



Universidade Federal
do Rio de Janeiro

Escola Politécnica

ESTUDO DE MEIOS DE OBTENÇÃO DE ÁGUA POTÁVEL A PARTIR DA CONDENSAÇÃO DA UMIDADE DO AR

Lucas Motta de Aquino

Projeto de Graduação apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Engenheiro.

Orientadores: Alexandre Salem Szklo e

David Alves Castelo Branco

Rio de Janeiro

Julho de 2018



UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO

Departamento de Engenharia Mecânica

DEM/POLI/UFRJ



Universidade Federal
do Rio de Janeiro
Escola Politécnica

ESTUDO DE MEIOS DE OBTENÇÃO DE ÁGUA POTÁVEL A PARTIR DA
CONDENSAÇÃO DA UMIDADE DO AR

Lucas Motta de Aquino

PROJETO FINAL SUBMETIDO AO CORPO DOCENTE DO DEPARTAMENTO DE
ENGENHARIA MECÂNICA DA ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE
FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS
PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE ENGENHEIRO MECÂNICO.

Aprovado por:

Prof. Alexandre Salem Szklo, D.Sc (Orientador)

Prof. David Alves Castelo Branco, D.Sc (Orientador)

Prof. Sílvio Carlo Aníbal Mendonça, D.Sc

RIO DE JANEIRO, RJ – BRASIL

JULHO de 2018

Aquino, Lucas Motta de

Estudo de meios de obtenção de água potável a partir da condensação da umidade do ar/ Lucas Motta de Aquino. – Rio de Janeiro: UFRJ/ESCOLA POLITÉCNICA, 2018.

X, 70 p.: il,; 29,7 cm

Orientadores: Alexandre Salem Szklo e David Alves Castelo Branco.

Projeto de Graduação – UFRJ/ Escola Politécnica/ Curso de Engenharia Mecânica, 2018

Referências bibliográficas: p. 69-70.

1. Condensação. 2. Psicrometria. 3. Refrigeração. 4. Geração de energia desconectada da rede. I. Szklo, Alexandre Salem *et al.* II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, UFRJ, Engenharia Mecânica. III. Estudo de meios de obtenção de água potável a partir da condensação da umidade do ar

AGRADECIMENTOS

Separo esse espaço para lembrar de algumas pessoas responsáveis pelo meu êxito durante a graduação.

Primeiramente, agradeço à minha família. Ao meus pais, Ricardo e Paula, por sempre terem apoiado as minhas decisões e me ajudado a enfrentar as dificuldades que passei. À minha irmã Fernanda pela companhia e parceria, desde a minha adaptação inicial até a conclusão do curso. Aos meus padrinhos Ronaldo e Maria pelo carinho e cuidado.

Agradeço a meus amigos, tanto àqueles que fiz antes de ingressar na universidade quanto aos que fiz depois. Em especial agradeço ao João Paulo, com o qual tive a sorte de passar grande parte do meu tempo durante a graduação, o que tornou minha jornada mais fácil e alegre.

Agradeço também aos grandes professores que tive, que me motivaram a aprender sempre mais, me tornando um aluno e, por fim, um engenheiro melhor. Destaco meus professores Alexandre e David, que despertaram em mim um grande interesse no conteúdo que tão bem me ensinaram e por me concederem a oportunidade de escrever o presente projeto, me orientando sempre que precisei de auxílio.

Agradeço por fim a todos àqueles cujos nomes não foram citados, mas que foram essenciais na minha formação como pessoa e como engenheiro.

Resumo do Projeto de Graduação apresentado à Escola Politécnica/ UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

ESTUDO DE MEIOS DE OBTENÇÃO DE ÁGUA POTÁVEL A PARTIR DA CONDENSAÇÃO DA UMIDADE DO AR

Lucas Motta de Aquino

Julho/2018

Orientadores: Alexandre Salem Szklo e David Alves Castelo Branco

Curso: Engenharia Mecânica

Estiagens e instabilidades climáticas incentivam elaboração de novos meios de garantir a sobrevivência humana, que requer determinada quantidade de água potável diariamente. Um dos cenários possíveis a ser avaliado é uma região geográfica caracterizada pelo afastamento de reservatórios hídricos e com pouca precipitação. Uma forma de se obter água nessas condições se dá a partir da condensação da umidade do ar. Utilizando conceitos de psicrometria, podemos calcular a demanda energética de um equipamento capaz de extrair água do ar atmosférico. O princípio básico para favorecer a condensação é atingir o ponto de orvalho do ar até seu estado saturado, e seguindo com o resfriamento, condensando o vapor d'água presente no ar atmosférico ao estado líquido. A remoção de calor do ar pode ser obtida utilizando-se um refrigerador operando em um ciclo de compressão de vapor. Para suprir a demanda por energia elétrica de tal equipamento, calculamos uma instalação de painéis solares fotovoltaicos com potência suficiente para gerar um volume de água o suficiente para sustentar a vida humana.

Palavras-chave: Condensação, Psicrometria, Refrigeração, Geração de energia desconectada da rede.

Abstract of Undergraduate Project presented to POLI/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Mechanical Engineer

STUDY OF THE MEANS OF OBTAINING POTABLE WATER FROM THE
CONDENSATION OF AIR HUMIDITY

Lucas Motta de Aquino

Julho/2018

Advisors: Alexandre Salem Szklo e David Alves Castelo Branco

Course: Mechanical Engineer

Droughts and climatic instabilities encourage the development of new means of guaranteeing human survival, which requires a certain quantity of drinking water daily. One of the possible scenarios to be evaluated is a geographic region characterized by the withdrawal of water reservoirs and with little precipitation. One way of obtaining water under these conditions is from the condensation of air humidity. Using concepts of psychrometry, we can calculate the energy demand of an equipment capable of extracting water from atmospheric air. The basic principle to favor condensation is to reach the dew point of the air to its saturated state, and then with the cooling, condensing the water vapor present in the atmospheric air to the liquid state. Removal of heat from the air can be achieved by using a cooler operating in a steam compression cycle. To meet the demand for electrical energy from such equipment, we calculate an installation of photovoltaic solar panels with enough power to generate enough water to sustain human life.

Keywords: Condensation, Psychrometry, Refrigeration, Off-grid power generation.

SUMÁRIO

1	Introdução.....	1
1.1	Motivação	1
1.2	Objetivo	2
2	Revisão bibliográfica.....	3
2.1	Princípios básicos	3
2.2	Revisão da Termodinâmica	4
2.2.1	Refrigeração.....	4
2.2.2	Mistura de ar e vapor	6
2.2.3	Psicrometria	8
2.2.4	Diagrama psicrométrico	11
2.2.5	Aplicação em processos.....	12
2.2.6	Trabalho de compressão	14
2.3	Materiais adsorvedores	19
2.4	Tecnologia já aplicada	21
2.4.1	Uso de refrigeração.....	21
2.4.2	Uso de materiais adsorvedores	23
2.4.3	Uso da compressão do ar	24
3	Disponibilidade energética e o software RETScreen	26
3.1	RETScreen Expert, resumo de funcionalidades.....	26
3.2	Conhecendo o programa	27
4	Projetos conceituais.....	37
4.1	Refrigeração pura.....	37
4.1.1	Capacidade de extração de água do ar	37
4.1.2	Demanda energética	39
4.1.3	Limitação do projeto.....	41

4.2	Compressão do ar.....	42
5	Estudo de caso.....	47
5.1	Local da instalação.....	47
5.2	Dados climáticos do local da instalação	48
5.3	Objetivos e dados iniciais de projeto	49
5.4	Energia necessária para condensação	51
5.4.1	Caso sem compressão do ar.....	51
5.4.2	Caso com compressão de ar	53
5.5	Ciclo de refrigeração.....	55
5.6	Melhorias de projeto	59
5.7	Estimativa de potência para circulação de ar.....	62
5.8	Sistema f-v	63
6	Conclusão e Recomendações	67
	Referências	69

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2-1 - Desenho esquemático do uso de um sistema de refrigeração	4
Figura 2-2 - Desenho esquemático de um sistema de refrigeração por compressão de vapor.....	5
Figura 2-3 - Lei de Dalton das pressões parciais para uma mistura de dois gases ideais	7
Figura 2-4 - Lei de Amagat dos volumes parciais para uma mistura de dois gases ideais	7
Figura 2-5 - Gráfico T-s, demonstração da temperatura de orvalho.....	11
Figura 2-6 - Desenho esquemático do diagrama psicrométrico	12
Figura 2-7 - Processo de formação de orvalho	13
Figura 2-8 - Representação esquemática e diagrama P-V de um processo politrópico	15
Figura 2-9 - Máquina EcoloBlue 30E	22
Figura 2-10 - Dispositivo com adsorvedor e condensador	23
Figura 3-1 - Tela inicial do programa RETScreen Expert.....	28
Figura 3-2 - Aba "Local"	28
Figura 3-3 - Ícone para seleção de localidade	29
Figura 3-4 - Tela para seleção de localidade	29
Figura 3-5 - Dados geográficos e climáticos da região escolhida	30
Figura 3-6 - Tela de seleção da instalação.....	31
Figura 3-7 - Seleção da fonte de geração de energia	32
Figura 3-8 - Seleção de dados de um sistema de geração fotovoltaico	32
Figura 3-9 - Dados de radiação horizontal solar na região escolhida.....	33
Figura 3-10 - Resultados da inclinação na radiação solar inclinada.....	34
Figura 3-11 - Seleção de painéis solares a partir da base de dados de produtos.....	35
Figura 3-12 - Energia elétrica gerada pelo painel solar escolhido.....	36
Figura 4-1 - Visualização da formação de orvalho a partir da carta psicrométrica	38
Figura 4-2 - Diagrama T-s do ciclo de refrigeração por compressão de vapor [4].....	39
Figura 4-3 - Visualização dos valores limites para formação de orvalho.....	42
Figura 5-1 - Precipitação média anual do Nordeste e Semiárido brasileiro [16].....	47
Figura 5-2 - Seleção da localidade no RETScreen Expert.....	48
Figura 5-3 - Variação da insolação diária.....	50
Figura 5-4 - Desenho esquemático de recuperador de calor.....	60
Figura 5-5 - Energia mensal gerada utilizando os painéis solares escolhidos	64
Figura 5-6 - Gráfico comparativo entre demanda e geração mensal de energia	65

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 4-1: Resultado da compressão do ar no processo de formação de orvalho.	45
Tabela 5-1: Dados climáticos mensais da localidade escolhida.....	49
Tabela 5-2: Vazão mássica de ar e potência de refrigeração para diferentes quantidades de água por dia.....	52
Tabela 5-3: Cálculo da vazão mássica e potência de refrigeração para ar com atm de pressão.....	53
Tabela 5-4: Potência de compressão.....	54
Tabela 5-5: Vazão mássica de refrigerante e potência de compressão.....	59
Tabela 5-6: Entalpia do ar ao passar pelo recuperador de calor.....	61
Tabela 5-7: Calculo da vazão mássica de ar e potência de refrigeração utilizando recuperador de calor.....	61
Tabela 5-8: Vazão mássica e potência de compressão do refrigerante utilizando o recuperador de calor.....	62
Tabela 5-9: Energia mensal necessária para condensar 4 kg de água por dia.....	64

1 INTRODUÇÃO

1.1 MOTIVAÇÃO

Água potável é um elemento essencial para todas as formas de vida do planeta, consequentemente para o uso humano. A maioria da população não percebe a questão de acesso à água como um problema, entretanto mais de 600 milhões de pessoas ao redor do mundo tem dificuldade no acesso à água potável [1]. Uma fração considerável da população não tem fácil acesso a uma fonte de água de qualidade e por isso, têm sua saúde comprometida e em casos mais graves podem morrer por desidratação.

Apesar de ser abundante no mundo, ocupando aproximadamente 71% da superfície terrestre[2], apenas 2,5% é encontrada em forma doce e 0,007% é apropriada para consumo humano[3]. A água doce é tratada para atender a demanda da população mundial, mas diversas questões geográficas e sociais impedem que toda a população tenha acesso a esse bem tão fundamental.

Populações que vivem longe de centros urbanos usualmente não têm acesso a água que passou por estações de tratamento, ou em casos mais graves, vivem em regiões onde o recurso é escasso devido às condições climáticas ou à geografia do local. Essas pessoas normalmente dependem suas vidas em uma fonte incerta de água, que muitas vezes é de difícil acesso.

Apesar de ser difícil de ser encontradas na forma líquida em diversas regiões, a água sempre está presente na atmosfera mesmo que em pequenas concentrações. Percebe-se sua presença no ar quando nuvens começam a se formar devido a condensação o que ocasionalmente resulta em precipitação.

No nosso dia a dia nos deparamos com um fenômeno físico que remove a água do estado gasoso da atmosfera e a condensa para o estado líquido sobre uma superfície. Observamos esse acontecimento no orvalho, onde mesmo sem nenhuma chuva, o gramado de algum jardim amanhece completamente molhado. Observamos também quando deixamos um copo com bebida gelada repousando sobre uma mesa e após algum tempo surgem gotas d'água sobre a superfície fria do vidro.

Esse acontecimento tão recorrente na natureza pode se tornar uma forma de se obter água quando essa não é obtida das formas convencionais já existentes. Entendendo o funcionamento desse fenômeno físico e o que é necessário para remover a água da atmosfera, podemos projetar um equipamento cuja função é justamente usar os princípios que tornam possível a extração da umidade do ar em forma de água potável, suprimindo as necessidades humanas.

