equações, como no modelo de Hermosillo et al. (2012). As outras considerações de Hamed et al. (2015) são semelhantes às dos autores anteriores, exceto

que Hamed et al. (2015) não consideram que os coeficientes de perda de calor para o ambiente são iguais nas duas colunas, estimando-as separadamente.

Sendo assim, as seis equações do modelo de Hamed et al. (2015), derivadas a partir dos balanços de energia e do balanço de massa no condensador, são mostradas a seguir:

$$\dot{G}(h_6 - h_5) + \dot{L}C_{pw}(T_1 - T_2) - U_{cl}A_{c,ext}[(T_5 + T_6)/2 - T_e] = 0 \quad (49)$$

$$\dot{L}C_{pw}(T_2 - T_1) = eU_{ct}A_c [(T_6 - T_2) - (T_5 - T_1)]/\ln[(T_6 - T_2)/(T_5 - T_1)] \quad (50)$$

$$\dot{G}(h_5 - h_6) + \dot{L}C_{pw}(T_3 - T_4) - U_{hl}A_{h,ext}[(T_5 + T_6)/2 - T_e] = 0 \quad (51)$$

$$\dot{G}(h_6 - h_5) = eKaV_h [(h_3 - h_6) - (h_4 - h_5)]/\ln[(h_3 - h_6)/(h_4 - h_5)] \quad (52)$$

$$\dot{Q}_s = \dot{L}C_{pw}(T_3 - T_2) \quad (53)$$

$$\dot{D} = \dot{G}(Y_6 - Y_5) \quad (54)$$

em que U_{cl} é o coeficiente de perda de calor do condensador para o ambiente e U_{hl} é o coeficiente de perda de calor do umidificador para o ambiente.

Para estimar os parâmetros U_{ct} , U_{cl} , U_{hl} e K adotou-se o mesmo procedimento de cálculo dos parâmetros ponto a ponto e subsequente cálculo da média que foi feito por Hermosillo et al. (2012). Nesse caso, são quatro parâmetros para quatro equações (a Equação 19 não possui nenhum dos parâmetros, sendo descartada nesse caso), tornando a estimação possível. Quanto ao fator de correção para corrente cruzada, este foi considerado como 1, pois o sistema montado pelos autores se encontra em contra-corrente. Sendo assim, esse fator poderia simplesmente ter sido omitido, assim como foi feito por Nawayseh et al. (1999a).

Esse modelo apresenta a mesma estratégia de Hermosillo et al. (2012) para a estimação dos parâmetros do modelo. Como já foi dito anteriormente, seria mais eficiente desenvolver um problema de otimização para melhor estimar os parâmetros, de forma que as previsões do modelo matemático sejam mais eficazes.

3.6 Moumouh et al. (2016)

Moumouh et al. (2016) construíram um protótipo de DSUD e coletaram dados experimentais. Foi desenvolvido um modelo matemático exatamente igual ao de Hamed et al. (2015), com a diferença de que ao invés de colocar um fator de correção de corrente cruzada e definir que esse fator é unitário, Moumouh et al. (2016) simplesmente o omitiram. Quanto aos os parâmetros U_c , U_{cl} , U_{hl} e K , os autores não

descrevem como eles são estimados, mas apenas que são parâmetros considerados conhecidos para a resolução do modelo.

3.7 Modelos matemáticos de sistemas mais complexos

Buscando melhorar a performance do DSUD, diversos autores propuseram modificações na operação do dessalinizador. Dessa forma, vieram também os modelos matemáticos para os processos modificados.

Nafey et al. (2004) propuseram um modelo matemático para simular um DSUD que opera com um ciclo fechado de água e outro de ar, além de um coletor solar para aquecer a água e outro para aquecer o ar. O modelo desenvolvido possui um caráter totalmente empírico e prevê a razão entre a produção de destilado e a vazão em massa de ar.

Xiong et al. (2006) propuseram um modelo matemático para simular um DSUD cujas colunas de umidificação e desumidificação possuem uma parede em comum, de forma que há troca de calor entre elas e menor área de contato com o ambiente. O modelo desenvolvido pelos autores parte de balanços de massa e energia dos equipamentos e é a parâmetros distribuídos na direção da altura da coluna. Ou seja, ele avalia o perfil das variáveis envolvidas ao longo da altura das colunas.

Miller & Lienhard V (2013) propuseram um modelo matemático para simular um DSUD no qual há extrações de fluidos de pontos das colunas e subsequentes injeções em outros pontos, de forma a melhorar a performance do processo. O modelo conta com balanços globais de massa, energia e entropia para prever as variáveis envolvidas no sistema.

Sharshir et al. (2016) propuseram um sistema de um DSUD acoplado a um DSD, de forma que o rejeito aquecido do DSUD é utilizado para aumentar a produtividade do DSD. O modelo matemático proposto parte de balanços globais de massa e energia, além de equações auxiliares.

Wu et al. (2016) propuseram um DSUD com três estágios e direcionando as correntes de ar e água para manter altas temperaturas de operação nos dois estágios superiores, melhorando assim a produtividade. O modelo matemático proposto pelos autores parte de balanços globais de massa e energia descritos por Nawayseh et al. (1999a), porém adaptados para um sistema com três estágios.

Zubair et al. (2017) propuseram um DSUD com dois coletores solares de tubos a vácuo, que são mais caros e mais eficientes que as tradicionais placas solares de

aquecimento. O modelo matemático proposto pelos autores possui detalhamento significativo do funcionamento do coletor solar, porém faz simplificações no umidificador e condensador, em relação aos outros modelos da literatura.

4. Metodologia

O presente trabalho trata do desenvolvimento de dois modelos matemáticos para prever variáveis de saída do processo de DSUD, que serão denominados de modelo A e modelo B. O modelo A considera que o ar sai saturado de ambas as colunas de umidificação e desumidificação, e o modelo B considera que o ar sai saturado apenas do condensador.

4.1 Desenvolvimento do modelo A

Para o desenvolvimento do modelo A, as seguintes considerações foram feitas:

- o sistema se encontra em estado estacionário;
- ar saturado sai do condensador e do umidificador;
- a pressão de operação do sistema é 1 atm;
- o sistema está hermeticamente fechado (não há vazamento de líquido ou gás em nenhuma parte do equipamento); e
- o calor específico da água do mar é equivalente à capacidade térmica da água pura.

4.1.1 Cálculo de Funções Relevantes

Como o ar sai saturado de ambas as colunas, a pressão parcial do vapor d'água é a pressão de saturação (p^*), que é descrita pela equação de Antoine (Smith et al., 2007):

$$p^* = e^{[16,3872 - 3885,7/(-42,98 + T)]} \quad (T \text{ in K and } p^* \text{ in kPa}) \quad (55)$$

em que T é a temperatura. A umidade absoluta do ar (Y) é calculada por:

$$Y = p^*(M_w/M_a)/(p_t - p^*) \quad (56)$$

em que p_t é a pressão total do sistema, e M_w e M_a são as massas molares da água e do ar, respectivamente. Na Tabela 1, mostram-se os valores específicos utilizados nos cálculos, em que R é a constante universal dos gases.

A entalpia do gás (h_g), que é constituída de ar e vapor d'água, é descrita pelas equações:

$$h_g = h_a + Yh_v \quad (57)$$

$$h_g = \int_{T_{ref}}^T C_{p_a} dT + Y \cdot \left[\int_{T_{ref}}^{373,15K} C_{p_w} dT + \Delta h_{vap}(373,15K) + \int_{373,15K}^T C_{p_v} dT \right] \quad (58)$$

Tabela 1. Equações para calor específico ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$) dos fluidos usados no processo DSUD.

Referência: Smith et al. (2007)

Substância	Equação
Ar	$Cp_a = R \cdot (3,355 + 5,75 \cdot 10^{-4} \cdot T - 1,6 \cdot 10^3 \cdot T^{-2})/M_a$
Água líquida	$Cp_w = R \cdot (8,712 + 1,25 \cdot 10^{-3} \cdot T - 1,8 \cdot 10^{-7} \cdot T^2)/M_w$
Vapor d'água	$Cp_v = R \cdot (3,470 + 1,45 \cdot 10^{-3} \cdot T + 1,21 \cdot 10^4 \cdot T^{-2})/M_w$

em que h_a é a entalpia do ar seco, h_v é a entalpia do vapor d'água e Δh_{vap} é o calor latente de vaporização da água a 373.15 K. A entalpia da água destilada (h_d) e da água do mar (h_b) são calculadas pela equação:

$$h = \int_{298,15K}^T Cp_w dT \quad (59)$$

4.1.2. Desenvolvimento do Modelo Matemático

O balanço de massa para o condensador é descrito pela equação:

$$dm/dt = -[\dot{G} \cdot (1 + Y)]_5 + [\dot{G} \cdot (1 + Y)]_6 + (\dot{D}_6 - \dot{D}) + (\dot{L})_1 - (\dot{L})_2 \quad (60)$$

em que dm/dt é o acúmulo de massa no tempo, $\dot{G}$ é a vazão em massa de ar seco, $\dot{D}_6$ e $\dot{D}$ são as vazões em massa de destilado na entrada e na saída do condensador, respectivamente, e $\dot{L}$ é a vazão em massa de água do mar na entrada do condensador. Como $\dot{L}_1 = \dot{L}_2$, considerando que o sistema está em estado estacionário ($dm/dt = 0$) e que não há destilado entrando na coluna ($\dot{D}_6 = 0$), temos:

$$\dot{D} = \dot{G} \cdot (Y_6 - Y_5) \quad (61)$$

O balanço de energia para o condensador (fase gás-destilado) é descrito pela equação:

$$d(mu)/dt = -(\dot{G}h_g)_5 + (\dot{G}h_g)_6 + (\dot{D}_6h_{d6} - \dot{D}h_d) - \dot{Q}_{ct} - \dot{Q}_{cl} \quad (62)$$

$$\dot{G} \cdot (h_{g6} - h_{g5}) - \dot{D}h_d = \dot{Q}_{ct} + \dot{Q}_{cl} \quad (63)$$

em que $d(mu)/dt$ é o acúmulo de energia interna no sistema, que é nulo para o estado estacionário. A taxa de transferência de calor entre a fase gás-destilado e a água do mar ($\dot{Q}_{ct}$) e entre a fase gás-destilado e o ambiente ($\dot{Q}_{cl}$) são descritas nas equações:

$$\dot{Q}_{ct} = U_c A_c a_c z_c [(T_5 - T_1) - (T_6 - T_2)] / \ln[(T_5 - T_1)/(T_6 - T_2)] \quad (64)$$

$$\dot{Q}_{cl} = U_{cl} P_c z_c [(T_5 - T_e) - (T_6 - T_e)] / \ln[(T_5 - T_e)/(T_6 - T_e)] \quad (65)$$

$$\dot{Q}_{cl} = U_{cl} P_c z_c \cdot (T_5 - T_6) / \ln[(T_5 - T_e)/(T_6 - T_e)] \quad (66)$$

em que U_c e U_{cl} são os coeficientes globais de transferência de calor, A_c e P_c são a área e o perímetro da seção transversal, respectivamente, a_c é a área superficial específica de transferência de calor, z_c é a altura do condensador e T_e é a temperatura ambiente. O balanço global de energia no condensador é descrito por:

$$d(mu)/dt = -(\dot{G}h_g)_5 + (\dot{G}h_g)_6 + (\dot{D}_6h_{d6} - \dot{D}h_d) + \dot{L} \cdot (h_{b1} - h_{b2}) - \dot{Q}_{cl} \quad (67)$$

$$-(\dot{G}h_g)_5 + (\dot{G}h_g)_6 - \dot{D}h_d + \dot{L} \cdot (h_{b1} - h_{b2}) = \dot{Q}_{cl} \quad (68)$$