1.2 OBJETIVO

Esse projeto se propõe a resolver problemas de falta d'água em regiões onde o recurso é escasso e muitas vezes fora do grid, tornando-se necessária a utilização de fontes alternativas de energia disponíveis em determinada região de estudo. Avaliaremos uma máquina capaz de ativamente remover a água do ar e se sua implantação terá capacidade de produzir água suficiente para que seja relevante em uma situação real de projeto.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 PRINCÍPIOS BÁSICOS

O objeto de estudo será a avaliação dos diferentes métodos e diferentes tecnologias que podem ser empregadas na obtenção de água a partir da atmosfera. Será estudada a demanda energética dos equipamentos necessários para atingir essa função e avaliada a sua viabilidade.

Atualmente já existem aparatos que cumprem o objetivo de remover a umidade da atmosfera em forma de água potável. A seguir será descrito como essas máquinas funcionam, qual tecnologia é empregada e quais são os princípios físicos utilizados.

O ar atmosférico é composto por uma mistura de gases, principalmente nitrogênio e oxigênio, e vapor d'água. Essa água provém da evaporação da água de rios, oceanos, transpiração animal e vegetal dentre outras fontes. O estudo e entendimento dos conceitos de psicrometria serão essenciais nas análises do comportamento da mistura do ar com o vapor d'água.

Para remover o vapor de água da atmosfera, podemos usar alguns processos termodinâmicos. Quando o ar com determinada quantidade de água encontra um objeto suficientemente frio, parte do vapor condensa sobre sua superfície.

O condicionamento de ar, além de resfriar o ambiente, também tem como objetivo remover água do ar, considerando o condicionamento de regiões quentes e úmidas. Então, um sistema de ar condicionado é capaz de obter água do ar, logo projetos semelhantes são usados para a extração de água potável da atmosfera.

Uma limitação para essa tecnologia é a quantidade de água presente no ar. Em regiões muito secas, a temperatura do evaporador pode não ser suficientemente fria a ponto de condensar o vapor de água que passa por ele. Uma solução para esse problema ocorre com o uso de materiais dessecantes, que absorvem a água presente no ar que depois é condensada em um aparato semelhante a um evaporador.

2.2 REVISÃO DA TERMODINÂMICA

Para descrever os processos físicos envolvidos nos equipamentos que serão apresentados nesse estudo, será revisada a teoria que rege os fenômenos físicos citados. Para isso, apresentaremos uma revisão da termodinâmica na atual seção. A seguir serão apresentados os conceitos de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor e conceitos da psicrometria.

2.2.1 Refrigeração

A Segunda Lei da Termodinâmica limita que processos espontâneos de transferência de calor ocorra entre um reservatório térmico quente e um reservatório térmico frio, onde uma máquina opere em um ciclo termodinâmico no qual suas únicas interações com o ambiente sejam receber calor de uma fonte mais fria e rejeitar calor para uma fonte mais quente, como descrito no Enunciado de Clausius. Para que o fluxo ocorra no sentido oposto, ou seja, o reservatório frio perdendo calor e o reservatório quente recebendo calor, é necessário que seja aplicado trabalho nesse ciclo. Máquinas que utilizam trabalho para gerar um fluxo de energia via interação calor de um ambiente frio para um ambiente quente são chamadas de refrigeradores.

Refrigeradores são dispositivos onde o fluido de trabalho, nesse caso chamado de refrigerante, opera em um ciclo termodinâmico. Um refrigerador é mostrado esquematicamente na figura abaixo.

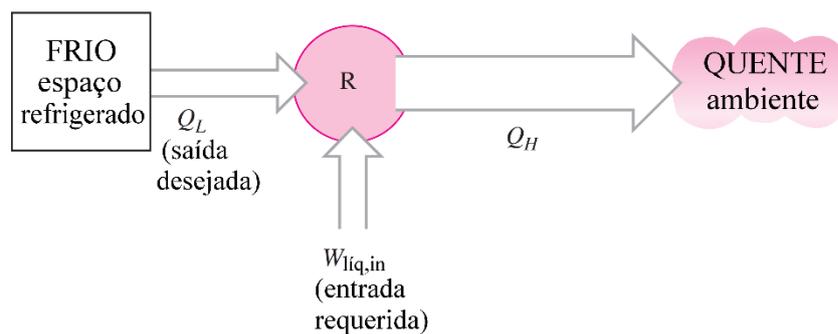


Figura 2-1 - Desenho esquemático do uso de um sistema de refrigeração [4]

Onde Q_L é o calor removido do ambiente a ser refrigerado, Q_H é o calor rejeitado para o ambiente quente e $W_{liq,in}$ é o trabalho líquido fornecido ao refrigerador.

O ciclo de refrigeração utilizado para modelar sistemas de refrigeração é o ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal. Ele é composto por 4 elementos sendo eles: o compressor, o condensador, a válvula de expansão e o evaporador.

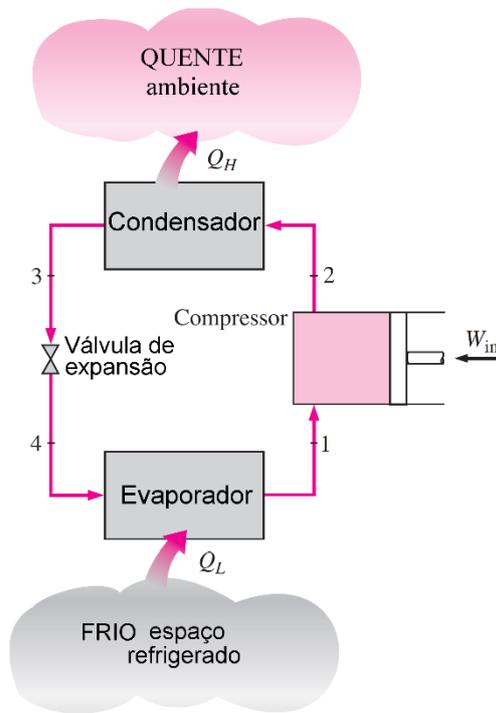


Figura 2-2 - Desenho esquemático de um sistema de refrigeração por compressão de vapor [4]

Para explicar o funcionamento do equipamento, explicaremos cada processo individualmente.

1-2 Compressão de vapor. Nessa etapa, o refrigerante a baixa pressão entra no compressor que eleva sua pressão em uma compressão politrópica. O objetivo dessa compressão é que o fluido atinja uma pressão cuja temperatura de saturação seja maior que a temperatura do ambiente quente, de modo que possa ser rejeitado calor e o vapor condense.

2-3 Condensação. Nessa etapa, o vapor a alta pressão entra no condensador e rejeita calor para o ambiente que está a uma temperatura mais baixa do que a do fluido, a pressão constante. Ao fim desse processo, deseja-se que o fluido esteja no estado de líquido saturado.

3-4 Expansão. Nessa etapa, o líquido a alta pressão passa por uma válvula de expansão que reduz a pressão do fluido isentalpicamente, a partir da perda de carga envolvida. Ao fim desse processo, o fluido se torna uma mistura saturada com baixo título a baixa pressão, de

modo que a temperatura de saturação seja menor que a temperatura do ambiente a ser resfriado para que ele possa se manter removendo calor da fonte fria.

4-1 Evaporação. Nessa etapa, a mistura fria e a baixa pressão entra no evaporador e remove calor do ambiente a ser resfriado a uma pressão constante. Ao fim do processo o refrigerante deve estar totalmente vaporizado para finalizar o ciclo e entrar novamente no compressor.

O resultado desse ciclo é uma máquina que se utiliza do trabalho mecânico de um compressor para conseguir remover calor de um ambiente mais frio e ceder calor para um ambiente mais quente.

Podem ser aplicadas diversas modificações ao ciclo básico para a obtenção de um sistema mais eficiente, porém para nosso estudo, considerar o uso do ciclo ideal é o suficiente.

2.2.2 Mistura de ar e vapor

Quando estudamos o ar atmosférico, devemos entender o conceito de mistura de gases, já que tratamos de vapor d'água e gás atmosférico em conjunto. Ar é uma mistura de nitrogênio, oxigênio e pequenas quantidades de outros gases. O ar na atmosfera normalmente contém vapor de água e é chamado de ar atmosférico. Já o ar que não contém vapor de água é chamado de ar seco.

É conveniente tratar o ar como uma mistura de vapor d'água com ar seco já que a composição do ar seco se mantém relativamente constante, enquanto a quantidade de vapor d'água varia como resultado da condensação e evaporação de oceanos, lagos, rios, chuviros e até do corpo humano.

Essa mistura pode ser caracterizada pela fração molar ou pela fração mássica de cada componente. A partir dessa caracterização temos o interesse de relacionar as diversas propriedades termodinâmicas como temperatura, volume e pressão. Para a faixa de temperaturas tratadas nesse projeto, temperaturas de ambientes externos, tanto o ar seco quanto o vapor d'água podem ser tratados como gases ideais com um erro menor que 0,2% [4], portanto o ar atmosférico pode ser tratado como uma mistura de gases ideais.

Dois modelos são utilizados para estudar as propriedades termodinâmicas das misturas de gases e explicar como é a interação dos deferentes componentes da mistura. O primeiro

modelo é a Lei de Dalton das pressões parciais que diz que a pressão de uma mistura de gases é igual à soma das pressões que cada gás exerceria se este existisse sozinho na temperatura e volume da mistura. O segundo modelo é a Lei de Amagat dos volumes parciais que diz que o volume de uma mistura de gases é igual à soma dos volumes que cada gás ocuparia se este existisse sozinho na temperatura e pressão da mistura.

Ambos os modelos descrevem exatamente misturas de gases ideais, mas apenas aproximam misturas de gases reais. Mas para os fins do projeto aqui apresentado, elas são suficientemente acuradas já que ar atmosférico possui baixa densidade, temperaturas e pressões moderadas, e pode ser modelado pelo modelo de gases ideais com pequenos erros.

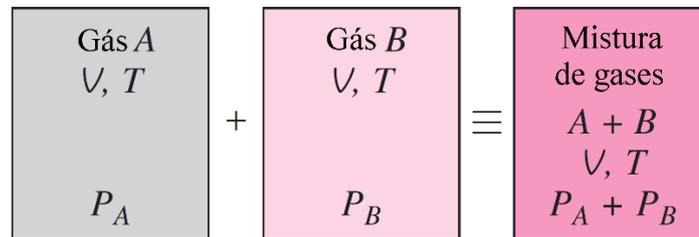


Figura 2-3 - Lei de Dalton das pressões parciais para uma mistura de dois gases ideais

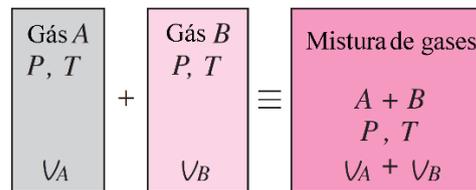


Figura 2-4 - Lei de Amagat dos volumes parciais para uma mistura de dois gases ideais

O modelo mais utilizado e que será considerado nos cálculos desse projeto será a Lei de Dalton. Como já descrito, esse modelo implica que os componentes individuais não aplicariam a pressão da mistura p , mas sim uma pressão parcial e a soma das pressões parciais de todos os componentes iguala-se à pressão da mistura. A pressão parcial do componente i , p_i , é a pressão que n_i mols do componente i iria exercer se o componente estivesse sozinho no volume V à temperatura da mistura T . A pressão parcial pode ser estimada por meio da utilização da equação de estado de gás ideal

$$P_i = \frac{n_i \bar{R}T}{V} \quad (2.1)$$

A razão entre a pressão parcial, descrita pela equação acima, e a pressão total de uma mistura resulta em:

$$\frac{P_i}{P} = \frac{\frac{n_i \bar{R}T}{V}}{\frac{n \bar{R}T}{V}} = \frac{n_i}{n} = y_i \quad (2.2)$$

Onde y_i é a fração molar do componente i na mistura.

Por essa equação, podemos concluir que a pressão que um componente de uma mistura exerce é proporcional à sua fração molar. Esse resultado será bastante útil quando forem analisadas as propriedades termodinâmicas do vapor d'água presente no ar atmosférico.

2.2.3 Psicrometria

Psicrometria é o campo de engenharia que estuda as propriedades termodinâmicas das misturas de gás e vapor. Nela os conceitos de misturas de gases vistos na seção anterior são aplicados para a composição do ar atmosférico. Além de estudar o comportamento e propriedades da mistura no estado gasoso, também são analisados os processos de mudança de fase da água na mistura, seja evaporando ou condensando. Com esse entendimento poderemos explicar precisamente as condições necessárias para que a água vaporizada possa ser extraída do ar atmosférico no estado líquido.

Como já citado, para as condições ambientais típicas tratadas nesse trabalho, o vapor d'água pode ser tratado como gás ideal com um erro desprezível. Dessa forma, vapor d'água no ar se comporta como se existisse sozinho e obedece a relação de gases ideais $PV = RT$. Então o ar atmosférico pode ser tratado como uma mistura de gases ideais na qual a pressão é a soma das pressões parciais do ar seco P_a e a do vapor d'água P_v :

$$P = P_a + P_v \quad (2.3)$$

A pressão parcial do vapor d'água é usualmente chamada de pressão de vapor. Essa é a pressão que o vapor exerceria se existisse sozinho na temperatura e volume do ar atmosférico.