O balanço global de energia para o coletor solar é descrito pela equação:

$$\dot{Q}_s = \dot{L} \cdot (h_3 - h_2) \quad (69)$$

em que $\dot{Q}_s$ é a taxa de calor efetivamente absorvida pela água do mar. O balanço de massa para o umidificador é descrito pela equação:

$$d(mu)/dt = [\dot{G} \cdot (1 + Y)]_5 - [\dot{G} \cdot (1 + Y)]_6 + (\dot{L} - \dot{L}_4) \quad (70)$$

$$\dot{L}_4 = \dot{L} - \dot{G} \cdot (Y_6 - Y_5) \quad (71)$$

em que $\dot{L}_4$ é a vazão em massa de água do mar na saída do umidificador. O balanço de energia para o umidificador (fase gasosa) é descrito por:

$$d(mu)/dt = (\dot{G}h_g)_5 - (\dot{G}h_g)_6 + \dot{Q}_{ht} - \dot{Q}_{hl} \quad (72)$$

$$\dot{G} \cdot (h_{g5} - h_{g6}) = -\dot{Q}_{ht} + \dot{Q}_{hl} \quad (73)$$

A taxa de transferência de calor entre fase gasosa e a água do mar ($\dot{Q}_{ht}$) e entre a fase gasosa e o ambiente ($\dot{Q}_{hl}$) no umidificador são descritas pelas equações:

$$\dot{Q}_{ht} = U_h A_h a_h z_h [(T_3 - T_6) - (T_4 - T_5)] / \ln[(T_3 - T_6)/(T_4 - T_5)] \quad (74)$$

$$\dot{Q}_{hl} = U_{hl} P_h z_h [(T_6 - T_e) - (T_5 - T_e)] / \ln[(T_6 - T_e)/(T_5 - T_e)] \quad (75)$$

$$\dot{Q}_{hl} = U_{hl} P_h z_h (T_6 - T_5) / \ln[(T_6 - T_e)/(T_5 - T_e)] \quad (76)$$

em que U_h e U_{hl} são os coeficientes globais de transferência de calor, A_h e P_h são a área e o perímetro da seção transversal do umidificador, respectivamente, a_h é a área superficial específica de transferência de massa e z_h é a altura do umidificador. O balanço global de energia para o umidificador é descrito por:

$$d(mu)/dt = (\dot{G}h_g)_5 - (\dot{G}h_g)_6 + \dot{L}h_{b3} - \dot{L}_4h_{b4} - \dot{Q}_{hl} \quad (77)$$

$$\dot{G} \cdot (h_{g5} - h_{g6}) + \dot{L}h_{b3} - \dot{L}_4h_{b4} = \dot{Q}_{hl} \quad (78)$$

4.1.3 Resolução do Modelo Matemático

Para resolver o modelo matemático proposto, considera-se que há dados sobre os seguintes termos: $\dot{G}$, $\dot{L}$, T_1 , T_e , $\dot{Q}_s$, p_t , A_c , A_h , P_c , P_h , a_c , a_h , z_c , z_h . O sistema é constituído por cinco variáveis: T_2 , T_3 , T_4 , T_5 , T_6 , e cinco equações: (63), (68), (69), (73) e (78). A vazão em massa de destilado ($\dot{D}$) e a vazão em massa de água do mar na saída do umidificador ($\dot{L}_4$) podem ser descritas como funções das temperaturas pelas equações (61) e (71), respectivamente. O sistema de equações algébricas foi resolvido pela função *fsolve* do software comercial MATLAB versão 2009b. Como estimativas iniciais para as cinco temperaturas, utilizou-se os dados experimentais a serem preditos.

Para estimar os quatro coeficientes globais de transferência de calor, um problema de otimização não-linear foi desenvolvido a partir de oito pontos experimentais, de forma a minimizar a soma dos erros ao quadrado das temperaturas obtidas no modelo. As variáveis do problema são U_c , U_h , U_{cl} e U_{hl} , e todas são obrigatoriamente positivas. A função objetivo (F_{min}) do problema de otimização é descrita pela equação:

$$F_{min} = \sum_{i=1}^8 \sum_{j=2}^6 \{ [T_j^{i,exp} - T_j^{i,mod}(U_c, U_h, U_{cl}, U_{hl})] / T_j^{i,exp} \}^2 \quad (79)$$

em que $T_j^{i,exp}$ é a temperatura no ponto experimental i medida no local j e $T_j^{i,mod}$ é a temperatura calculada pelo modelo nas mesmas condições. O problema de otimização não-linear foi resolvido pela função *fmincon* do MATLAB, usando dados experimentais reportados por Hermosillo et al. (2012), mostrados na Tabela 2. Utilizou-se como estimativas iniciais valores que condizem com a ordem de grandeza dos coeficientes estimados por Hermosillo et al. (2012), que foram 47,90 e 7,04 $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$. O problema de otimização foi resolvido diversas vezes para diferentes estimativas iniciais e os valores de suas respectivas funções objetivo foram comparadas (quando porventura resultados diferentes foram obtidos), de forma que os parâmetros que levaram à menor função objetivo foram escolhidos, numa tentativa de garantir a obtenção de um mínimo global.

Para validar o modelo, calculou-se o erro absoluto médio da produção de destilado predita em relação aos dados experimentais.

Tabela 2. Dados experimentais do processo. Referência: Hermosillo et al. (2012).

Nº	T _e (°C)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₃ (°C)	T ₄ (°C)	T ₅ (°C)	T ₆ (°C)	$\dot{D}$ (kg/h)	$\dot{I}_{alim}$ (kg/s)	$\dot{G}$ (kg/s)
1	28,0	30,4	44,2	62,2	46,4	41,7	47,5	1,18	0,015	0,040
2	28,0	29,4	40,4	56,6	43,6	38,1	44,0	1,09	0,017	0,042
3	29,0	31,6	40,7	53,8	43,4	38,5	44,0	1,13	0,020	0,042
4	30,0	29,0	36,2	48,2	40,3	34,4	39,9	0,91	0,022	0,043
5	27,0	27,6	33,4	44,6	28,0	32,0	37,2	0,77	0,023	0,043
6	28,0	27,5	38,5	53,9	41,3	35,9	42,1	1,11	0,017	0,042
7	29,0	27,7	41,7	59,2	43,0	38,5	45,0	1,30	0,015	0,042
8	29,5	27,8	43,6	62,6	44,2	40,2	46,7	1,32	0,013	0,041
9	30,5	27,9	47,4	68,9	46,5	43,4	49,7	1,45	0,012	0,040

4.1.4 Análise de Sensibilidade

Após a validação, foi feita uma análise de sensibilidade da produção de destilado em relação aos parâmetros de entrada e de projeto. O ponto de operação 1 da Tabela 2 foi escolhido como o ponto de referência, pois é um ponto intermediário para a vazão em massa de água do mar na entrada do condensador e a produção de destilado, tornando extrapolações mais razoáveis. Variou-se os seguintes parâmetros: temperatura ambiente, temperatura de entrada da água do mar, vazão em massa de água do mar na entrada do condensador, alturas do condensador e do umidificador, e taxa de calor efetiva de absorção no coletor solar.

As temperaturas ambiente e de entrada da água do mar tiveram uma variação de 20% cada, que é grande o suficiente para que uma análise de sensibilidade seja feita, mas continua relativamente perto do ponto de referência, de modo que os coeficientes de transferência de calor estimados continuem adequados.

A vazão em massa de água do mar na entrada do condensador teve uma variação positiva de +20%, mas uma variação negativa de -45%. A variação negativa foi em maior magnitude uma vez que é de interesse investigar como o decréscimo na vazão em massa afeta a produção de destilado.

Uma altura maior em cada coluna significa uma área de transferência maior, que por sua vez melhora as transferências de calor e massa, resultando em maior produtividade. Para investigar a influência da altura de cada coluna na produção de destilado, variou-se cada altura de 0,25 m até 1,75 m, com um incremento de 0,10 m entre os pontos.

A taxa de calor efetiva absorvida pelo coletor solar foi variada em $\pm 20\%$. Finalmente, analisou-se a sensibilidade da produção de destilado frente a dois tipos de

entrada de energia no processo: energia sensível da água do mar na entrada do condensador e calor absorvido pelo coletor solar.

4.2 Desenvolvimento do modelo B

No modelo B, fazem-se os mesmos balanços de massa e energia do modelo A. Entretanto, nas Equações (72-73) foi adicionado um termo referente à energia adicionada na fase gasosa com a entrada de vapor de água:

$$d(mu)/dt = (\dot{G}h_g)_5 - (\dot{G}h_g)_6 + \dot{Q}_{ht} - \dot{Q}_{hl} + (L - L_4) \cdot h_v(T = 0,5 \cdot T_3 + 0,5 \cdot T_4) \quad (80)$$

$$\dot{G} \cdot (h_{g6} - h_{g5}) = \dot{Q}_{ht} - \dot{Q}_{hl} + (L - L_4) \cdot h_v(T = 0,5 \cdot T_3 + 0,5 \cdot T_4) \quad (81)$$

Logo, as equações principais (63), (68), (69), (78) e (81), as equações auxiliares (61) e (71) e as variáveis T_2 , T_3 , T_4 , T_5 e T_6 compõem o modelo B. Nesse modelo, apenas a corrente de ar que sai do condensador é considerada como saturada, e sua umidade (Y_5) é calculada a partir da Equação (56), sendo que a pressão parcial do vapor é a pressão de vapor calculada na temperatura do seio do gás (Equação 55). Como resultado, a umidade do ar que sai do umidificador (Y_6) é uma nova variável, não calculada na Equação (56), o que aumenta o número de variáveis do sistema para seis e requer a introdução de uma nova equação que modele a transferência de massa no umidificador.

4.2.1 Equação para estimar a transferência de massa no umidificador

De acordo com Treybal (1981), o perfil de umidade do ar (Y) ao longo da altura (z) de uma coluna de umidificação é descrito pela equação:

$$dY/dz = -(K \cdot a_{h, mass} \cdot A_h / \dot{G}) \cdot \ln[(1 - p_i^*/p_t)/(1 - \bar{p}_v/p_t)] \quad (82)$$

em que K é o coeficiente de transferência de massa, $a_{h, mass}$ é a área superficial específica de transferência de massa, p_i^* é a pressão de vapor na interface líquido gás e $\bar{p}_v$ é a pressão parcial do vapor no seio do gás. Após a combinação das Equações (56) e (82) e algumas manipulações algébricas, chega-se na seguinte equação:

$$dY/dz = -(K \cdot a_{h, mass} \cdot A_h / \dot{G}) \cdot \ln[(1 - p_i^*/p_t) \cdot (1 + Y \cdot M_a/M_w)] \quad (83)$$

Para adequar a Equação (83) ao presente modelo, que consiste em parâmetros concentrados, essa equação é modificada e resulta em:

$$Y_6 - Y_5 = -(K \cdot a_{h, mass} \cdot A_h \cdot z_h / \dot{G}) \cdot (DF) \quad (84)$$

em que DF é a força motriz do processo.