Existem diversas maneiras de especificar a quantidade de vapor d'água no ar. A maneira mais lógica, mas não a mais utilizada, é especificar diretamente a massa do vapor d'água presente em uma unidade de massa de ar seco. Isso é chamado de **umidade específica** ou **absoluta** e é denotada pelo símbolo ω :

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} \text{ (kg vapor d'água/kg ar seco)} \quad (2.4)$$

Utilizando a equação de gases ideais para misturas, modelo de Dalton, a umidade específica também pode ser expressada como

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = \frac{P_v V / R_v T}{P_a V / R_a T} = 0,622 \frac{P_v}{P_a} \quad (2.5)$$

Ou

$$\omega = \frac{0,622 P_v}{P - P_v} \quad (2.6)$$

Onde P é a pressão total.

Por definição, ar seco não contém nenhum vapor d'água, e assim sua umidade específica é zero. A medida que é adicionado vapor d'água ao ar seco, sua umidade específica aumenta. Com a adição de vapor d'água ao ar a umidade específica irá crescer até o que o ar não absorva mais umidade. Nesse ponto, diz-se que o ar está saturado de umidade, e ele é chamado de ar saturado. Toda umidade introduzida no ar saturado se condensará. A quantidade de vapor d'água no ar saturado a uma temperatura e pressão especificadas pode ser determinada pela Equação 2.6 substituindo P_v por P_g , a pressão de saturação de água àquela temperatura.

O ar úmido também pode ser descrito em termos da *umidade relativa* φ , definida como a razão das frações molares do vapor d'água y_v em uma dada amostra de ar e a fração molar de uma amostra de ar úmido saturado $y_{v,sat}$ à mesma temperatura e pressão da mistura:

$$\varphi = \frac{y_v}{y_{v,sat}} \Bigg)_{T,P} \quad (2.7)$$

Como $P_v = y_v \cdot P$ e $P_g = y_{v,sat} \cdot P$, a umidade relativa pode ser expressa como

$$\varphi = \frac{P_v}{P_g} \Bigg)_{T,P} \quad (2.8)$$

Combinando as Equações 2.6 e 2.8, também podemos expressar a umidade relativa e absoluta como

$$\varphi = \frac{\omega P}{(0,622 + \omega)P_g} \quad (2.9)$$

e

$$\omega = \frac{0,622\varphi P_g}{P - \varphi P_g} \quad (2.10)$$

A umidade relativa varia de 0 para o ar seco até 1 para o ar saturado. Pode-se perceber que a quantidade de umidade que o ar pode conter depende de sua temperatura. Portanto, a umidade relativa do ar muda com a temperatura, mesmo quando sua umidade específica permanece constante.

Quando o ar está com um alto valor de umidade relativa, mantendo-se a pressão constante, uma queda de temperatura faz com que a capacidade de absorção de umidade do ar se torne igual ao seu conteúdo de umidade. Nesse ponto, o ar está saturado e sua umidade

relativa é de 100%. Qualquer outra queda da temperatura resulta na condensação de parte da umidade e esse é o começo da formação de orvalho.

A temperatura de ponto de orvalho (*dew-point*) T_{dp} é definida como a temperatura na qual a condensação começa quando o ar é resfriado a pressão constante. Em outras palavras, T_{dp} é a temperatura de saturação da água correspondente à pressão do vapor:

$$T_{dp} = T_{sat@P} \quad (2.11)$$

O processo de formação de orvalho está ilustrado no gráfico T-s abaixo

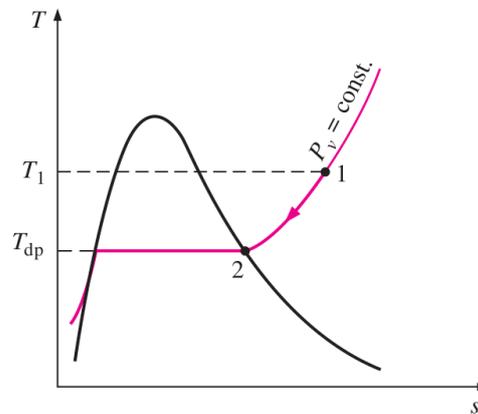


Figura 2-5 - Gráfico T-s, demonstração da temperatura de orvalho

À medida que o ar resfria a pressão constante, a pressão do vapor P_v permanece constante, visto que nem a pressão absoluta e nem a composição da mistura do ar são alterados no processo. Assim, o vapor no ar (estado 1) passa por um processo de resfriamento a pressão constante até atingir a linha de vapor saturado (estado 2). Nesse ponto, a temperatura é T_{dp} , e se a temperatura cair mais ainda, parte do vapor se condensa. Como resultado, a quantidade de vapor no ar diminui, o que resulta em uma diminuição em P_v . O ar permanece saturado durante o processo de condensação e, portanto, segue uma trajetória de umidade relativa de 100% (a linha do vapor saturado). A temperatura comum e a temperatura do ponto de orvalho do ar saturado são idênticas.

2.2.4 Diagrama psicrométrico

O estado do ar atmosférico a uma pressão específica é completamente determinado por duas propriedades intensivas independentes. O restante das propriedades pode ser calculado

com o uso de relações, como algumas vistas anteriormente. Porém, o cálculo manual das diversas propriedades pode demandar uma grande quantidade de tempo, o que gera uma motivação para realizar esses cálculos em computador ou apresentar os dados na forma de diagramas de simples leitura. Esses diagramas são chamados de diagramas psicrométricos e o gráfico esquemático pode ser visto abaixo.

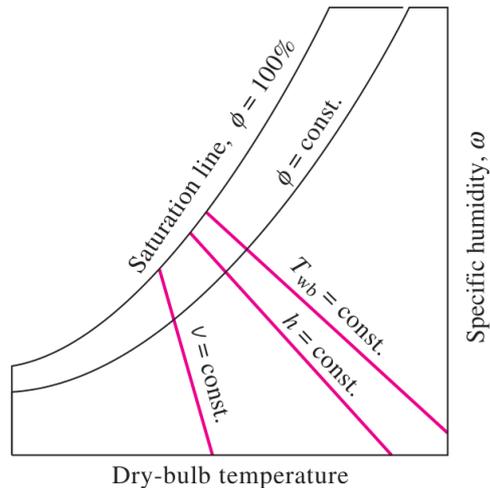


Figura 2-6 - Desenho esquemático do diagrama psicrométrico

As temperaturas de bulbo seco são mostradas no eixo horizontal e a umidade específica, no eixo vertical. No lado esquerdo do diagrama, há uma curva (chamada linha de saturação), em vez de uma linha reta. Todos os estados de ar saturado estão localizados nessa curva. Assim, essa também é a curva da umidade relativa de 100%. Outras curvas de umidade relativa constante tem a mesma forma geral.

As linhas da temperatura constante de bulbo úmido têm uma aparência de declínio à direita, assim como as linhas de volume específico constante e de entalpia constante, variando apenas o ângulo de inclinação. Uma propriedade que é constante para todos os pontos do diagrama é a pressão: normalmente é utilizado o diagrama considerando a pressão atmosférica ao nível do mar.

2.2.5 Aplicação em processos

Considerando o processo de formação de orvalho observamos que o ar, a determinada temperatura e umidade relativa, ao encontrar uma superfície mais fria passa a ser resfriado resultando em uma queda de temperatura a uma umidade específica constante. Como já explicado anteriormente, essa queda de temperatura resulta em um aumento da umidade relativa

até o ponto de saturação do ar. Nesse estado, outro decréscimo de temperatura resulta na condensação do vapor d'água (formação do orvalho) e o ar permanece no estado de saturação. Um exemplo desse processo desenhado no diagrama psicrométrico é mostrado no gráfico a seguir

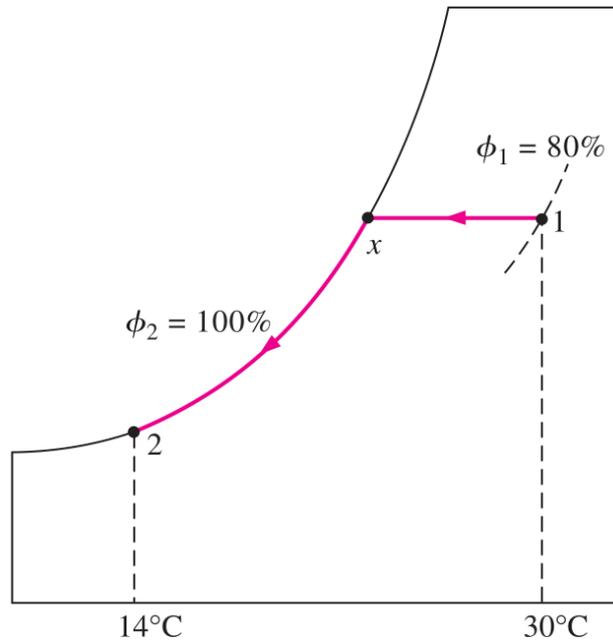


Figura 2-7 - Processo de formação de orvalho

A partir do gráfico acima, vemos que o processo do estado 1 até x é uma linha horizontal que representa a queda de temperatura à umidade específica constante, resultando no aumento da umidade relativa até o valor de 100%. O processo do estado x até 2 é uma linha que acompanha a curva de saturação do ar, representando a diminuição da temperatura e da umidade específica simultaneamente. A queda da umidade específica quer dizer que o ar está mais seco no final desse processo, e que a água que antes estava misturada no ar como vapor se condensou.

O processo descrito anteriormente é um caso onde todo o ar avaliado entra em contato com a superfície mais fria. Em um caso onde o ar passa por uma serpentina fria por exemplo, o ar na saída será uma mistura do ar que entrou em contato com a serpentina com o ar que não teve contato.

Algo importante a ser levado em consideração é que o diagrama psicrométrico normalmente utilizado considera a pressão de 1 atm. Isso implica em que todas as propriedades e processos visualizados no diagrama se apresentam a uma pressão constante de 1 atm. Mas, a

variação da pressão absoluta interfere nos estados termodinâmicos da mistura de ar seco e vapor d'água.

Um exemplo disso é que a temperatura de ponto de orvalho é a temperatura de saturação associada a pressão de vapor do ar. Como visto anteriormente, a pressão de vapor do ar depende da concentração de água vaporizada e da pressão absoluta do ar atmosférico. Então uma maneira de aumentar a temperatura do ponto de orvalho mantendo fixa a temperatura de bulbo seco é aumentando a quantidade de água presente no ar ou aumentando a pressão absoluta da mistura.

Então para fim do projeto, deve-se fazer com que o ar atmosférico encontre uma superfície com temperatura abaixo da temperatura de ponto de orvalho para que parte da umidade do ar se condense em água líquida. Para garantir uma quantidade considerável de água a partir da atmosfera, precisamos essencialmente de três fatores: ar com um nível de umidade considerável, uma temperatura de ponto de orvalho suficientemente alta e uma superfície com uma temperatura suficientemente menor que a temperatura de ponto de orvalho.

Naturalmente, os três fatores citados acima podem não ocorrer. Em uma região muito seca, portanto com baixos níveis de umidade relativa, a formação de orvalho líquido pode não acontecer independentemente do quão fria está uma superfície de contato. Nesses casos, a temperatura responsável por remover o vapor d'água do ar será menor que 0°C , gerando assim o orvalho congelado, conhecido também como geada.

Para impedir a formação de gelo na superfície responsável por coletar água do ar, devemos garantir que a temperatura do aparato seja maior que a temperatura de congelamento da água (0°C à pressão atmosférica). Para que água efetivamente seja recolhida da atmosfera, a temperatura do ponto de orvalho deve ser maior que a temperatura do aparato. Então, o projeto deste trabalho de conclusão de curso (TCC) objetiva garantir que essas condições aconteçam.

2.2.6 Trabalho de compressão

Para conseguir elevar a pressão de um gás, este deve passar por um processo de compressão. Podemos classificar os compressores basicamente em dois tipos: os volumétricos e os dinâmicos. Compressores volumétricos atuam realizando um trabalho de fronteira no gás, diminuindo o volume ocupado por ele e conseqüentemente aumentando a pressão.

Compressores dinâmicos atuam realizando trabalho de eixo no fluido. Ambos são normalmente estudados em operação em um regime permanente.

Primeiramente analisaremos o trabalho de compressão para comprimir um gás por movimento de fronteira. Durante os processos reais de expansão e compressão de gases, a pressão e o volume são frequentemente relacionados por $PV^n = C$, onde n e C são constantes. Um processo desse tipo é denominado processo politrópico.

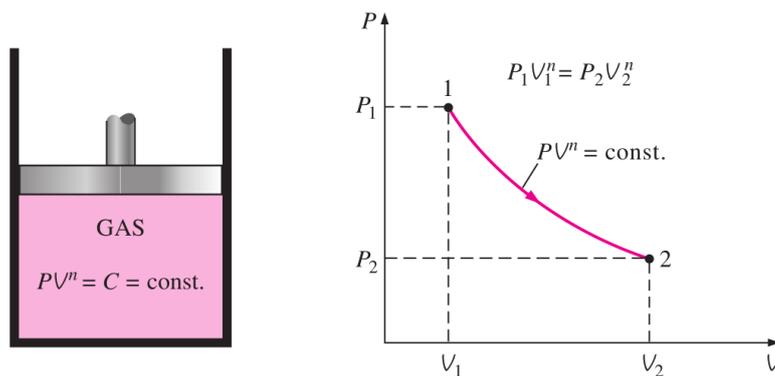


Figura 2-8 - Representação esquemática e diagrama P-V de um processo politrópico

A seguir será desenvolvido uma expressão geral para o trabalho realizado durante um processo politrópico.

Primeiramente, o trabalho de fronteira é dado pela seguinte expressão:

$$W_b = \int_1^2 P dV \quad (2.12)$$

Onde 1 e 2 são os estados iniciais e finais do processo, P é a pressão do gás e V seu volume.

A pressão durante um processo politrópico pode ser expressa por

$$P = CV^{-n}$$

Substituindo essa relação na Equação 2.12 obtemos

$$W_b = \int_1^2 P dV = \int_1^2 C V^{-n} dV = C \frac{V_2^{-n+1} - V_1^{-n+1}}{-n+1} = \frac{P_2 V_2 - P_1 V_1}{1-n} \quad (2.13)$$

Para um gás ideal ($PV = mRT$), essa equação pode ser escrita como

$$W_b = \frac{mR(T_2 - T_1)}{1-n} \quad n \neq 1 \quad (2.14)$$

Para o caso especial em que $n = 1$ (isoterma) o trabalho de fronteira se torna

$$W_b = \int_1^2 P dV = \int_1^2 C V^{-1} dV = PV \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right) \quad (2.15)$$

O trabalho de fronteira calculado pelas equações acima é utilizado para estimar a potência necessária para a compressão de um gás utilizando um compressor volumétrico, como um compressor de pistões por exemplo.

Podemos analisar também o trabalho necessário para comprimir um gás em um processo operando em regime permanente, no que diz respeito às propriedades do gás. Para isso, devemos analisar outras relações termodinâmicas derivadas da Segunda Lei. A partir da definição da propriedade **Entropia** (S) proposta por Clausius temos:

$$dS = \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{int rev} \quad (2.16)$$

Reorganizando a equação acima obtemos

$$\delta Q_{int rev} = T ds \quad (2.17)$$

A equação 2.17 também pode ser expressa por unidade de massa como

$$\delta q_{int rev} = T ds \quad (2.18)$$

A forma diferencial da conservação de energia para um sistema fechado pode ser expressada como

$$\delta Q_{int rev} - \delta W_{int rev} = dU \quad (2.19)$$

Mas

$$\delta Q_{int rev} = T dS$$

$$\delta W_{int rev} = P dV$$

Assim,

$$T dS = dU + P dV \quad (2.20)$$

Ou

$$T ds = du + P dv \quad (2.21)$$

Essa equação é conhecida como primeira equação de Gibbs. A segunda equação é obtida eliminando du da equação 2.21 a partir da definição de entalpia ($h = u + Pv$):

$$\left. \begin{array}{l} h = u + Pv \rightarrow dh = du + Pdv + vdP \\ (Eq. 2.21) \rightarrow Tds = du + Pdv \end{array} \right\} Tds = dh - vdP \quad (2.22)$$

O balanço de energia para um dispositivo com escoamento em regime permanente que passa por um processo internamente reversível pode ser expresso na forma diferencial como

$$\delta q_{rev} - \delta w_{rev} = dh + dec + dep$$

Onde, dec e dep representam a variação de energia cinética e potencial, respectivamente.

Temos

$$\left. \begin{aligned} \delta q_{rev} &= Tds & (Eq. 2.18) \\ Tds &= dh - vdP & (Eq. 2.22) \end{aligned} \right\} \delta q_{rev} = dh - vdP$$

Substituindo estas equações na relação acima e cancelando o termo dh obtemos

$$-\delta w_{rev} = vdP + dec + dep$$

Integrando, encontramos

$$w_{rev} = - \int_1^2 vdP - \Delta ec - \Delta ep \quad (kJ/kg) \quad (2.23)$$

Quando as variações de energia cinética e potencial são desprezíveis, essa equação se reduz a

$$w_{rev} = - \int_1^2 vdP \quad (kJ/kg) \quad (2.24)$$

As Equações 2.23 e 2.24 são relações para o trabalho reversível resultante associado a um processo internamente reversível de um dispositivo com o escoamento em regime permanente. Elas podem ser utilizadas para calcular o trabalho gerado por uma turbina ou o trabalho realizado por um compressor dinâmico por exemplo.

De maneira similar ao que foi feito no cálculo do trabalho de fronteira, podemos calcular o trabalho necessário para que um fluido passe por um processo politrópico. Como já visto, um processo politrópico é caracterizado pela relação

$$Pv^n = C^n$$

Ou

$$v = \frac{C}{P^{1/n}} = CP^{-1/n}$$

Substituindo essa relação na Eq. 2.24 e realizando a integração, obtemos

$$w_{rev} = - \int_1^2 v dP = -C \int_1^2 \frac{dP}{P^{1/n}} = \frac{n}{n-1} CP^{-1/n+1} \Big|_1^2 = \frac{n}{n-1} CP^{-1/n} \cdot P \Big|_1^2$$

Sabendo que

$$v = CP^{-1/n}$$

Finalmente obtemos que

$$w_{rev} = \frac{n}{n-1} CP^{-1/n} \cdot P \Big|_1^2 = \frac{n}{n-1} Pv \Big|_1^2 = \frac{n}{n-1} (P_2 v_2 - P_1 v_1) \quad (2.25)$$

Se o processo for isotérmico, $n = 1$ a integral se torna

$$w_{rev} = -C \int_1^2 \frac{dP}{P} = -P_1 v_1 \ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \quad (2.26)$$

Considerando que o comportamento do gás como ideal, a equação 2.25 se torna:

$$w_{rev} = \frac{n}{n-1} (P_2 v_2 - P_1 v_1) = \frac{nR(T_2 - T_1)}{n-1} = \frac{nRT_1}{n-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right] \quad (2.27)$$

2.3 MATERIAIS ADSORVEDORES

O fenômeno da adsorção refere-se a adesão de átomos, íons ou moléculas de um gás, líquido ou sólido dissolvido a uma superfície. Esse processo cria um filme de adsorvido na superfície de um adsorvedor. Semelhante à tensão superficial, a adsorção é uma consequência da energia superficial. Em um material, todos os requisitos de ligação (sejam eles iônicos, covalentes ou metálicos) dos átomos constituintes do material são preenchidos por outros átomos no material. No entanto, os átomos na superfície do adsorvedor não estão totalmente rodeados por outros átomos adsorvedores e, portanto, podem atrair adsorvidos.

A adsorção está presente em muitos sistemas naturais, físicos, biológicos e químicos e é amplamente utilizada em aplicações industriais, como catalisadores heterogêneos, carvão ativado, capturando e usando o calor residual para fornecer água fria para o condicionamento do ar e outros requisitos de processo (refrigeradores de adsorção), resinas sintéticas, aumentando a capacidade de armazenamento de carbonetos derivados de carbono e purificação de água.

Já o processo inverso da adsorção se chama dessorção. Dessorção ocorre quando o material adsorvido é removido da superfície do material adsorvedor. São necessárias condições ambientais específicas para que os dois fenômenos ocorram. Em algumas aplicações é desejado que ambos os fenômenos ocorram em diferentes fases de um processo, e para isso deve-se garantir que as condições para a adsorção e para a dessorção sejam atingidas.

No contexto do presente projeto, a captura de vapor de água ganhou uma atenção considerável nos últimos anos devido à escassez de água. A partir desta perspectiva, materiais capazes de adsorver e dessorver água reversivelmente, foram desenvolvidos.

Para aplicações técnicas, o desenvolvimento e fabricação de materiais que podem adsorver água do ar e dessorvê-la em condições oportunas pode contribuir muito para a entrega de água em áreas áridas e desertas. A seguir são apresentados trechos de um estudo de materiais adsorvedores desenvolvidos justamente para extrair água do ar.

“Materiais que permitem uma maior capacidade de trabalho, em termos da quantidade de água colhida por massa de adsorvedor, devem ser apresentados. Neste contexto estruturas metal-orgânicas (*Metal-organic frameworks*, MOFs) têm o potencial de fornecer uma notável contribuição para esse campo de pesquisa. Até agora, vários MOFs já foram investigados como adsorventes potenciais para processos de transformação de calor. Dentro desses trabalhos, a estabilidade em diversas centenas de ciclos foi testada.

MOFs são materiais cristalinos porosos constituídos de blocos de construção orgânicos e inorgânicos com área de superfície excepcional (até 7000 m²/g), o que, teoricamente, pode acolher uma quantidade considerável de água dentro de seus poros. Além disso, com modificações de síntese ou pós-sintéticas as propriedades dos MOFs podem ser aperfeiçoadas preparando materiais com porosidade e afinidade por água definidas.

Foram definidas as três propriedades fundamentais que um material deve possuir para ser adequado para tais aplicações. Em primeiro lugar, a condensação de água dentro dos poros do material deve ocorrer em condições ambientais de baixa umidade relativa do ar. A segunda propriedade diz respeito à capacidade de captação total, que deve ser obviamente muito alta para garantir a entrega de uma quantidade considerável de água. O último critério é a reciclabilidade do material e sua estabilidade à água. Muitos materiais MOF cumprem o segundo critério, enquanto eles falham no primeiro e terceiro. Vários MOFs adsorvem água apenas a uma alta umidade relativa ou apenas a temperaturas muito altas. Outros MOFs não são estáveis contra a umidade, comprometendo suas implementações em um processo que deve ser continuamente repetido.”[5]

2.4 TECNOLOGIA JÁ APLICADA

2.4.1 Uso de refrigeração

Extrair água potável da atmosfera para consumo não é um conceito novo. Atualmente, existem diversas empresas cujo principal produto é um equipamento capaz de fornecer água limpa para consumo sem depender do fornecimento de água encanada.

A empresa EcoloBlue já produz comercialmente máquinas capazes de remover a umidade do ar. Ela utiliza um sistema de refrigeração por compressão de vapor, e o ar atmosférico é forçado pelo evaporador do aparato onde a água é condensada e depois direcionada para diversos filtros e finalmente é disponibilizada para o usuário. EcoloBlue afirma que é capaz de obter 30 litros de água por dia em um de seus produtos, dependendo do nível de umidade do local [6] e que necessita em torno de 380 watts de potência elétrica para funcionar [7]. A empresa indica que além de ligado à rede, o equipamento pode funcionar utilizando painéis solares, turbinas eólicas e geradores a gás como fonte de eletricidade, permitindo que a máquina opere desconectada do grid. O fabricante também ressalta que, em condição de clima muito seco e frio, a capacidade de a máquina de gerar água se torna baixa [8].



Figura 2-9 - Máquina EcoloBlue 30E [9]

A figura acima ilustra um dos equipamentos da empresa EcoloBlue. Observamos que o equipamento é de pequeno/médio porte e conta com 5 filtros para garantir que a água esteja em seu melhor estado para consumo. A principal função dos filtros é remover poeira, areia, vírus, bactérias, metais pesados e odor, além de adicionar os minerais necessários para tornar a água própria para consumo.

Embora possua um valor de compra de U\$ 799,00 de acordo com o site do fabricante, por utilizar apenas um refrigerador como princípio de secagem do ar, tal máquina não seria produtiva a baixas umidades absolutas do ar, tornando-se inutilizável em diversas regiões secas do mundo.

2.4.2 Uso de materiais adsorvedores

Para suprir a necessidade por água até em condições de baixa umidade, propõe-se o uso de materiais adsorvedores. Materiais adsorvedores são capazes de fixar moléculas de determinado gás em sua superfície. Materiais que são capazes de adsorver água, podem retê-la até mesmo em condições de baixa umidade relativa como já apresentado na secção anterior. Combinando o uso de materiais adsorvedores com um condensador, o químico Omar Yaghi e o engenheiro mecânico Evelyn Wang criaram um dispositivo capaz de adsorver água da atmosfera em regiões pouco úmidas [10].

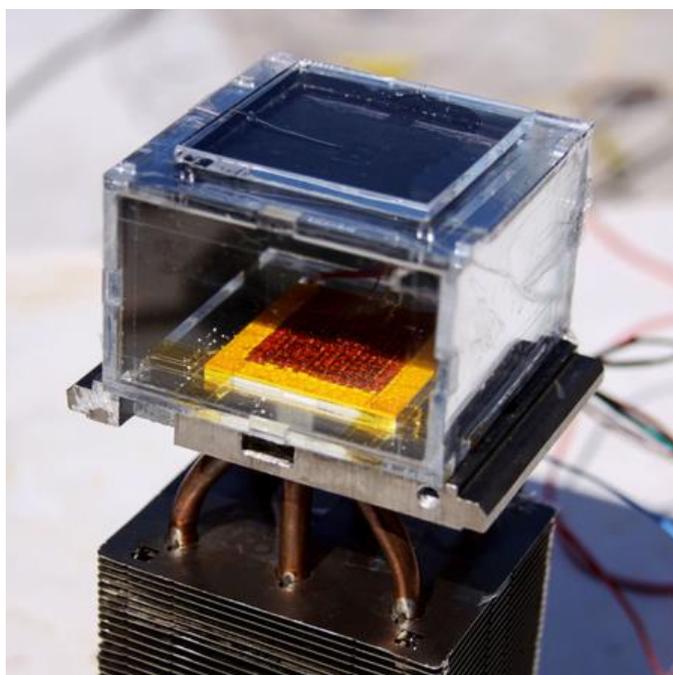


Figura 2-10 - Dispositivo com adsorvedor e condensador [11]

O equipamento funciona colocando um adsorvedor dentro de uma câmara próxima a um condensador, também dentro da câmara. O dispositivo é ilustrado na figura 2-10, onde o material adsorvedor, nesse caso um MOF, é colocado no topo da câmara e o condensador na base. Durante a noite, o compartimento é mantido aberto de modo que o ar se difunda através dos poros do MOF e as moléculas de água se adiram às superfícies internas, formando pequenas gotas. Durante a manhã, a câmara é fechada e a luz solar entra no dispositivo pelo topo aquecendo o MOF liberando as gotas d'água em forma de vapor. Isso causa um ambiente extremamente úmido dentro do recipiente, e dessa forma o condensador localizado na base consegue condensar o vapor em líquido.