Como a condutividade térmica da água líquida é aproximadamente 20 vezes maior que a condutividade do ar (Bergman et al., 2011), e a espessura do líquido é fina devido à dispersão das gotas, considera-se que a camada limite térmica do líquido é desprezível, diferentemente da camada limite do gás, que não é desprezada. Sendo a temperatura uma função contínua entre o seio do líquido e o seio do gás, a temperatura da interface líquido-gás é aproximadamente igual à temperatura do seio do líquido, de maneira que a pressão de vapor na interface (p_i^*) é avaliada na temperatura do líquido.

A força motriz no topo (DF_6) e no fundo (DF_5) do umidificador são calculados a seguir:

$$DF_6 = \ln[(1 - p_i^*(T_3)/p_t) \cdot (1 + Y_6 \cdot M_a/M_w)] \quad (85)$$

$$DF_5 = \ln[(1 - p_i^*(T_4)/p_t) \cdot (1 + Y_5 \cdot M_a/M_w)] \quad (86)$$

Como o sistema opera em contracorrente, DF é a média logaritmica entre as forças motrizes no topo (DF_6) e no fundo (DF_5) na coluna, resultando na Equação (87).

$$Y_6 - Y_5 = -(K \cdot a_{h, mass} \cdot A_h \cdot z_h / \dot{G}) \cdot [(DF_6 - DF_5) / \ln(DF_6/DF_5)] \quad (87)$$

A umidade na corrente de ar de saída do umidificador (Y_6) é restringida por dois fatores: o ar não pode sair supersaturado do processo e a umidade de saída deve ser maior que a umidade de entrada (Y_5). Sendo assim:

$$Y_5 \leq Y_6 \leq p^*(T_6) \cdot (M_w/M_a) / [p_t - p^*(T_6)] \quad (88)$$

4.2.2 Resolução do modelo matemático B e análise de sensibilidade

O modelo B é composto por seis equações (63, 68, 69, 78, 81 e 87), e seis incógnitas (T_2 , T_3 , T_4 , T_5 , T_6 e Y_6). Para sua resolução, utilizou-se a função *fsolve* do Matlab, assim como para a resolução do modelo A. Como estimativas iniciais para as temperaturas, utilizou-se os dados experimentais a serem preditos, assim como na resolução do modelo A. Quanto à estimativa inicial de Y_6 , foi utilizado um valor calculado a partir da Equação (61), utilizando dados experimentais de $\dot{D}$, $\dot{G}$ e T_5 e considerando Y_5 como umidade do ar saturado.

O modelo B possui cinco parâmetros (U_c , U_h , U_{cl} , U_{hl} , $K \cdot a_{h, mas}$) a serem estimados, sendo que o produto $K \cdot a_{h, mas}$ é estimado ao invés da estimação separada dos dois termos, já que a estimação da área superficial específica de transferência de massa é difícil, pois depende da molhabilidade do empacotamento. Para estimar os parâmetros, foi montado um problema de otimização multi-objetivo para a minimização tanto dos erros ao quadrado das predições de temperatura como dos erros ao quadrado das

predições de destilado. Os pontos experimentais n° 1, 3, 4, 5, 6, 8 e 9 (Tabela 2) foram utilizados para estimar os parâmetros e os pontos n° 2 e 7 (Tabela 2) foram utilizados para a validação do modelo. Esses pontos de validação foram escolhidos por não terem produções de destilado próximas e nem serem pontos extremos, de forma a avaliar o modelo em diferentes regiões de operação. A função objetivo para a estimação dos parâmetros é mostrada a seguir:

$$F_{min} = (1 - \omega) \cdot \sum_{i=1}^7 \sum_{j=2}^6 \{ [T_j^{i,exp} - T_j^{i,mod}(U_c, U_h, U_{cl}, U_{hl}, K \cdot a_{h,mas})] / T_j^{i,exp} \}^2 \\ + \omega \cdot \sum_{i=1}^7 \{ [\dot{D}^{i,exp} - \dot{D}^{i,mod}(U_c, U_h, U_{cl}, U_{hl}, K \cdot a_{h,mas})] / \dot{D}^{i,exp} \}^2 \quad (89)$$

em que ω é um peso entre 0 e 1 utilizado para ponderar ambos os objetivos. A estimação dos parâmetros foi feita para diferentes pesos e os erros de predição foram comparados entre si. Utilizou-se a função *fmincon* do Matlab para a otimização da função objetivo. Como estimativas iniciais, no peso $\omega = 0$, para os coeficientes globais de transferência de calor, utilizou-se valores próximos dos obtidos pelo modelo A. Quanto ao $K \cdot a_{h,mas}$, utilizou-se como estimativa inicial valores próximos do K estimado por Hermosillo et al. (2012) multiplicado pela área superficial específica de transferência de calor. O problema foi resolvido diversas vezes com mudanças nas estimativas iniciais, numa tentativa de garantir a obtenção do mínimo global. Para pesos maiores que $\omega = 0$, utilizou-se o peso anterior como referência para as estimativas iniciais.

Na análise de sensibilidade, optou-se por refazer a análise da produção de destilado para diferentes alturas do condensador e do umidificador, por ter sido considerada a que apresenta resultados mais relevantes. Dessa vez, no entanto, variou-se também o calor efetivamente absorvido no coletor solar, podendo significar tanto variações na intensidade da radiação solar como também variações na área de superfície do coletor solar. A variação da altura do condensador foi de 0,25 m até 1,00 m, a variação da altura do umidificador foi de 0,25 m até 0,80 m e a variação do calor absorvido pelo coletor solar foi de 850 a 1300 W.

5. Resultados e Discussão

5.1 Modelo A

5.1.1 Estimação dos parâmetros e eficiência do modelo

O presente trabalho foi fundamentado nos experimentos de dessalinização de Hermosillo et al. (2012). Na Tabela 3 são mostradas algumas informações do sistema.

Tabela 3. Informações do sistema. Referência: Hermosillo et al. (2012).

Parâmetro	Valor	Parâmetro	Valor
$\dot{Q}_{cs}$ (W)	1120	P_c (m)	1,22
A_c (m ²)	0,093025	P_h (m)	1,22
A_h (m ²)	0,093025	p_t (kPa)	101,325
a_c (m ² /m ³)	112,31	z_h (m)	0,400
a_h (m ² /m ³)	112,87	z_c (m)	0,335

A estimação dos coeficientes globais de transferência de calor foi feita utilizando oito pontos experimentais da Tabela 2. O ponto nº 9 foi descartado, como feito por Hermosillo et al. (2012). Os resultados obtidos foram $U_c = 52,87 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$, $U_h = 28,64 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$, $U_{cl} = 30,62 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ e $U_{hl} = 0,00 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$. O coeficiente de transferência de calor para o ambiente é zero, o que sugere que o isolamento da coluna, as condições de operação e as condições de escoamento podem ter tornado a perda de calor nessa coluna insignificante. Hermosillo et al. (2012) obtiveram o valor para o coeficiente de transferência de calor no condensador de $U_c = 47,90 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$, um valor próximo do presente trabalho, e obtiveram o valor para os coeficientes de transferência de calor para o ambiente de $U_{cl} = U_{hl} = 7,04 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$, um valor intermediário entre os dois coeficientes de perda determinados pelo presente modelo, mas cerca de quatro vezes menor que o U_{cl} obtido no presente trabalho.

Na Figura 8, são mostradas as temperaturas preditas T_2 , T_3 , T_4 , T_5 e T_6 como funções das temperaturas medidas, bem como a reta $y = x$, que seria a reta obtida se o modelo não tivesse nenhum erro. O erro médio absoluto das temperaturas foi de 1,0 °C, e o erro médio relativo foi de 2,3% em relação ao valor experimental médio de 43,6 °C. Esse erro é ligeiramente maior que o reportado por Hermosillo et al. (2012), cujo erro absoluto médio foi de 0,86 °C. Entretanto, de acordo com Hermosillo et al. (2012), a temperatura foi medida por termopares do tipo T, que apresentam erro experimental médio de 1,0 °C (Thermocouple Info, 2017). Sendo assim, o erro do modelo é da

mesma ordem do erro experimental, de modo que a previsão das temperaturas foi bem razoável.

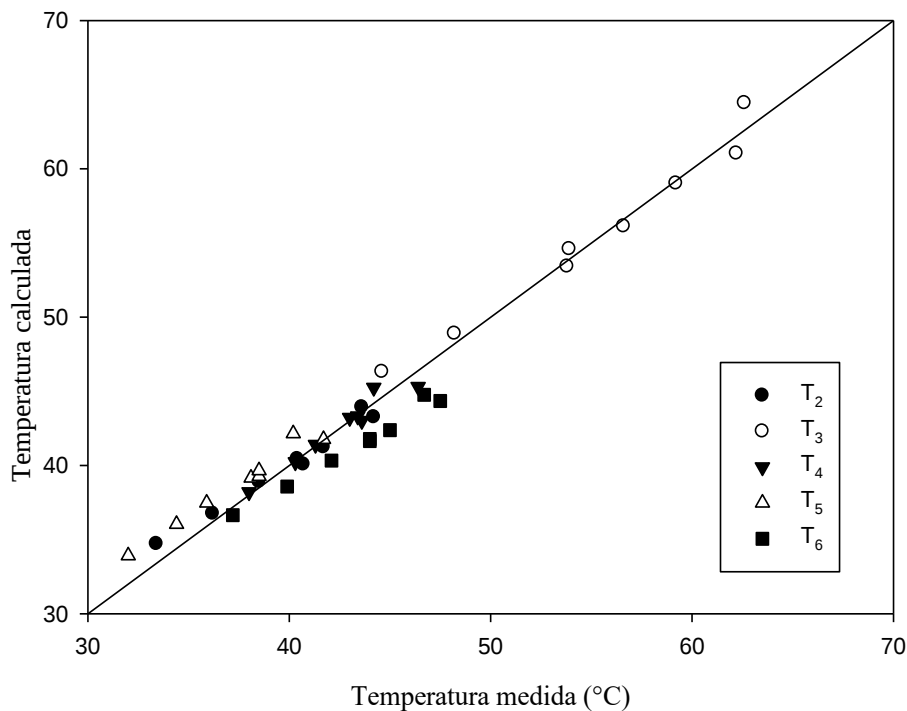


Figura 8: Temperatura calculada pelo modelo A vs. temperatura medida.

Na Figura 9, são mostrados a produção de destilado predita em função da produção de destilado experimental para o presente trabalho e para os valores reportados por Hermosillo et al. (2012), bem como a reta $y = x$, que seria a reta obtida se o modelo não tivesse nenhum erro. Como os dados experimentais de produção de destilado não foram utilizados para otimizar os parâmetros do modelo, eles são utilizados para validar o modelo proposto, já que a estimacão da produção de destilado é o principal objetivo do modelo. O erro absoluto médio do modelo desenvolvido é $0,0682 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$ e o erro médio relativo é 6,2% em relação à média experimental de $1,134 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$. Esse resultado é aproximadamente 48% mais próximo aos dados experimentais que o resultado reportado por Hermosillo et al. (2012), cujo erro médio foi de $0,14 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$ ou 12%. Logo, o modelo do presente trabalho é mais eficiente para predizer a produção de destilado do processo e apresenta eficiência próxima a do modelo de Hermosillo et al. (2012) para a predição das temperaturas, mesmo considerando que o ar sai saturado do umidificador e apresenta um parâmetro a menos que o de Hermosillo et al. (2012).