Com os experimentos de adsorção-dessorção realizados em uma câmara com umidade relativa controlada no laboratório, os pesquisadores descobriram que o dispositivo conseguiu tirar 2,8 litros de água do ar durante um período de 12 horas a níveis de umidade relativa tão baixos quanto 20% usando um quilograma de MOF. [12]

Yagui afirma que a quantidade diária de água extraída pode ser aumentada com a descoberta de materiais MOF melhores “com capacidade de sorção aumentada e alta difusividade intracristalina” que poderiam adsorver mais água. O MOF utilizado atualmente pode adsorver apenas 20% do seu peso em água.

Apesar de se aproximar do objetivo final de uma forma diferente, o mesmo mecanismo é utilizado para condensar o vapor d’água em líquido: uma superfície suficientemente fria é usada para garantir que o ponto de orvalho seja atingido possibilitando a mudança de fase. É utilizado um elemento de refrigeração termoelétrico na base da câmara [13]. Com isso mantém-se a temperatura da superfície do condensador a uma temperatura menor do que a do interior da câmara. Assim, apesar da ação da máquina que torna possível a obtenção de água ser o aumento da umidade de maneira local com o uso do material adsorvedor, ela também necessita que haja uma superfície suficientemente fria para garantir a condensação.

2.4.3 Uso da compressão do ar

Como vimos anteriormente, o aumento da pressão absoluta do ar facilita a formação do orvalho. Embora esse seja o objetivo desse projeto, muitas vezes esse efeito é indesejado.

É bastante comum na indústria a utilização de compressores de ar para acionar equipamentos pneumáticos a partir do ar comprimido. O problema ocorre pelo fato de o ar a alta pressão poder ter a temperatura de ponto de orvalho superior à temperatura ambiente. Logo, poderá ocorrer a formação de orvalho em praticamente qualquer superfície, inclusive nos equipamentos pneumáticos utilizados. Como a presença de água pode danificar diversos componentes, a condensação deve ser controlada em um secador de ar.

Secadores de ar são bastante utilizados em sistemas de ar comprimido, e seu modo de operação consiste em condensar o máximo de vapor d’água possível antes de enviar o ar para o sistema. Seu funcionamento envolve um refrigerador que fornece uma superfície fria que condensa a maior parte do vapor d’água, protegendo o restante do sistema contra danos.

Devemos ressaltar que a remoção da água do ar em sistemas de ar comprimido é apenas um efeito colateral e atualmente não são encontrados equipamentos cujo objetivo é apenas obter água do ar. Os motivos para isso podem ser a grande demanda energética para a compressão do ar e o alto poder frigorífico necessário para resfriar o ar, que usualmente sai do compressor a temperaturas bastante elevadas.

A análise energética para avaliar a viabilidade da utilização de um equipamento que utilize compressão de ar com ou sem pós resfriamento será mostrada em capítulos posteriores.

3 DISPONIBILIDADE ENERGÉTICA E O SOFTWARE RETSCREEN

A aplicação desse projeto engloba regiões geográficas onde um dispositivo completamente portátil fornece água potável. Um desafio adicional dessa portabilidade deriva do fato que milhares de pessoas além de não possuírem acesso a água encanada, também estão além da cobertura da rede de energia elétrica.

Dessa maneira, não devemos apenas avaliar as possíveis tecnologias empregadas na aplicação de uma máquina em uma região que a necessite, como também avaliar formas de fornecer a eletricidade necessária para que essa máquina opere desconectada do grid, visto que os projetos que envolvem refrigeração e/ou compressão do ar requerem uma fonte de energia para acionar os compressores e possíveis ventiladores, utilizando uma fonte alternativa de energia.

Duas fontes de energia que cumprem esse propósito são a eólica e a solar. A instalação de uma turbina eólica ou de painéis de captação de energia solar fotovoltaica terá um custo inicial determinado, mas posteriormente a geração de energia elétrica ocorrerá dependendo apenas das condições climáticas da região onde for instalado.

Nesse capítulo avaliaremos as possibilidades de obtenção de energia elétrica e apresentaremos um software capaz de auxiliar na escolha da fonte de energia, além de calcular diversos outros parâmetros de instalação e uso da fonte escolhida. O software escolhido para essa finalidade foi o RETScreen Expert.

3.1 RETSCREEN EXPERT, RESUMO DE FUNCIONALIDADES

O RETScreen é um sistema de Software de Gerenciamento de Energia Limpa para a análise de viabilidade de projetos de eficiência energética, energia renovável e cogeração assim como análise contínua de performance energética [14]. Foi desenvolvido pelo Governo do Canadá e inicialmente lançado no dia 30 de abril de 1998.

O RETScreen Expert é a versão atual do software e foi lançado ao público em 19 de setembro de 2016 e está disponível para usuários do sistema operacional Windows. O programa está disponível em 36 idiomas diferentes, inclusive em português. O software permite a identificação, avaliação e otimização da viabilidade técnica e financeira de potenciais projetos de energia renovável e eficiência energética, bem como a medição e verificação do desempenho real das instalações e a identificação das economias de energia/oportunidades de produção. O "modo Visualizador" no RETScreen Expert é gratuito e permite o acesso a diversas funcionalidades do software, não podendo salvar ou exportar os dados do programa. Esse modo gratuito será suficiente para a execução desse projeto.

Dentre as diversas funcionalidades do programa, as de maior importância para a finalidade do projeto serão: as condições climáticas da região geográfica avaliada no estudo de caso, o dimensionamento dos geradores de eletricidade para suprir a demanda energética de uma máquina e a viabilidade do projeto como um todo.

Deve-se ressaltar que a gama de funcionalidades do programa permite que os usuários avaliem grandes projetos de geração em diversas condições e para diferentes finalidades. A utilização do Retscreen nesse projeto irá explorar uma pequena quantidade de funções do software, comparado à totalidade de funcionalidades existentes. A seguir será apresentada e explorada de forma breve a tela de exibição do programa para que suas funcionalidades principais sejam explicadas.

3.2 CONHECENDO O PROGRAMA

Ao iniciar o programa, encontramos a tela ilustrada na figura 3.1. Nessa tela inicial encontramos um menu superior, um menu lateral no canto esquerdo e dentro da aba "Página inicial" é apresentado em destaque o "Fluxo de trabalho".

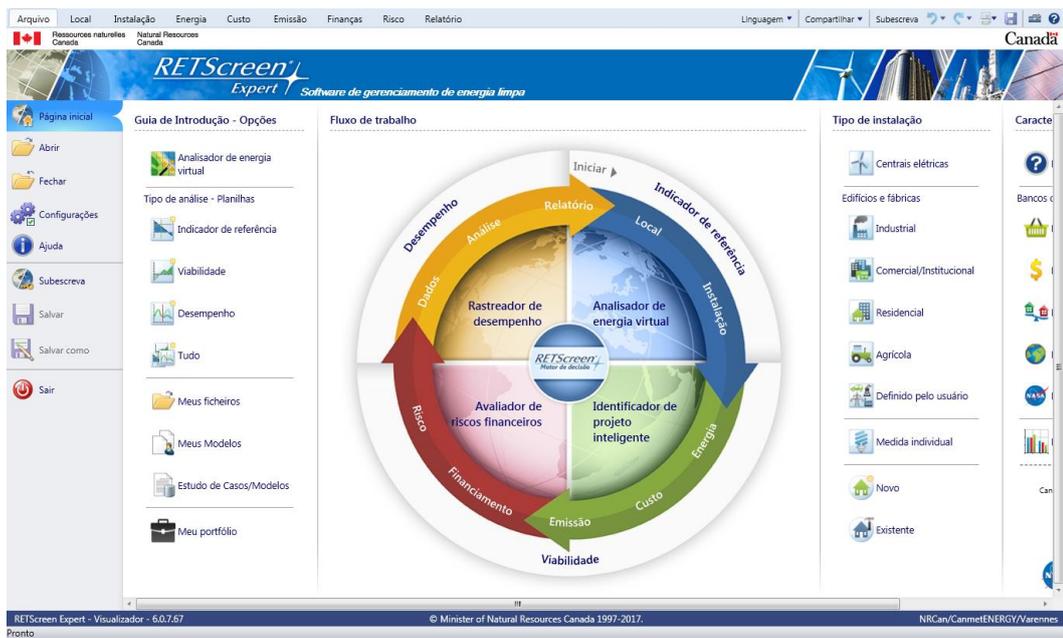


Figura 3-1 - Tela inicial do programa RETScreen Expert

Entendendo o Fluxo de trabalho, podemos aprender as funcionalidades do programa. Primeiramente observamos que o círculo tem três divisões externas: Indicador de referência, Viabilidade e Desempenho. Indicador de referência refere-se ao módulo de análise comparativa que permite ao usuário estabelecer as condições climáticas de referência de uma determinada instalação em todo o mundo e comparar o desempenho energético de vários tipos de instalações de referência.

Utilizando o menu superior, podemos acessar o primeiro item do ciclo que é o “Local”. A imagem a seguir ilustra a tela a qual somos direcionados após clicar em “Local”:

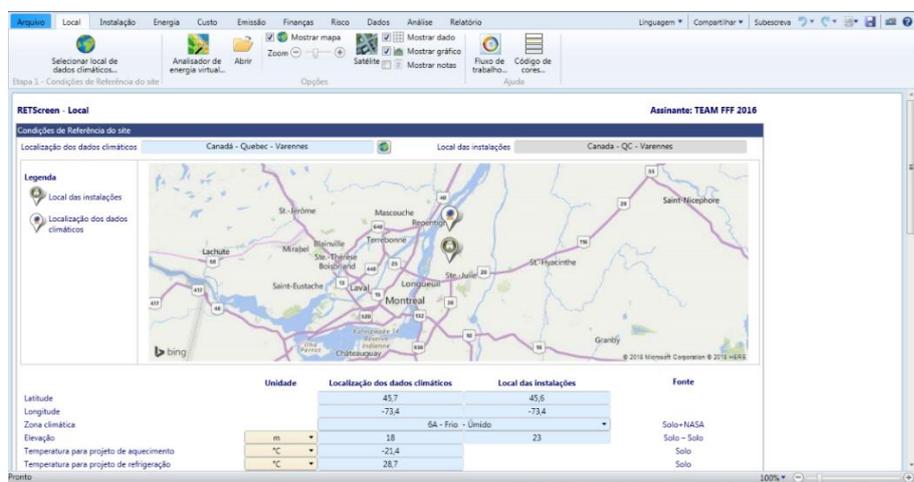


Figura 3-2 - Aba "Local"

Podemos observar no mapa mostrado que, por padrão, a localidade selecionada é a cidade de Varennes em Quebec, no Canadá. Para escolher um local desejado para se iniciar um projeto, podemos clicar no ícone destacado em vermelho ilustrado na figura abaixo.

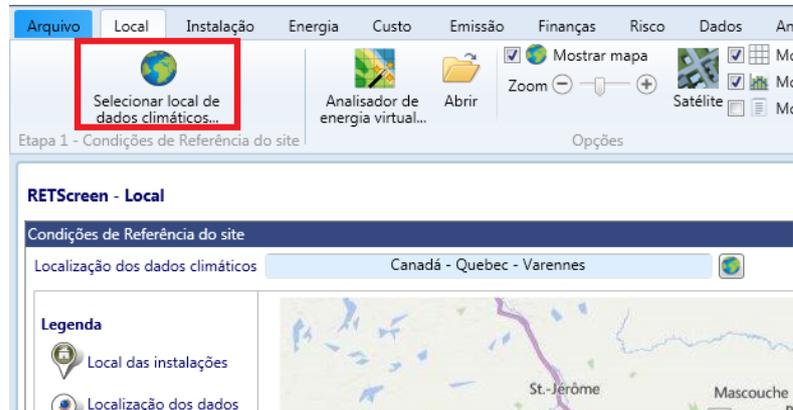


Figura 3-3 - Ícone para seleção de localidade

Em seguida, somos levados a uma tela contendo o mapa mundial, que pode ser navegado utilizando o mouse. O local a ser escolhido para o projeto pode ser selecionado digitando seu endereço ou utilizando o próprio mapa. Além do mapa em si, o programa exibe sobre o mapa diversos pontos de dados climáticos, seja estações meteorológicas em terra, mostradas por pontos em vermelho, ou locais de monitoramento meteorológico por satélites feito pela NASA, mostrados por pontos azuis. Para exemplificar este processo, navegou-se pelo mapa e selecionou-se a Ilha do Fundão, na cidade do Rio de Janeiro. Podemos ver na imagem abaixo, que o programa selecionou o local de dados climáticos mais próximos, que neste caso foi a estação em terra localizada no aeroporto do Galeão.