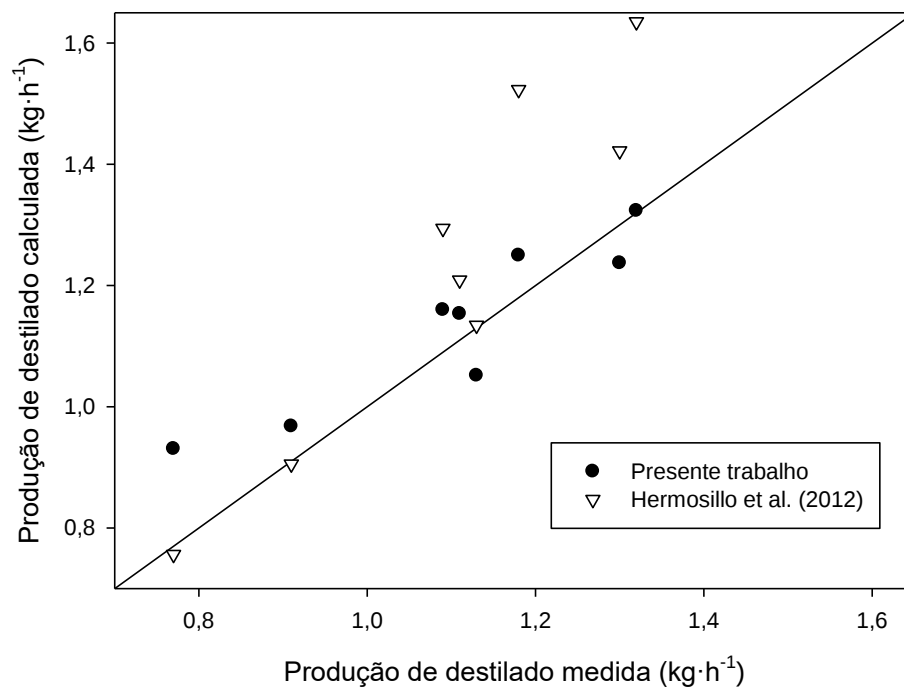


Figura 9: Vazão de destilado calculada pelo modelo A e o da literatura vs. vazão de destilado medida.

5.2.1 Análise de Sensibilidade

Na Figura 10, mostra-se a produção de destilado para variação na temperatura da água do mar na entrada do condensador e na temperatura ambiente. Um aumento na temperatura da água do mar implica em um pequeno e linear aumento na produção de destilado. Entretanto, variações na temperatura ambiente mostraram pouca significância na vazão em massa de destilado, o que também foi reportado por Nafey et al. (2004).

Na Figura 11, é mostrada a vazão em massa de destilado em função da vazão em massa da água do mar na entrada do condensador. A queda de produção de destilado é linear e significativa com o aumento da vazão em massa de água do mar, uma tendência confirmada pelos dados experimentais de Hermosillo et al. (2012). Entretanto, de acordo com Hermosillo et al. (2012), o aumento de produção de destilado ao reduzir a vazão de água do mar tem um limite quando essa vazão cai a menos de $0,010 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$, já que, nessas condições, a água do mar não molha completamente a área superficial de transferência de massa do umidificador, reduzindo a troca de massa. Sendo assim, se os outros parâmetros de entrada permanecerem constantes, a vazão ótima de água do mar é provavelmente por volta de $0,010 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$.

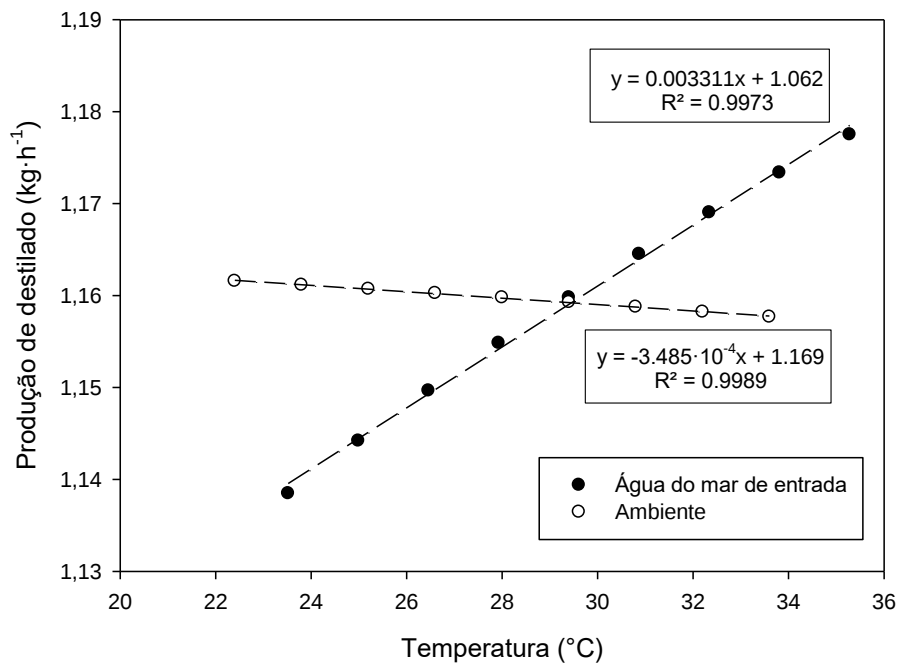


Figura 10: Produção de destilado vs. temperatura da água do mar na entrada do condensador e temperatura ambiente.

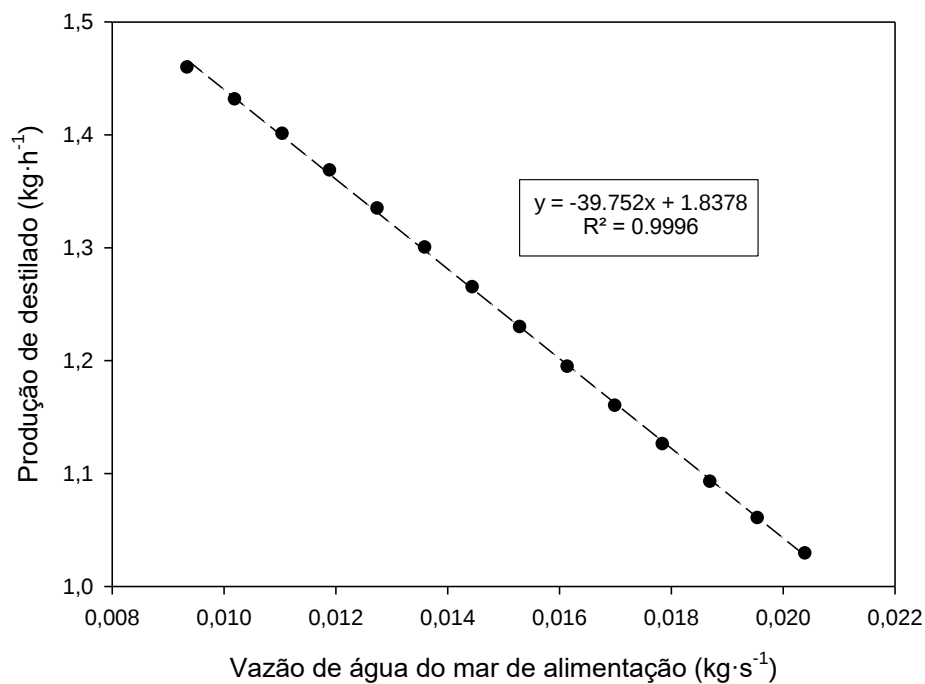


Figura 11: Produção de destilado vs. vazão em massa de água do mar na entrada do condensador.

Na Figura 12, mostra-se que a produção de destilado aumenta mais com o aumento da altura do umidificador que com o aumento da altura do condensador. Observa-se também que o aumento na produção de destilado é lento se as alturas das colunas continuarem a ser aumentadas após a produção de destilado atingir 1,60 kg·h⁻¹.

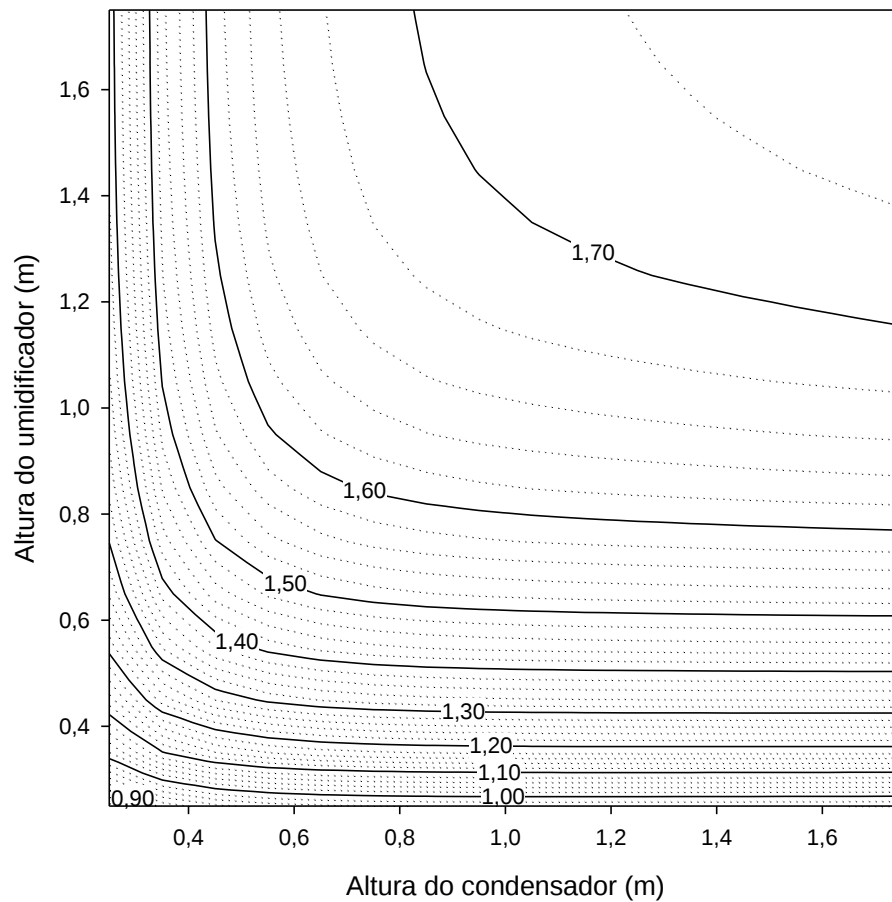


Figura 12: Produção de destilado ($\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$) (isocurvas) vs. alturas do condensador e do umidificador.

Em um cenário no qual o custo de ambas as colunas por unidade de volume é o mesmo, é possível analisar qual combinação de alturas é mais interessante para o processo de dessalinização. Já que a área da seção transversal de ambas as colunas é igual, a soma das alturas das colunas é proporcional a soma dos seus volumes. Sendo assim, a Figura 13 foi gerada a partir de combinações das alturas do condensador e do umidificador da Figura 12 que tiveram a maior produção de destilado para uma dada soma de alturas. Na Figura 13, as alturas das colunas são representadas nos eixos cartesianos e as linhas isovolumétricas também são mostradas. Nessa figura, observa-se que a melhor combinação de alturas, ou volumes, ocorre para colunas do umidificador significativamente mais altas que as colunas do condensador, e tende a diminuir na medida que as fases no fundo do umidificador ficam relativamente próximas do equilíbrio.

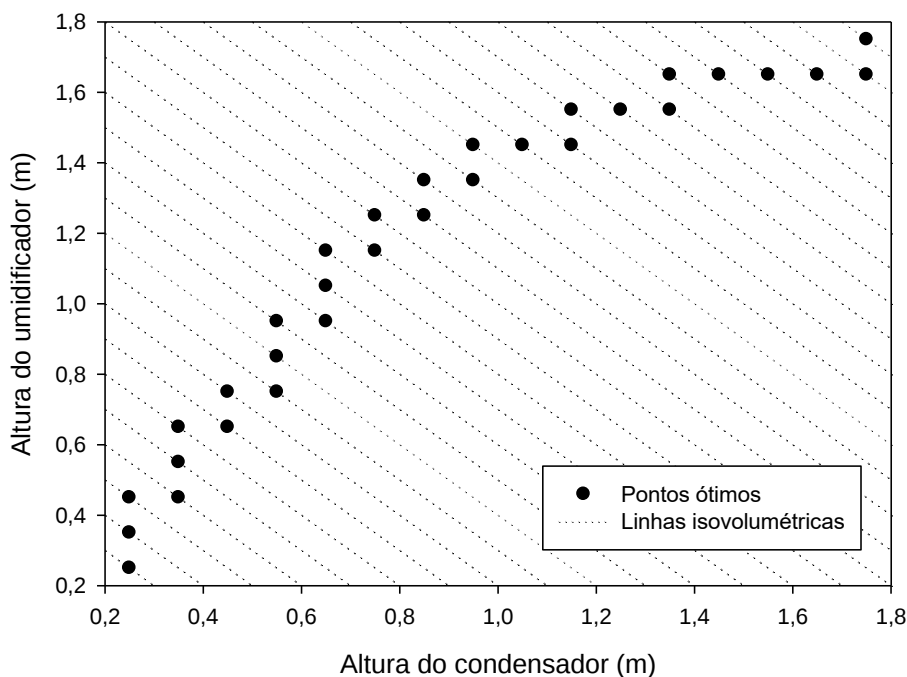


Figura 13: Combinações ótimas das alturas do condensador e umidificador (m) para cada soma de volumes, se considerado que elas possuem o mesmo custo por unidade de volume.

Como já foi concluído anteriormente, o aumento na produção de destilado é menor se as alturas das colunas continuarem a serem aumentadas após a produção atingir $1,60 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$. A combinação de alturas que gera a produção de destilado mencionada com a menor soma de volumes possível é $0,65 \text{ m}$ e $0,95 \text{ m}$ para as alturas do condensador e do umidificador, respectivamente (gerando uma produção total de destilado de $1,62 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$). Essa combinação seria interessante se nenhum outro estudo fosse feito. Entretanto, para definir as alturas ótimas para o projeto, uma análise mais refinada de custos fixos e operacionais do processo deveria ser feita.

Na Figura 14, mostra-se a produção de destilado em função da taxa de calor efetiva absorvida no coletor solar. A vazão em massa de destilado aumenta significativamente com um aumento na taxa de calor efetiva, como esperado, e essa relação é basicamente linear.

Finalmente, a sensibilidade do destilado foi analisada para dois tipos de entrada de energia extra no sistema: energia sensível com a água do mar de entrada no condensador e taxa de calor efetiva absorvida pelo coletor solar. Na Figura 15, é mostrada a vazão de destilado em função da variação de energia de entrada no sistema em relação ao ponto de referência. O aumento no calor absorvido no coletor solar leva a

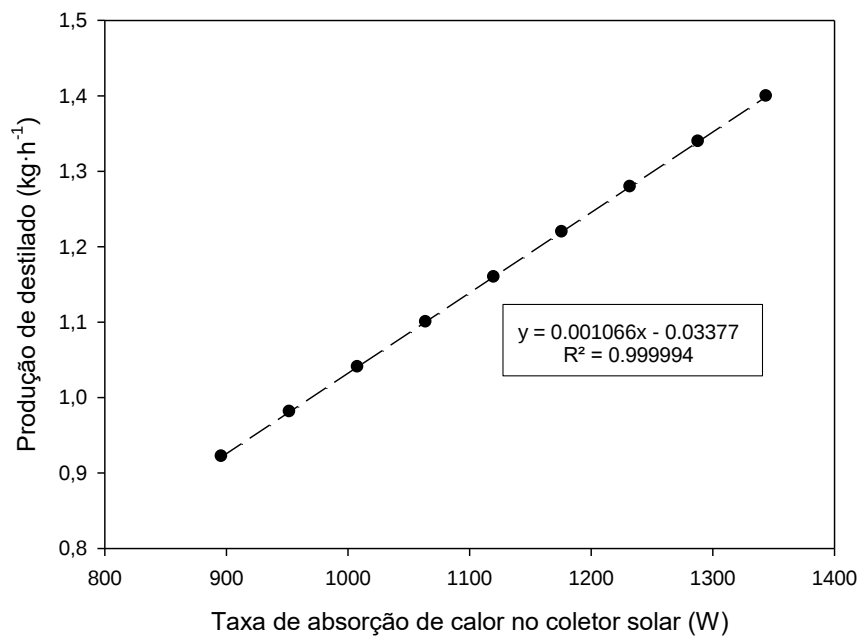


Figura 14: Produção de destilado vs. taxa de calor efetiva absorvida no coletor solar.

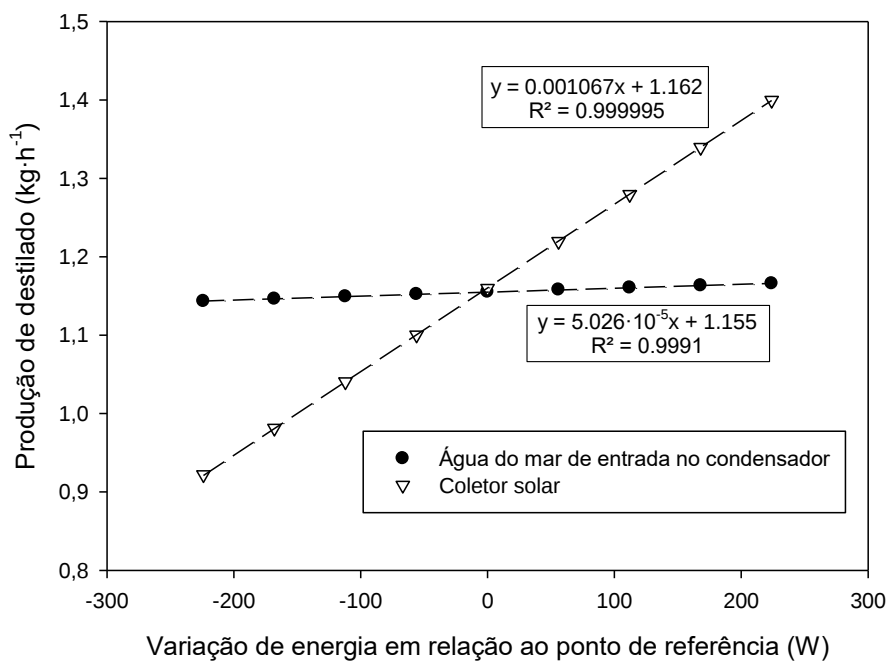


Figura 15: Vazão de destilado vs. variação de energia em relação ao ponto de referência.

um aumento na produção de destilado bem maior que o aumento no calor sensível da água do mar de entrada. A razão para essa diferença é que a água do mar é utilizada para resfriar o ar e condensar a umidade. Quando a temperatura desta aumenta, a capacidade de resfriamento é reduzida. Logo, o ganho na produção de destilado para um aumento na energia de entrada é pequeno. Sendo assim, caso uma fonte de calor extra

esteja disponível, recomenda-se que ela seja colocada imediatamente antes ou depois do coletor solar, de maneira a atingir a produção ótima de destilado.

5.2 Modelo B

5.2.1 Estimação dos parâmetros e eficiência do modelo

A estimação dos parâmetros do modelo matemático B foi feita para diferentes pesos na função objetivo (ω). Na Figura 16, mostra-se o erro médio absoluto das predições de temperaturas em relação a ω para três grupos de pontos de operação: os pontos de estimação, os pontos de validação e todos os pontos. Para $\omega \leq 0,6$, o erro na temperatura de qualquer um desses grupos é menor que $1,0\text{ }^{\circ}\text{C}$, que é o erro experimental dos termopares (Thermocouple Info, 2017) e o erro de predição do modelo A. Para $\omega \leq 0,5$, o erro na temperatura para qualquer um desses grupos é menor que $0,86\text{ }^{\circ}\text{C}$, que é o erro de predição do modelo de Hermosillo et al. (2012) (para o caso específico de $\omega = 0,5$, o erro de predição nos pontos de estimação foi aproximadamente igual ao de Hermosillo et al., 2012). Logo, conclui-se que a precisão do modelo para prever as temperaturas do processo é significativa.

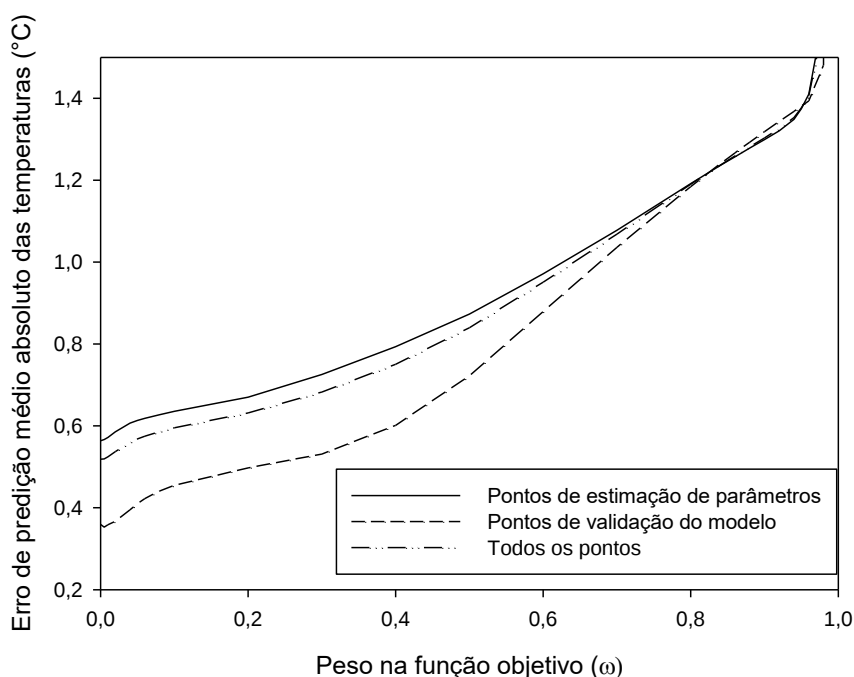


Figura 16: Erro de predição médio absoluto das temperaturas vs. peso na função objetivo.