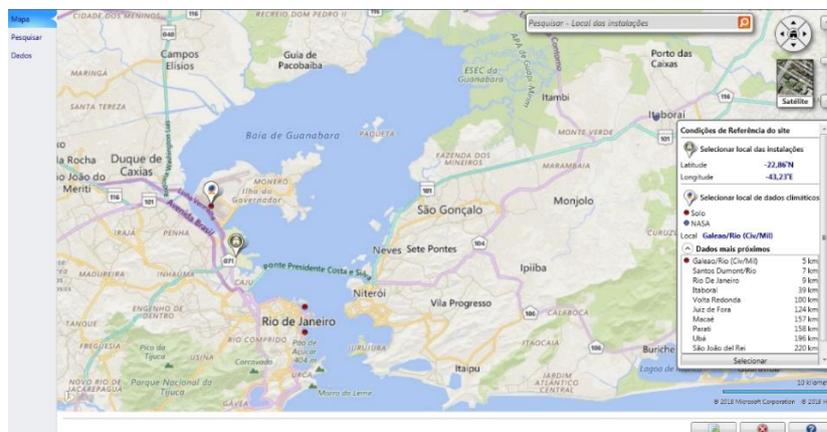


Figura 3-4 - Tela para seleção de localidade

Embora o programa selecione como local de dados climáticos o ponto mais próximo do local escolhido para o projeto, podemos modificar a fonte de dados clicando nos diferentes pontos do mapa ou na lista na lateral direita da tela. Após serem escolhidos o local de projeto e o local de dados climáticos, somos redirecionados para a tela anterior, agora atualizada com os dados climáticos da região escolhida.

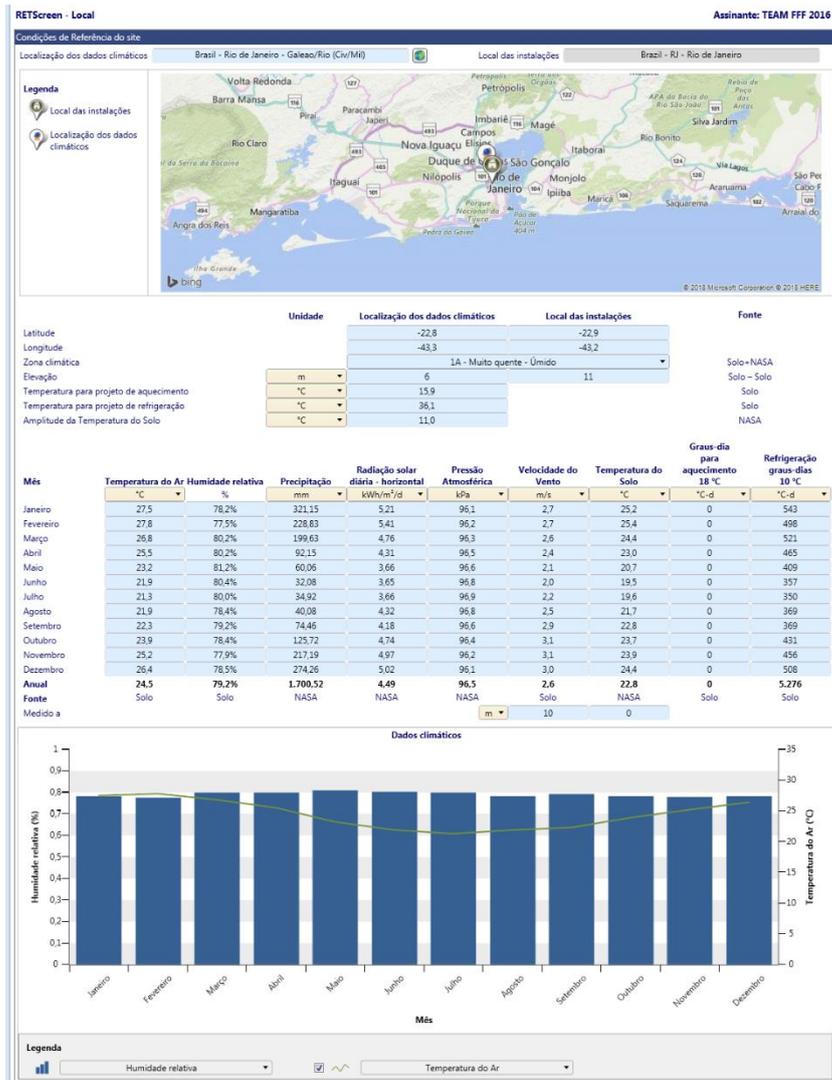


Figura 3-5 - Dados geográficos e climáticos da região escolhida

A figura 3-5 ilustra as diversas informações que são disponibilizadas ao escolher uma localidade de projeto e de dados climáticos. Na parte superior, é mostrado a região do mapa onde está localizado o ponto de projeto. Logo abaixo, são apresentadas informações geográficas da localização dos dados climáticos e do local das instalações. No centro da tela é apresentada uma tabela contendo 9 tipos diferentes de dados referentes a cada mês do ano. Na parte de baixo

da tela, é apresentado um gráfico onde o eixo horizontal contém cada mês do ano, e o eixo vertical apresenta dois dados que podem ser escolhidos pelo usuário.

Esses dados são fundamentais para diversos projetos. No caso do projeto atual, informações como temperatura e umidade relativa tem grande importância, pois essas determinarão a quantidade de vapor d'água presente na atmosfera e o quanto poderá ser condensado por certo aparato. Outras informações como a radiação solar diária e velocidade do vento, são cruciais para o projeto de instalações geradoras de eletricidade baseadas em energias solar e eólica.

Após escolhido o local da instalação, o próximo item do fluxo de trabalho é a “Instalação”. Nessa seção, como o nome informa, é escolhido o tipo de instalação que será utilizado no estudo. A imagem a seguir ilustra a tela atual e os tipos de instalações disponíveis para a escolha do usuário.

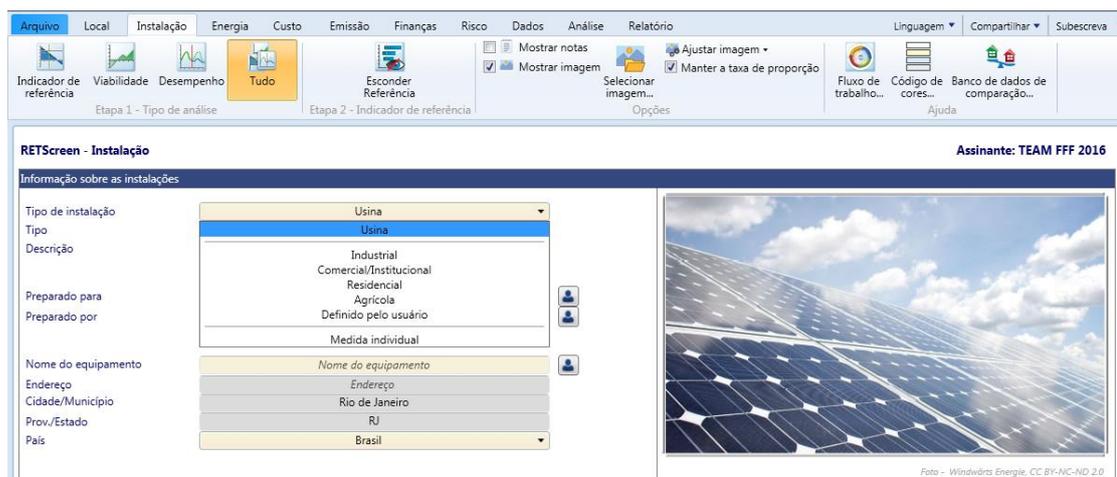


Figura 3-6 - Tela de seleção da instalação

Os tipos de instalações disponíveis indicam as funcionalidades do software. Além de modelar usinas geradoras de eletricidade, ele também modela instalações industriais, comerciais, residenciais, entre outras, sendo capaz de avaliar a eficiência energética de diversos processos envolvidos em cada tipo de instalação escolhida. Para alcançar o objetivo atual do projeto aqui tratado, o único tipo de instalação avaliado será a “Usina”.

O próximo passo após escolher a instalação é escolher o tipo de usina utilizada no projeto. A imagem abaixo ilustra esses tipos disponibilizados pelo programa.



Figura 3-7 - Seleção da fonte de geração de energia

Estão disponíveis 13 tipos de geradores de energia elétrica, desde formas convencionais de geração como turbina a gás e turbina hidráulica, até formas alternativas de geração como fotovoltaica e turbina eólica. Para fins de demonstração, será escolhida a uma usina fotovoltaica como instalação. Após a escolha do tipo de usina a ser utilizado, o próximo passo seguindo o fluxo de trabalho é a seção “Energia”.

Nessa nova seção, podemos entrar com maiores detalhes na nossa usina. No caso da fotovoltaica, é possível escolher o sistema de posicionamento solar, inclinação, azimut, o tipo de painel solar, a potência elétrica, características do inversor e entrada de custos iniciais e custos de operação e manutenção. A figura a seguir ilustra a tela completa da seção energia.

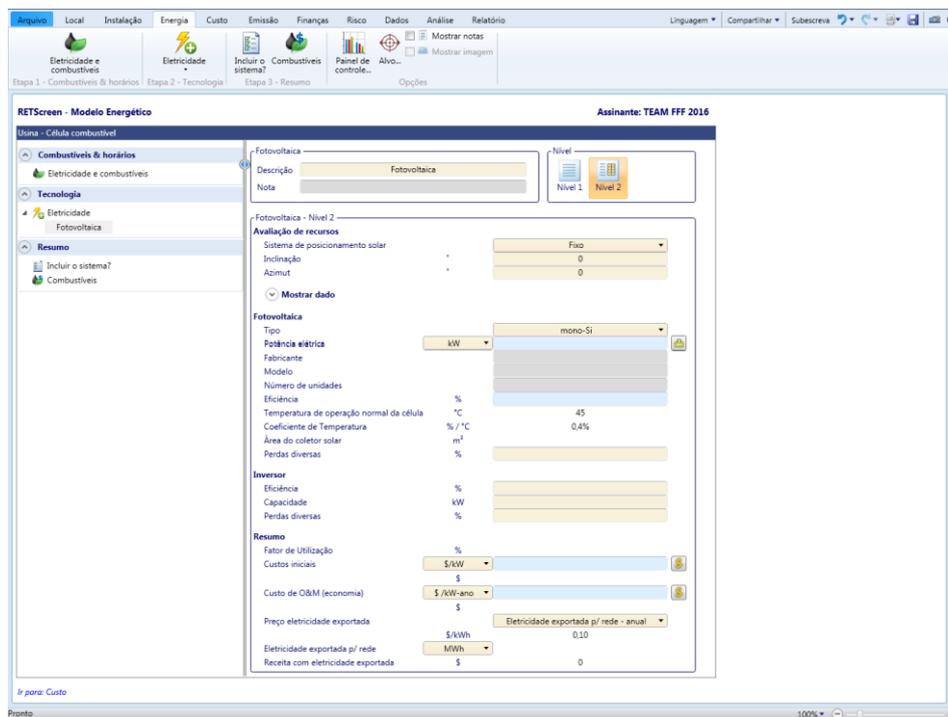


Figura 3-8 - Seleção de dados de um sistema de geração fotovoltaico

Abaixo da seção “Avaliação de recursos” seleciona-se a opção de “Mostrar dado”. Obtemos a seguir uma tabela que utiliza os dados da localização escolhida e os valores de entrada do sistema se posicionamento solar, assim como a inclinação escolhida para apresentar a radiação solar diária horizontal e calcular a radiação solar diária inclinada. Essa tabela é ilustrada na imagem abaixo.

Avaliação de recursos

Sistema de posicionamento solar: Fixo

Inclinação: 0

Azimut: 0

Mostrar dado

Mês	Radiação solar diária - horizontal kWh/m ² /d	Radiação solar diária - inclinada kWh/m ² /d	Preço eletricidade exportada \$/kWh	Eletricidade exportada p/ rede MWh
Janeiro	5,21	5,21	0,10	
Fevereiro	5,41	5,41	0,10	
Março	4,76	4,76	0,10	
Abril	4,31	4,31	0,10	
Mai	3,66	3,66	0,10	
Junho	3,65	3,65	0,10	
Julho	3,66	3,66	0,10	
Agosto	4,32	4,32	0,10	
Setembro	4,18	4,18	0,10	
Outubro	4,74	4,74	0,10	
Novembro	4,97	4,97	0,10	
Dezembro	5,02	5,02	0,10	
Anual	4,49	4,49	0,10	
Radiação Solar anual - horizontal	MWh/m ²		1,64	
Radiação Solar anual - inclinado	MWh/m ²		1,64	

Figura 3-9 - Dados de radiação horizontal solar na região escolhida

Observamos que o valor de radiação solar inclinada é idêntico ao valor de radiação solar horizontal, pois os ângulos de inclinação e de azimut estão definidos como nulos. Alterando os valores desses ângulos, podemos obter uma diminuição ou aumento da radiação solar calculada. Para exemplificar esse fato iremos escolher ângulos não nulos para o valor de inclinação e azimut. Como a localidade escolhida se encontra no Hemisfério Sul, o sol na maior parte do ano aponta para a direção norte, então escolhemos um ângulo do azimut no valor de 180° (indica a direção norte). O valor da latitude do local escolhido, a partir da figura 3-5, vale -22,9°, um valor relativamente pequeno, então para o ângulo de inclinação do painel solar, será escolhido 20°. A imagem 3-10 ilustra a mesma tabela da imagem 3-9, sendo alterados apenas os valores dos ângulos de entrada.