Na Figura 17, é mostrado o erro médio relativo das predições de produção de destilado (erro médio absoluto dividido pela média experimental de $1,14\text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$) para três grupos distintos de pontos de operação: os pontos de estimação, os pontos de

validação e todos os pontos. Para $\omega \leq 0,6$, o erro de predição dos pontos de validação é menor que 4.7% e o erro dos pontos de estimação é maior que 4.7%. Para $\omega \geq 0,6$, a situação se inverte: o erro dos pontos de validação é maior que 4.7% e o dos pontos de estimação menor que 4.7%.

Fazendo uma análise conjunta das Figuras 16 e 17, conclui-se que o peso $\omega = 0,6$ é o peso ótimo para esse conjunto de pontos operacionais. Pois, o erro médio absoluto da temperatura está abaixo do erro experimental de 1,0 °C e o erro médio relativo da produção de destilado é por volta de 4.7% para os pontos de estimação e validação.

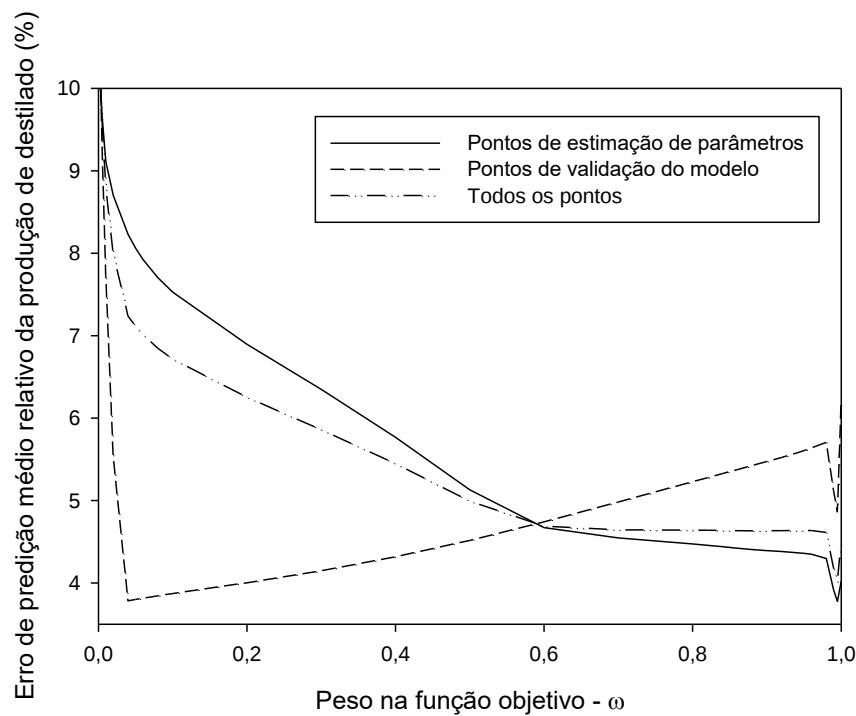


Figura 17: Erro de predição médio relativo da produção de destilado vs. peso na função objetivo.

Sendo assim, o modelo B é o que melhor prediz a produção de destilado dentre os modelos estudados, pois apresenta um erro de apenas 4.7%, enquanto os modelos mais precisos da literatura apresentaram erro de predição de 9% e o modelo A apresentou erro de predição de 6.2%. Além disso, as predições de temperatura do modelo B são significativas, sendo melhores que as do modelo A e do erro experimental (Thermocouple Info, 2017), e próximas às de Hermosillo et al. (2012), para $\omega = 0,6$.

Os parâmetros estimados para o modelo B com o peso $\omega = 0,6$ são: $U_c = 32,18 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$, $U_h = 10,09 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$, $U_{cl} = 46,45 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$, $U_{hl} = 0,00 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ e $K \cdot a_{h,mas} = 0,2303 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}\cdot\text{s}^{-1}$.

O coeficiente de transferência de calor entre as fases líquida e gasosa do umidificador (U_h) foi aproximadamente um terço do valor estimado pelo modelo A. Essa diferença pode ser explicada pela adição do termo de entrada de energia no gás pela entrada de vapor (Equação 82) no modelo B, de forma que o U_h seja responsável apenas pela transferência de calor sensível através da interface líquido-gás ou da interface empacotamento-gás.

Assim como no modelo A, no modelo B o coeficiente de transferência de calor do umidificador para o ambiente (U_{hl}) também foi nulo, o que reforça a hipótese de que sua operação seja realmente próxima de ser adiabática.

O modelo B possui um parâmetro a mais que o modelo A e o mesmo número de parâmetros que o modelo de Hermosillo et al. (2012). Se fosse considerada operação adiabática no umidificador, os mesmos resultados seriam obtidos pelo modelo B e ele teria um parâmetro a menos que o modelo de Hermosillo et al. (2012).

A Figura 18 mostra as previsões de temperatura do modelo B com o peso $\omega = 0,6$, bem como a reta $y = x$, que seria a reta obtida se o modelo não tivesse nenhum erro. O erro médio absoluto dos pontos de estimação é $0,97\text{ }^{\circ}\text{C}$ e o dos pontos de validação é $0,88\text{ }^{\circ}\text{C}$. Observa-se que tanto os pontos de estimação como os pontos de validação estão significativamente próximos da bissetriz.

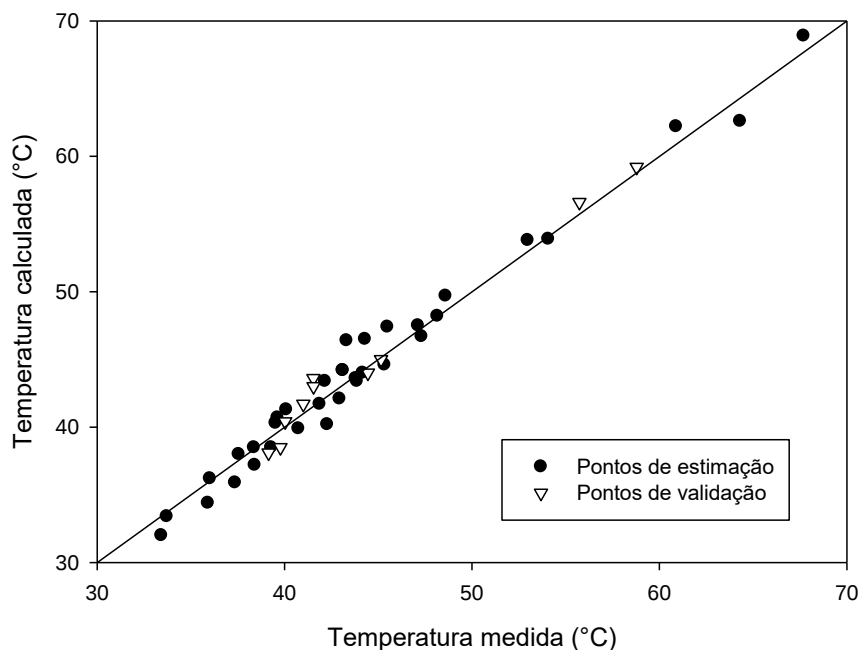


Figura 18: Temperatura calculada pelo modelo B vs. temperatura medida.

A Figura 20 mostra as previsões de produção de destilado do modelo B ($\omega = 0,6$), bem como a reta $y = x$, que seria a reta obtida se o modelo não tivesse nenhum erro. Percebe-se que os dados estão bem distribuídos acima e abaixo da bissetriz, tanto os de estimação como os de validação, e que os pontos 0,77, 1,11 e 1,45 $\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$ tiveram uma previsão muito próxima do valor experimental, o que é um indício de que o modelo é eficiente na previsão de vazão de destilado em diferentes regiões de operação. Comparando com a Figura 9, percebe-se que os dados preditos pelo modelo B estão mais próximos da bissetriz que os dos demais modelos apresentados, tanto os pontos de estimação como os pontos de validação.

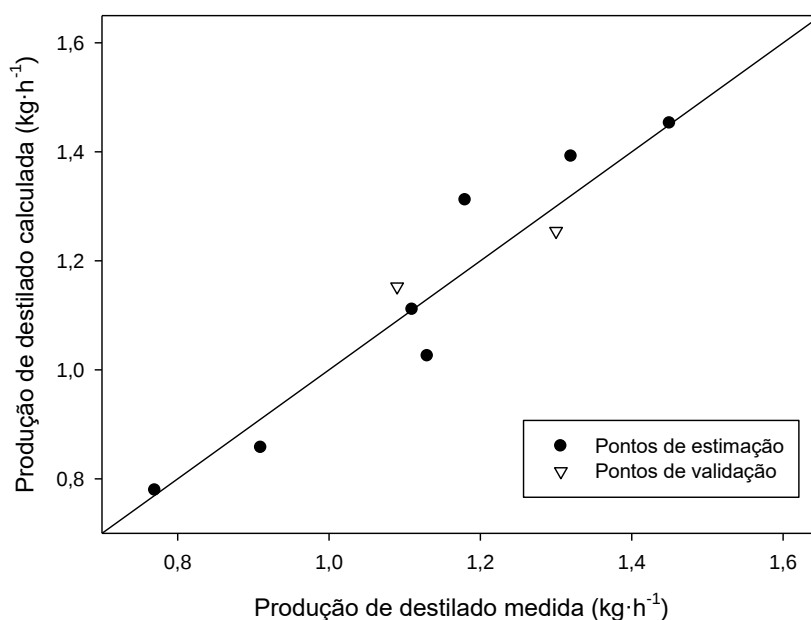


Figura 19: Vazão de destilado calculada pelo modelo B ($\omega = 0,6$) vs. vazão de destilado medida.

5.3.2 Análise de sensibilidade

A Figura 20 mostra a influência das alturas do condensador, do umidificador e do calor absorvido no coletor solar sobre a produção de destilado, de acordo com o modelo B. Comparando a influência das alturas em diferentes calores absorvidos, percebe-se o mesmo padrão:

- o aumento apenas da altura do umidificador não gera praticamente nenhum aumento na produção de destilado;
- o aumento apenas da altura do condensador gera um aumento considerável na produção de destilado, mas após uma altura limite esse aumento tende a zero; e

- o aumento conjunto das alturas do condensador e umidificador gera um aumento maior que os anteriores na produção de destilado.