Avaliação de recursos

Sistema de posicionamento solar

Fixo

Inclinação

20

Azimut

180

Mostrar dado

Mês	Radiação solar diária - horizontal kWh/m ² /d	Radiação solar diária - inclinada kWh/m ² /d	Preço eletricidade exportada \$/kWh	Eletricidade exportada p/ rede MWh
Janeiro	5,21	4,91	0,10	
Fevereiro	5,41	5,28	0,10	
Março	4,76	4,88	0,10	
Abril	4,31	4,75	0,10	
Mai	3,66	4,28	0,10	
Junho	3,65	4,56	0,10	
Julho	3,66	4,46	0,10	
Agosto	4,32	4,95	0,10	
Setembro	4,18	4,38	0,10	
Outubro	4,74	4,69	0,10	
Novembro	4,97	4,73	0,10	
Dezembro	5,02	4,70	0,10	
Anual	4,49	4,71	0,10	
Radiação Solar anual - horizontal	MWh/m ²	1,64		
Radiação Solar anual - inclinado	MWh/m ²	1,72		

Figura 3-10 - Resultados da inclinação na radiação solar inclinada

É possível notar grandes diferenças com a mudança do ângulo de inclinação. A mais notável é o aumento da radiação solar diária anual, ou seja, ao longo de um ano, painéis solares com inclinação de 20° apontando para o norte receberiam uma incidência maior do que painéis solares horizontais, aumentando sua capacidade de geração. Outro efeito observado é a menor variação de radiação solar ao longo do ano, que era causado pela diferença da inclinação do Sol em relação à Terra entre as estações de verão e inverno. Assim foi possível demonstrar os efeitos da escolha correta do ângulo de inclinação para um receptor de luz solar.

A vantagem do sistema de posicionamento fixo, exemplificado anteriormente, é a simplicidade em sua instalação. Além do sistema de posicionamento fixo, os outros sistemas de posicionamento solar disponíveis no programa são: um eixo, biaxial e azimut. Esses outros sistemas retornam um valor de radiação solar inclinada ainda maior, mas envolvem um nível de complexidade maior para suas instalações.

A próxima opção de escolha tecnologia dos painéis solares em si. Primeiramente define-se o tipo de painel e em seguida a potência elétrica da usina. O RETScreen Expert conta com um banco de dados de produtos que inclui dezenas de fabricantes de painéis solares permitindo a criação de um projeto de acordo com o que existe no mercado. Para exemplificação, foram

escolhidos 20 painéis solares fotovoltaico, do tipo mono-silício, da marca Canadian Solar de 75W cada, totalizando 1,5kW. A figura 3-11 ilustra esse processo de escolha.

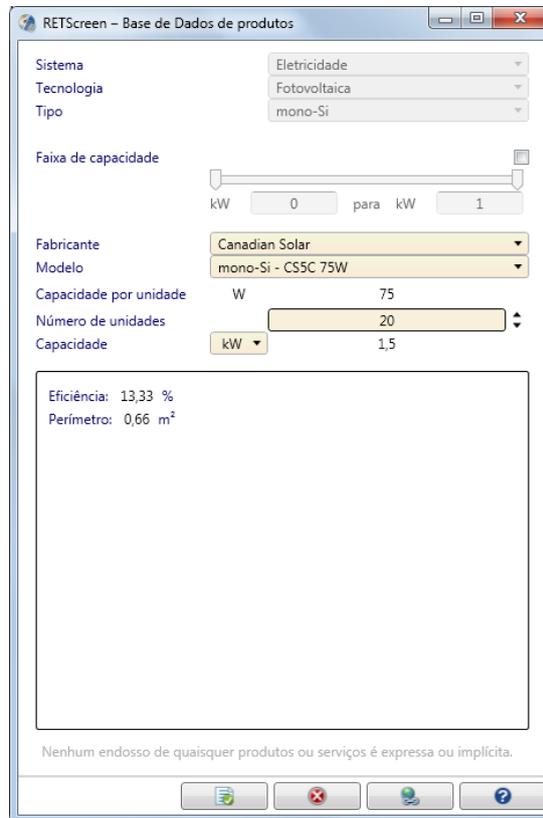


Figura 3-11 - Seleção de painéis solares a partir da base de dados de produtos

Com a os painéis solares escolhidos, a tabela 3-10 tem sua última coluna preenchida a partir dos valores da potência elétrica da usina, considerando outros valores de perda do sistema escolhidos pelo usuário, e utiliza os dados mensais da localização para calcular a energia total que pode ser exportada para a rede. A tabela completa é ilustrada na imagem abaixo.

Mês	Radiação solar diária - horizontal kWh/m²/d	Radiação solar diária - inclinada kWh/m²/d	Preço eletricidade exportada \$/kWh	Eletricidade exportada p/ rede MWh
Janeiro	5,21	4,91	0,18	0,140
Fevereiro	5,41	5,28	0,18	0,135
Março	4,76	4,88	0,18	0,139
Abril	4,31	4,75	0,18	0,131
Mai	3,66	4,28	0,18	0,124
Junho	3,65	4,56	0,18	0,127
Julho	3,66	4,46	0,18	0,129
Agosto	4,32	4,95	0,18	0,143
Setembro	4,18	4,38	0,18	0,123
Outubro	4,74	4,69	0,18	0,135
Novembro	4,97	4,73	0,18	0,132
Dezembro	5,02	4,70	0,18	0,135
Anual	4,49	4,71	0,18	1,592

Figura 3-12 - Energia elétrica gerada pelo painel solar escolhido

Um grande foco do software é calcular a viabilidade econômica de um projeto, podendo comparar custos de diferentes tecnologias, obter tempo de retorno de investimento entre outras funções. Esses aspectos do programa já estão além da proposta do projeto, por isso não serão detalhadas nesse texto.

4 PROJETOS CONCEITUAIS

Nesse capítulo serão realizadas simulações de projetos para a avaliação da capacidade que um aparato em extrair água do ar. Os conceitos apresentados na revisão bibliográfica serão aplicados no desenvolvimento dos cálculos dos projetos. O objetivo desse capítulo não é utilizar uma situação real para a aplicação de uma máquina, mas sim demonstrar e aplicar o procedimento para calcular todas as grandezas necessárias para a avaliação.

4.1 REFRIGERAÇÃO PURA

Como antes discutido, uma máquina projetada para remover umidade da atmosfera e coletá-la como água líquida deve possuir uma superfície com uma temperatura suficientemente baixa para garantir a condensação. Como visto no capítulo anterior, a temperatura deve ser inferior à temperatura do ponto de orvalho. Para conseguir que uma superfície atinja baixas temperaturas podemos utilizar uma máquina contendo um fluido que opere em um ciclo de refrigeração por compressão de vapor, também estudado no capítulo anterior.

Essa máquina demanda energia para acionar o compressor, usualmente energia elétrica para acionar o motor elétrico do compressor, e como resultado conseguimos criar uma diferença de temperatura entre as superfícies do condensado e do evaporador. A temperatura do evaporador é mais baixa que a temperatura ambiente. Assim, dependendo da capacidade de refrigeração da máquina podemos obter uma superfície capaz de condensar o vapor d'água.

4.1.1 Capacidade de extração de água do ar

Considerando, primeiramente, que o ar utilizado para obtenção da água está a pressão atmosférica, podemos aplicar um diagrama psicrométrico para exemplificar a ação da máquina proposta. No exemplo mostrado abaixo, consideramos a condição onde o ar atmosférico se encontra a temperatura de 30°C e a umidade relativa de 60%. Assumimos também que a máquina refrigeradora trabalhará à temperatura de 1°C no evaporador. Consideraremos um processo similar ao que ocorre na figura 2-4 e que todo ar encontra a superfície do evaporador e sai com a mesma temperatura do mesmo. O gráfico abaixo demonstra esse processo.

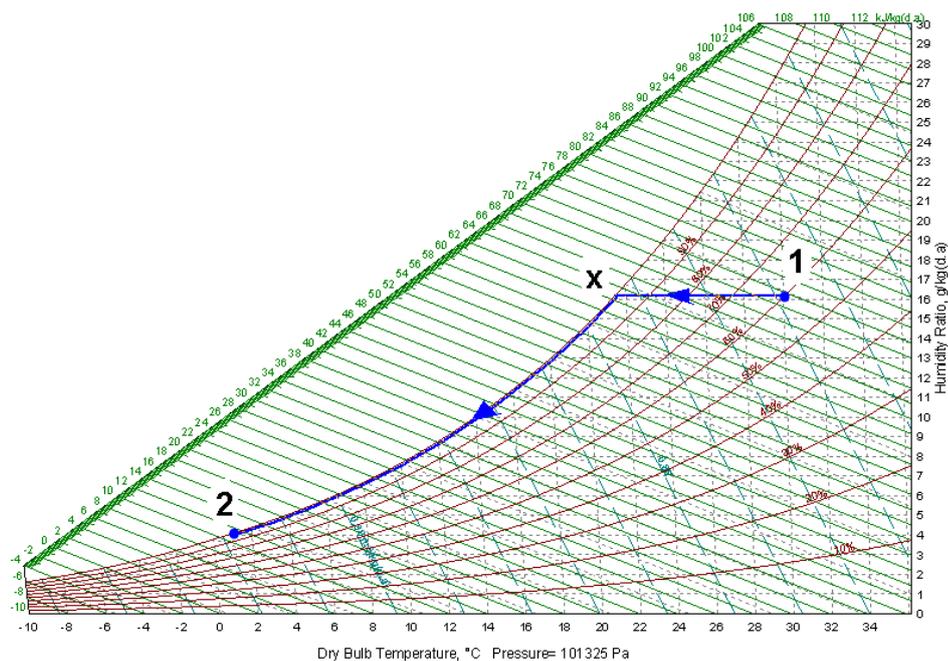


Figura 4-1 - Visualização da formação de orvalho a partir da carta psicrométrica

A partir do gráfico acima podemos tirar algumas conclusões. Primeiramente, a partir da temperatura e umidade relativa do estado inicial do gás podemos obter as demais propriedades:

$$\omega_1 = 16,1 \text{ g/kg}_{ar \text{ seco}}$$

$$h_1 = 71,4 \text{ kJ/kg}_{ar \text{ seco}}$$

O ar perde energia em forma de calor sensível até o estado **x**, portanto a temperatura cai até a temperatura de ponto de orvalho (21,4°C) e a umidade específica permanece constante, fazendo a umidade relativa subir até 100% no estado **x**.

No processo do estado **x** até o estado final, o ar está saturado perdendo energia em forma de calor sensível e latente, reduzindo a temperatura e a umidade específica, gerando água líquida condensada. No estado **2** o ar tem as seguintes propriedades:

$$T_2 = 1^\circ\text{C}$$

$$\omega_2 = 4,1 \text{ g/kg}_{ar \text{ seco}}$$

$$h_2 = 11,2 \text{ kJ/kg}_{ar \text{ seco}}$$

Concluimos que para esse processo, a cada quilograma de ar seco que passa pelo evaporador, 12 gramas de água líquida é obtida e o poder frigorífico do refrigerador deve ser de $60,2 \text{ kJ/kg}_{ar \text{ seco}}$.

4.1.2 Demanda energética

Um dispositivo termodinâmico de refrigeração baseado em compressão de vapor, como o apresentado na seção 2.1.1, demanda de energia principalmente para o acionamento do compressor, além da energia de ventiladores no caso do uso da convecção forçada para transferência de energia no condensador e/ou evaporador. Em seguida será feito o exemplo de um sistema de refrigeração para demonstrar os cálculos e procedimentos para obtermos a demanda energética da máquina.

Lembrando que o ciclo de refrigeração consiste no líquido refrigerante passando por 4 processos. Para facilitar a visualização da mudança das propriedades do fluido em cada um desses processos, são utilizados diagramas de estado como o diagrama T-s ilustrado na imagem abaixo.

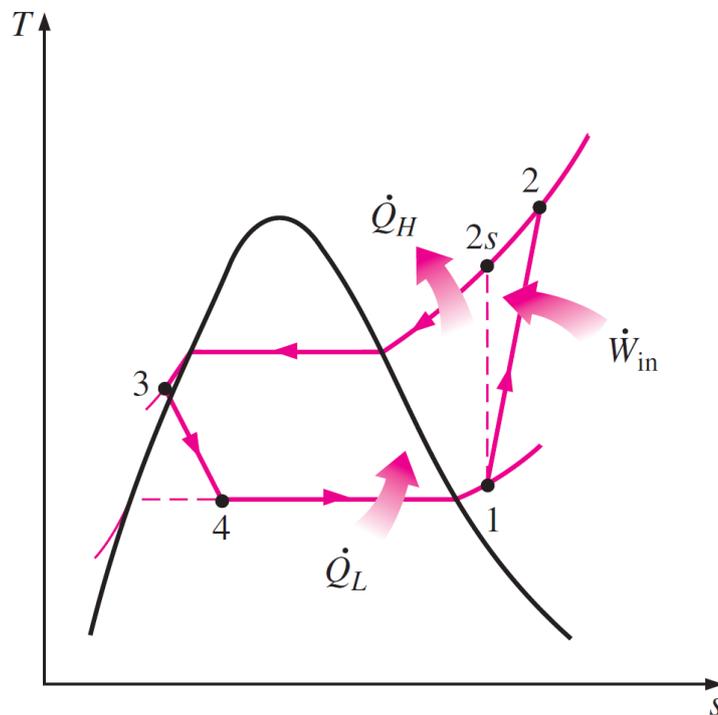


Figura 4-2 - Diagrama T-s do ciclo de refrigeração por compressão de vapor [4]

O processo 1-2 representa a compressão, onde o compressor transfere energia via trabalho para o vapor do refrigerante. Inicialmente, em 1, o refrigerante sai do evaporador no

estado gasoso a baixa pressão P_1 . Em seguida é comprimido até uma alta pressão P_2 , grande o suficiente para que a temperatura de saturação a P_2 seja maior do que a temperatura do ambiente quente, que irá retirar energia do fluido de trabalho através do condensador. O ponto 2s representa o estado que o fluido estaria caso o processo de compressão fosse isentrópico. Para calcular o estado 2, utilizamos a eficiência isentrópica do compressor η_c na equação abaixo.