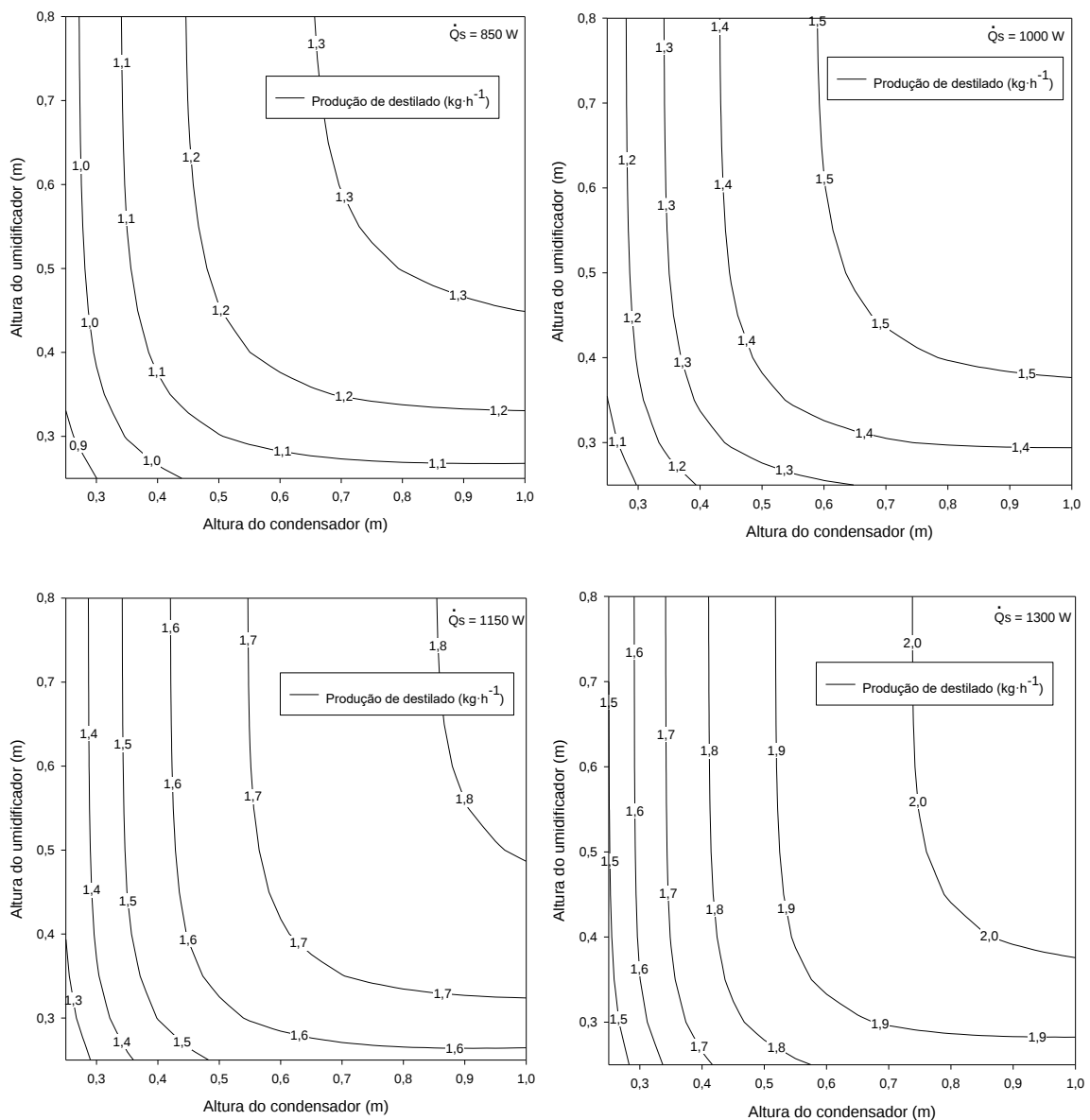


Figura 20: Produção de destilado ($\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$) (isocurvas) vs. alturas do condensador e do umidificador para diferentes calores absorvidos no coletor solar (W).

Se nenhum estudo mais aprofundado de custos fixos e de operação for feito, recomenda-se que as alturas das colunas sejam 0,70 m e 0,40 m para o condensador e umidificador, respectivamente. Pois, o aumento das colunas acima desses valores gera aumentos pouco significativos na produção de destilado para qualquer calor absorvido no coletor solar, dentre as condições estudadas.

Ao se comparar a Figura 20 com a Figura 12, que pelo modelo A analisa a sensibilidade da produção de destilado às variações de altura das colunas, percebe-se

que a influência da altura das colunas para esse processo foi invertida: de acordo com o modelo A, a altura do umidificador é mais influente na produção de destilado, enquanto pelo modelo B a altura do condensador é a mais influente na produção de destilado. Essa inversão de influências é provavelmente devido às diferenças entre os modelos, em especial devido à adição de um termo em um dos balanços de energia (Equação 81), que diminui a significância do termo de troca térmica entre as fases líquida-gasosa. Levando em conta que as previsões do modelo B são melhores que as do modelo A, é provável que a análise de sensibilidade do modelo B também seja mais eficaz que a do modelo A.

6. Considerações Finais

Dois modelos matemáticos para o processo DSUD foram propostos: um considerando ar saturado nas correntes de saída de ambas as colunas (modelo A) e o outro considerando ar saturado apenas na corrente de saída do condensador (modelo B). Os coeficientes globais de transferência de calor foram estimados por um problema de otimização que minimiza a soma dos erros ao quadrado dos dados preditos em relação aos dados experimentais de Hermosillo et al. (2012). O modelo A possui quatro parâmetros a serem estimados, enquanto o modelo B e o modelo proposto por Hermosillo et al. (2012) possuem ambos cinco parâmetros. O erro absoluto médio na predição da temperatura de ambos os modelos é próximo ao erro experimental ($\pm 1,0$ °C). Mais além, o modelo A apresenta um erro relativo de apenas 6,2% na predição da produção de destilado e o modelo B de apenas 4,7%, quando comparados aos 12% do modelo reportado por Hermosillo et al. (2012). Observou-se que se fosse considerada a operação adiabática do umidificador, os modelos A e B apresentariam os mesmos resultados com apenas três e quatro parâmetros, respectivamente, já que o coeficiente de transferência de calor do umidificador para o ambiente estimado (U_{hl}) é nulo em ambos os casos. Além disso, como o coeficiente de transferência de calor do condensador para o ambiente foi significativo para ambos os modelos e o escoamento nas colunas é consideravelmente diferente, concluiu-se que assumir que os coeficientes de transferência de calor do condensador e do umidificador para o ambiente são iguais pode reduzir a eficiência do modelo.

A análise de sensibilidade mostrou que as seguintes variações levaram a um aumento na produção de destilado: aumento na taxa de calor efetiva absorvida no coletor solar, aumento nas alturas do condensador e umidificador, aumento na temperatura da água do mar de alimentação e decréscimo na vazão de água do mar de alimentação. A variação da temperatura ambiente foi pouco significativa na produção de destilado. Concluiu-se também que um aumento na taxa de calor absorvida no coletor solar levou a um maior aumento na produção de destilado que um aumento no calor sensível da água do mar de entrada. Logo, recomenda-se que caso uma fonte de energia extra esteja disponível, ela deve ser colocada imediatamente antes ou depois do coletor solar, de forma a atingir melhor produção de destilado.

Uma análise da produção de destilado para diferentes alturas das colunas mostrou que a produção pode ser aumentada significativamente por um aumento em

ambas as alturas. Entretanto, aumentar as alturas das colunas implica em custos mais altos, que requerem uma análise de custo para definir alturas ótimas.

A metodologia aplicada para o desenvolvimento dos modelos matemáticos é viável e apresenta resultados melhores que os reportados na literatura. Como o modelo B apresentou predições melhores tanto para as temperaturas quanto para a produção de destilado, recomenda-se que este seja o modelo usado para fins de projeto, otimização, análises, entre outros.

Referências

- Abdelkader, M.; Nafy, A.; Abdelmotalip, A; Mabrouk, A. A. 1999. Parameters affecting solar still productivity. *Energy Conversion and Management* 41 (16), 1797-1809. Disponível em: [https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(99\)00188-0](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(99)00188-0).
- Ahmed, H. A., Ismail, I. M., Saleh, W. F., Ahmed, M. 2017. Experimental investigation of humidification-dehumidification desalination system with corrugated packing in the humidifier. *Desalination* 410, 19-29. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.desal.2017.01.036>.
- Al-Ismaily, H. A.; Probert, S. D. 1990. Solar-desalination prospects for the sultanate. Bedford: Department of Applied Energy, Cranfield University.
- Almeida, C. O Brasil secou. *Revista Super Interessante*, ed. 339, Editora Abril, 2014. Disponível em: <https://super.abril.com.br/ideias/o-brasil-secou/>
- Al-Sulaiman, F.A., Ismail, B. 1995. Exergy analysis of major recirculating multi-stage flash desalting plants in Saudi Arabia. *Desalination* 103, 265-270. Disponível em: [http://dx.doi.org/10.1016/0011-9164\(95\)00079-8](http://dx.doi.org/10.1016/0011-9164(95)00079-8).
- Anirudh Biswas, R. 2012. Distillation of water by solar energy. *VSRD International Journal of Mechanical Automobile and Production Engineering* 2 (5), 166-173.
- Ashrafizadeh, S. A., Amidpour, M. 2012. Exergy analysis of humidification-dehumidification desalination systems using driving forces concept. *Desalination* 285, 108-116. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.desal.2011.09.041>.
- Bergman, T. L., Lavine, A. S., Incropera, F. P., Dewitt, D. P. 2011. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 7th ed. John Wiley & Sons, Jefferson City.
- Campos, B. L. O., Costa, A. O. S., Costa Jr., E. F. 2017. Mathematical modeling and sensibility analysis of a solar humidification-dehumidification desalination system considering saturated air. *Solar Energy* 157, 321-327. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.solener.2017.08.029>
- Cerda, E. R., Gándara, M. A. P.; Zayas, L. F. 2002. Thermal performance of the condensing covers in a triangular solar still. *Renewable Energy*, v. 27, n. 2, p. 301-308. Disponível em: [https://doi.org/10.1016/S0960-1481\(01\)00196-3](https://doi.org/10.1016/S0960-1481(01)00196-3).
- CONAMA (Conselho Nacional do Meio Ambiente). Resolução nº 357, de 17 de março de 2005. Disponível em: <http://www.mma.gov.br/port/conama/legiabre.cfm?codlegi=459>. Acesso em: 14 de junho de 2016.
- El-Shazly, A. H., Al-Zahrani, A. A., Alhamed, Y. A., Nosier, S. A. Productivity intensification of humidification-dehumidification desalination unit by using pulsed water flow regime. *Desalination* 293, 53-60. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.desal.2012.02.023>

Eliasson, J. 2015. The rising pressure of global warming shortages. *Nature* 517, 6. Nature Publishing Group. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1038/517006a>

EMBRAPA (Empresa Brasileira de Pesquisa Agropecuária). Dados de concentração de sal da água nordestina. Disponível em: http://www.agencia.cnptia.embrapa.br/gestor/bioma_caatinga/arvore/CONT000g5twggzi02wx5ok01edq5s9s9b6a3.html. Acesso em: 14 de junho de 2016.

Eslamimanesh, A., Hatamipour, M. S. 2009. Mathematical modeling of a direct contact humidification-dehumidification desalination process. *Desalination* 237, 296-304. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.desal.2008.01.023>

Farid, M.M., Parekh, S., Selman, J.R., Al-Hallaj, S. 2002. Solar desalination with a humidification and dehumidification cycle: mathematical modeling of the unit. *Desalination* 151, 153-164. Disponível em: [https://doi.org/10.1016/s0011-9164\(02\)00994-3](https://doi.org/10.1016/s0011-9164(02)00994-3)

El-Dessouky, H. T., Ettouney, H. M. *Fundamentals of Salt Water Desalination*, Elsevier, 1ª ed, 2002.

Fernandes, V. Crimes disparam na guerra pela água devido à seca no Espírito Santo. *Gazeta Online*. Disponível em: http://gazetaonline.com.br/_conteudo/2016/09/noticias/cidades/3977303-crimes-disparam-na-guerra-pela-agua-devido-a-seca-no-espírito-santo.html. Acesso em setembro de 2016.

Gaglia, A. G., Lykoudis, S., Argiriou, A. A., Balaras, C. A., Dialynas, E. 2017. Energy efficiency of PV panels under real outdoor conditions – An experimental assessment in Athens, Greece. *Renewable Energy* 101, 236-243. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2016.08.051>

Ghalavand, Y., Hatamipour, M. S., Rahimi, A. 2014. Humidification compression desalination. *Desalination* 341, 120-125. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.desal.2014.02.039>.

Gomes, R. K. A dessalinização térmica como alternativa para abastecimento de água: estudo da técnica de dessalinização térmica e avaliação econômica preliminar. Rio de Janeiro: Pontífice Universidade Católica do Rio de Janeiro, 2011. 108 p. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica.

Giwa, A., Fath, H., Hasan, S. W. 2016. Humidification-dehumidification desalination process driven by photovoltaic thermal energy recovery (PV-HDH) for small scale sustainable water and power production. *Desalination* 377, 163-171. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.desal.2015.09.018>.

Hamed, M.H., Kabeel, A.E., Omara, Z.M., Sharshir, S.W. 2015. Mathematical and experimental investigation of a solar humidification-dehumidification desalination unit. *Desalination* 358, 9-17. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.desal.2014.12.005>.

Hamieh, B. M., Beckman, J. R., Ybarra, M. D. 2001. Brackish and seawater desalination using a 20 ft² dewvaporation tower. *Desalination* 140 (3), 217-226. Disponível em: [https://doi.org/10.1016/S0011-9164\(01\)00371-X](https://doi.org/10.1016/S0011-9164(01)00371-X).

Henker, E., Rodrigues, F.S., Costa, B.M.; Kearcher, J., Machado, E.L. 2014. Água potável com desumidificação do ar e energia solar: adaptação ao stress hídrico no RS. *Engenharia Sanitária e Ambiental* 19 (3), 345-352. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1590/S1413-41522014019000000741>.

Heidari, N., Pearce, J. M. 2016. A review on review of greenhouse gas emission liabilities as the value of renewable energy for mitigating lawsuits for climate change related damages. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 55, 899-908. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.11.025>.

Hermann, M., Koschikowsky, J., Rommel, M. 2002. Corrosion-free solar collectors for thermally driven seawater desalination. *Solar Energy* 72 (5), 415–426. Disponível em: [https://doi.org/10.1016/S0038-092X\(02\)00006-3](https://doi.org/10.1016/S0038-092X(02)00006-3).

Hermosillo, J.J., Arancibia-Bulnes, C.A., Estrada, C.A. 2012. Water desalination by air humidification: Mathematical model and experimental study. *Solar Energy* 86, 1070-1076. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.solener.2011.09.016>.

Hernández, H., Rubalcaba, E., Hermosillo, J.J. 2014. Improvement of a MEH desalination unit by means of heat recovery. *Energy Procedia* 57, 2781-2786. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.egypro.2014.10.310>.

Jornal do Brasil. 2017. Seca prolongada no nordeste desperta interesse por dessalinização. Disponível em: <http://www.jb.com.br/ciencia-e-tecnologia/noticias/2017/03/26/seca-prolongada-no-nordeste-desperta-interesse-por-dessalinizacao>. Acesso em setembro de 2017.

Kaplan, R., Mamrosh, D., Salih, H. H., Dastgheib, S. A. 2017. Assessment of desalination technologies for treatment of a highly saline brine from a potential CO₂ storage site. *Desalination* 404, 87-101. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.desal.2016.11.018>.

Kudish, A. I., Gale, J., Zarmi, Y. 1982. A low cost design solar desalination unit. *Energy Conversion and Management* 22, 269-274. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.10.005>.

Lopes, J. T. Dimensionamento e análise térmica de um dessalinizador solar híbrido. 2004. Campinas: Universidade Estadual de Campinas, 92 p. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica/ Refrigeração e Condicionamento Ambiental.

Macoun, A. 2000. Alleviating water shortages — lessons form the Middle East. *Desalination Water Reuse* 10 (2), 14–20.

Mehrgoo, M.; Amidpour, M. 2011. Constructal design of humidification-dehumidification desalination unit architecture. *Desalination* 271, 62-71. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.desal.2010.12.011>.

Miller, J. A., Lienhard V, J. H. 2013. Impact of extraction on a humidification-dehumidification desalination system. *Desalination* 313, 87-96. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.desal.2012.12.005>.

Ministério da Saúde. Portaria nº 2914 de 12 de dezembro de 2011, art. 39º.

MNN (Mother Nature Network). Eight lakes and rivers that are drying up. Disponível em: <http://www.mnn.com/earth-matters/wilderness-resources/photos/7-lakes-and-rivers-that-are-drying-up/aral-sea>. Acesso em : 22 de junho de 2016.

Moumouh, J., Tahiri, M., Salouhi, M., Balli, L. 2016. Theoretical and experimental study of a solar desalination unit based on humidification-dehumidification of air. *International Journal of Hydrogen Energy* 41 (45), 20818-20822. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijhydene.2016.05.207>.

Muthusamy, C., Srithar, K. 2015. Energy and exergy analysis for a humidification-dehumidification desalination system integrated with multiple inserts. *Desalination* 367, 49-59. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.desal.2015.03.032>.

Nafey, A. S., Fath, H. E. S., El-Helaby, S. O., Soliman, A. M. 2004. Solar desalination using humidification dehumidification process. Part I. A numerical investigation. *Energy Conversion and Management* 45, 1243-1261. Disponível em: [http://dx.doi.org/10.1016/S0196-8904\(03\)00151-1](http://dx.doi.org/10.1016/S0196-8904(03)00151-1).

Narayan, G. P., McGovern, R. K., Lienhard V, J. H., Zubair, S. M. 2011. Variable pressure humidification dehumidification desalination system. *ASME/JSME Thermal Engineering Joint Conference, AJTEC 2011-44095*, March 2011, Honolulu, Hawaii, USA.

Nawayseh, N. Kh., Farid, M. M., Omar, A. A., Sabirin, A. 1999a. Solar desalination based on humidification process – II. Computer simulation. *Energy Conversion and Management* 40, 1441-1461. Disponível em: [https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(99\)00017-5](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(99)00017-5).

Nawayseh, N. Kh., Farid, M. M., Al-Hallaj, S., Al-Timimi, A. R. 1999b. Solar desalination based on humidification process – I. Evaluating the heat and mass transfer coefficients. *Energy Conversion and Management* 40, 1423-1439. Disponível em: [https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(99\)00018-7](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(99)00018-7).

Nematollahi, F., Rahimi, A., Gheinani, T. T. 2013. Experimental and theoretical energy and exergy analysis for a solar desalination system. *Desalination* 317, 23-31. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.desal.2013.02.021>.

NREL – National Renewable Energy Laboratory. 2017. Quadro de eficiência de células fotovoltaicas desenvolvidas de 1976 até 2017. Disponível em: <https://www.nrel.gov/pv/assets/images/efficiency-chart.png>. Acesso em 1 de março de 2017.

O Povo. 2017. Cagece lança novo edital para projeto de dessalinização. Disponível em: <https://www.opovo.com.br/noticias/economia/2017/08/cagece-lanca-novo-edital-para-projeto-de-dessalinizacao.html>. Acesso em setembro de 2017.

Qiblawey, H. M., Banat, F. 2008. Solar thermal desalination technologies. *Desalination* 220 (1-3), 633-644. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.desal.2007.01.059>.

Rajaseenivasan, T., Srithar, K. 2017. An investigation into a laboratory scale bubble column humidification dehumidification desalination system powered by biomass energy. *Energy Conversion and Management* 139, 232-244. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2017.02.043>.

Saneamento Ambinetal. 2016. Cubatão ganha primeira planta. Disponível em: <http://www.sambiental.com.br/noticias/cubat%C3%A3o-ganha-primeira-planta>. Acesso em setembro de 2017.

Sharshir, S. W., Peng, G., Yang, N., El-Samadony, M. O. A., Kabeel, A. E. 2016. A continuous desalination system using humidification-dehumidification and a solar still with an evacuated solar water heater. *Applied Thermal Engineering* 104, 734-742. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.05.120>

Sharqawy, M. H., Antar, M. A., Zubair, S. M., Elbashir, A. M. 2014. Optimum thermal design of humidification dehumidification desalination systems. *Desalination* 349, 10-21. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.desal.2014.06.016x>

Silva, M. C. C.; Sens, M. L.; Soares, C.; Andrade Neto, C.O. 2014. Water purification by direct solar distillation process in isolated households. *Acta Scientiarum* 36 (1), 75-80. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.4025/actascitechnol.v36i1.18737>.

Smith, J.M., Van Ness, H.C., Abbott, M.M. 2007. Introdução à termodinâmica da engenharia química. LTC, Rio de Janeiro, 626p.

Soufari, S. M., Zamen, M., Amidpour, M. 2009. Performance optimization of the humidification-dehumidification desalination process using mathematical programming. *Desalination* 237, 305-317. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.desal.2008.01.024>

Summers, E. K., Antar, M. A., Lienhard V, J. H. 2012. Design and optimization of an air heating solar collector with integrated phase change material energy storage for use in humidification-dehumidification desalination. *Solar Energy* 86, 3417-3429. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.solener.2012.07.017>

Thermocouple Info. 2017. Type T thermocouple accuracy. Available at: <http://www.thermocoupleinfo.com/type-t-thermocouple.htm>. Access in July 2017.

Treybal, R. E. 1981. Mass Transfer Operations. McGraw-Hill Book Company. 3^a ed. Singapura, 1981. 784p.

UN-WATER. There are currently more than 16000 desalination plants worldwide. Outubro de 2014. Disponível em: <http://www.unwater.org/statistics/statistics-detail/fi/c/211827/>. Acesso em 1 de março de 2017.

Wassouf, P., Peska, T., Sing, R., Akbarzadeh, A. 2011. Novel and low cost designs of portable solar stills. Desalination 276 (1-3), 294-302. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.desal.2011.03.069>.

Wu, G., Zheng, H., Kang, H., Yang, Y., Cheng, P., Chang, Z. 2016. Experimental investigation of a multi-effect isothermal heat with tandem solar desalination system based on humidification-dehumidification process. Desalination 378, 100-107. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.desal.2015.09.024>.

Wu, G., Zheng, H., Ma, X., Kutlu, C., Su, Y. 2017. Experimental investigation of a multi-stage humidification-dehumidification desalination system heated directly by a cylindrical Fresnel lens concentrator. Energy Conversion and Management 143, 241-251. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2017.04.011>.

Xiong, R., Wang, S., Wang, Z. 2006. A mathematical model for a thermally coupled humidification-dehumidification desalination process. Desalination 196, 177-187. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.desal.2006.01.012>.

Zamen, M., Soufari, S. M., Vahdat, S. A., Amidpour, M., Zeinali, M. A., Izanloo, H., Aghababaie, H. 2014. Experimental investigation of a two-solar stage humidification-dehumidification desalination process. Desalination 332, 1-6. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.desal.2013.10.018>.

Zubair, M. I., Al-Sulaiman, F. A., Antar, M. A., Al-Dini, S. A., Ibrahim, N. I. 2017. Performance and cost assessment of solar driven humidification dehumidification desalination system. Energy Conversion and Management 132, 28-39. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2016.10.005>.