$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (4.1)$$

Onde h_1 , h_2 e h_{2s} são os valores da entalpia nos estados 1, 2 e 2s respectivamente. Escolhas de projeto definem o valor de h_1 . A partir do valor da entalpia do estado 1 e da pressão do estado 2, também definida pelo projeto, obtemos o valor de h_{2s} , já que o processo é isentrópico. Então com esses valores conhecidos, assim como o valor da eficiência isentrópica do compressor escolhido, podemos isolar o h_2 na equação 4.1 e calcular seu valor.

O processo 2-3 representa a passagem do fluido pelo condensador a pressão constante P_2 , onde ocorrerá a transferência de calor para o ambiente. Inicialmente o vapor superaquecido do ponto 2 será resfriado até o estado de saturação, onde a partir de então o vapor se condensará. O projeto do refrigerador pode permitir que após a condensação completa do fluido de trabalho, este possa perder ainda mais energia, reduzindo sua temperatura na formação de líquido supercomprimido mostrado no diagrama como o ponto 3.

O processo 3-4 representa a passagem do fluido por uma válvula de expansão e é modelado como um processo isentálpico. A passagem do líquido refrigerante por um dispositivo expensor, resulta em uma diminuição de pressão devido à perda de carga do escoamento. Como nesse processo não existe troca de energia por calor e por trabalho com o meio, a partir da primeira lei da termodinâmica, a entalpia final e inicial deve ser a mesma. Com a redução de pressão, o líquido é parcialmente vaporizado, e a energia utilizada para essa mudança de fase resulta em uma diminuição da temperatura da mistura, então por fim obtemos uma mistura saturada a baixa temperatura, o que é desejado para a que a refrigeração ocorra.

O processo 4-1 representa a passagem do fluido pelo evaporador. Nessa etapa, o fluido se encontra à baixa pressão, baixa temperatura e baixo título. A medida que passa pelo evaporador, o refrigerante é vaporizado à medida que absorve energia do ambiente refrigerado até atinja o estado de vapor saturado. Novamente, o projeto da máquina pode permitir que o

vapor continue absorvendo energia do meio antes de entrar no compressor, de modo que o estado 1 represente vapor superaquecido.

Um dos parâmetros principais para projeto de uma máquina refrigeradora é o poder frigorífico \dot{Q}_L . Ele representa a potência térmica que o refrigerador é capaz de absorver do meio refrigerado. Outro parâmetro importante é a temperatura de evaporação do fluido de trabalho, que será escolhida pelo projetista de determinado projeto. No caso aqui estudado, deseja-se que a temperatura de evaporação seja ligeiramente acima de 0°C , permitindo o máximo de condensação sem que haja congelamento da água retirada do ar atmosférico. A temperatura e vazão do ar que passa pelo aparato indicará o poder frigorífico necessário para operação da máquina.

Outro valor que deve ser previamente conhecido, é a temperatura do ambiente. A partir dela deve ser feita a escolha da pressão do fluido após passar pelo compressor. Tal pressão deve ter uma temperatura de saturação associada maior que a temperatura do ambiente, de modo que o refrigerante possa rejeitar calor ao passar pelo condensador.

Com os valores acima conhecidos, é possível calcular a potência elétrica necessária para acionar o compressor. Nesse projeto, onde a disponibilidade de energia elétrica é uma limitação, a máquina deve ser projetada de modo que a potência requerida pelo compressor não seja demasiadamente alta, inviabilizando o projeto como um todo.

4.1.3 Limitação do projeto

As condições do exemplo mostrado no final da seção 4.1.1 são bastante favoráveis para obtenção de água líquida a partir do ar atmosférico. Qualquer temperatura do evaporador abaixo de $21,4^\circ\text{C}$ (T_{dp}) irá ocasionar na formação de orvalho.

A temperatura mínima do evaporador deve ser 0°C , dessa maneira impedindo que gelo seja formado. Assim, observando o diagrama psicrométrico, concluímos que a umidade específica mínima para que se possa obter água condensada vale $3,8 \text{ g/kg}_{ar \text{ seco}}$. O diagrama a seguir indica também os estados que tornam impossível obter água líquida do ar atmosférico.

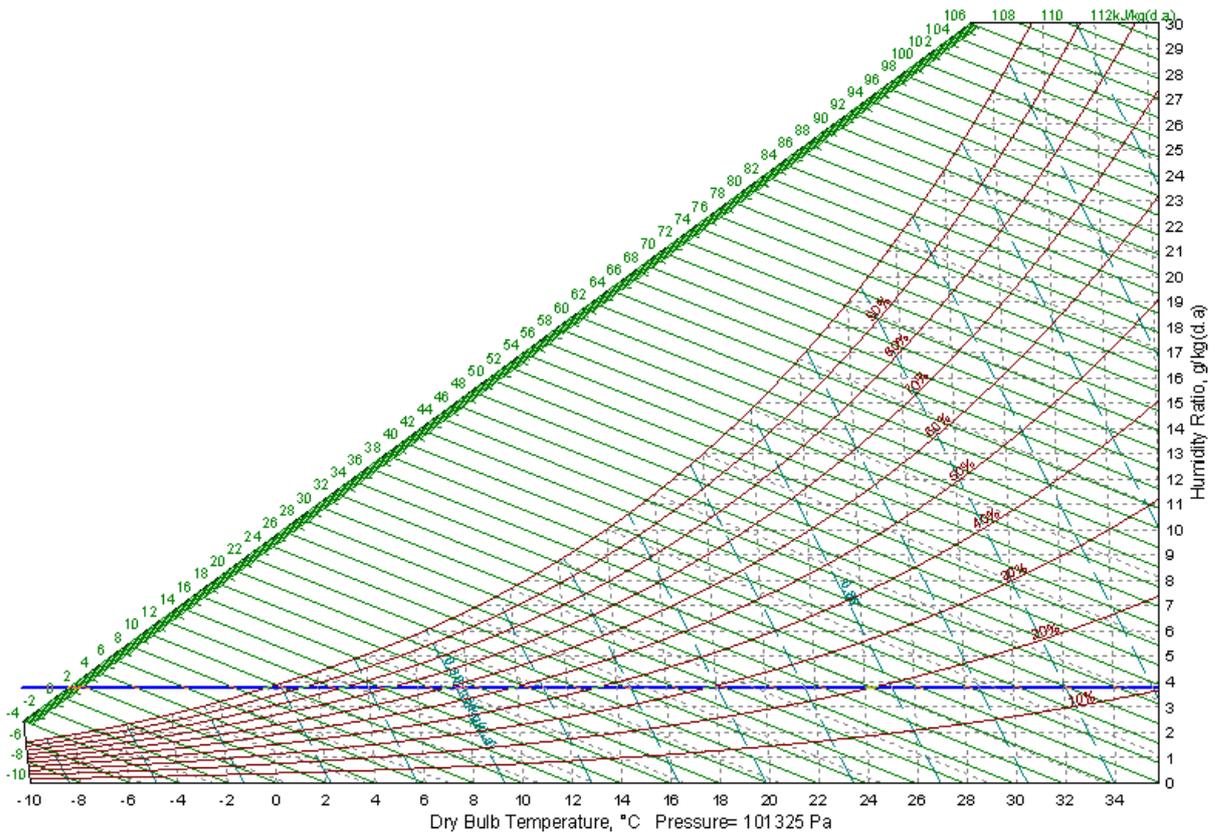


Figura 4-3 - Visualização dos valores limites para formação de orvalho

Todos os estados termodinâmicos presentes na região abaixo da faixa azul do gráfico são aqueles onde não é possível ocorrer a condensação do vapor d'água em líquido. Podemos ver também os estados que estão próximos a região acima da faixa azul, apesar de ser teoricamente possível extrair água do ar, a quantidade de líquido obtido por quilograma de ar seco é muito pequena e pode não compensar os gastos energéticos para tanto.

Nesses casos onde a temperatura e umidade relativa do ambiente são baixos, e assim a umidade específica também é baixa, devemos utilizar outros artifícios para condensar o vapor d'água além de simplesmente oferecer uma superfície fria para o ar fazer contato.

4.2 COMPRESSÃO DO AR

Quando o ar atmosférico apresenta uma umidade específica muito baixa, torna-se impossível condensar o vapor d'água visto que a temperatura de ponto de orvalho para esses estados é menor que a temperatura de congelamento da água em pressão atmosférica. Para valores de umidade específica cuja temperatura de ponto de orvalho é um pouco maior que 0°C,

apesar de ser possível condensar o vapor em líquido, essa quantidade de condensado é muito pequena. Como visto no capítulo anterior, uma maneira de contornar essa situação é aumentando a temperatura de ponto de orvalho a partir do aumento da pressão absoluta da mistura.

Considerando um caso onde o ar se encontra com umidade específica com um valor de $6,0 \text{ g/kg}_{ar\ seco}$, sabemos que o potencial máximo de geração de água condensada é de 2,2 gramas para cada quilograma de ar seco que entre em equilíbrio térmico com uma superfície a 0°C .

Caso o ar seja comprimido a uma pressão absoluta superior à pressão atmosférica, teremos resultados diferentes. Nessa seção serão utilizadas as equações do capítulo 2, na medida em que o diagrama psicrométrico se baseia na pressão atmosférica. Para uma pressão de 1 atm, o ar atmosférico citado anteriormente terá as seguintes propriedades:

$$\omega = 6,0 \text{ g/kg}_{ar\ seco}$$

A partir da equação (2.6):

$$\omega = \frac{0,622P_v}{P - P_v} \therefore P_v = \frac{\omega P}{0,622 + \omega} = \frac{0,006 \cdot 101,325}{0,622 + 0,006} \rightarrow P_v = 0,97 \text{ kPa}$$

Então, pela equação (2.11):

$$T_{dp} = T_{sat@P} = 6,4^\circ\text{C} \quad (\text{A partir de tabela})$$

Com estes valores, temos uma referência de propriedades para esse experimento a pressão de 1 atm. Agora iremos considerar que o mesmo ar acima foi comprimido a 2 atm.

$$\omega = 6,0 \text{ g/kg}_{ar\ seco}$$

Novamente utilizando a equação (2.6):

$$\omega = \frac{0,622P_v}{P - P_v} \therefore P_v = \frac{\omega P}{0,622 + \omega} = \frac{0,006 \cdot 202,65}{0,622 + 0,006} \rightarrow P_v = 1,936 \text{ kPa}$$

E pela equação (2.11):

$$T_{dp} = T_{sat@P} = 16,9^{\circ}C \quad (A \text{ partir de tabela})$$

Nota-se que a pressão absoluta maior impactou diretamente o valor da pressão de vapor e consequentemente gerou um aumento considerável na temperatura de ponto de orvalho da mistura. Com isso, a temperatura do aparato não precisaria ser tão baixa para iniciar a formação de orvalho, ou ainda, o aparato poderia remover mais líquido do ar quando comparado a um mesmo equipamento tratando o ar a 1 atm.

Outro valor importante a ser calculado é o potencial máximo de obtenção de água líquida a partir da umidade do ar. Para isso calcularemos o valor de umidade específica do ar tendendo a 0°C na pressão de 2 atm. Utilizando uma tabela termodinâmica para água saturada nesse cálculo, obtemos que a pressão de vapor mínima para a água saturada vale

$$P_{v \min} = P_{sat @ T=0^{\circ}C} = 0,6113 \text{ kPa}$$

Com esse valor podemos calcular a umidade específica após o resfriamento do ar até o valor de 0°C.

A partir da equação (2.6):

$$\omega = \frac{0,622P_v}{P - P_v} = \frac{0,622 \cdot 0,6113}{202,65 - 0,6113} = 1,9 \text{ g/kg}_{ar \text{ seco}}$$

Comparando o valor acima com o valor de umidade inicial, obtemos que o potencial de remoção de umidade do ar na pressão de 2 atm sobe para 4,1 g/kg_{ar seco}, o que representa um aumento de 1,9 gramas de água por quilograma de ar seco processado comparado com o resultado obtido utilizando uma pressão de 1 atmosfera.

Utilizando os equacionamentos descritos nos exemplos acima, podemos calcular os resultados para diversos valores de umidade específica e para diferentes pressões absolutas. Os resultados das propriedades de maior interesse foram colocados em uma tabela para que se possa avaliar o efeito do aumento de pressão para obtenção de água.

A tabela indica os valores das pressões de vapor, das temperaturas do ponto de orvalho e das quantidades máximas de água que podem ser obtidas com diferentes condições iniciais. Tais condições variam de umidades específicas de 2 até 32 g/kg_{ar seco} com incrementos de 2 g/kg_{ar seco} e pressões absolutas de 100 até 400 kPa com incrementos de 100 kPa.

Tabela 4-1: Resultado da compressão do ar no processo de formação de orvalho.

ω (g/kg _{ar seco})	P_v (kPa)	T_{dp} (°C)	$A_{m\acute{a}x}$ (g/kg _{ar seco})	ω (g/kg _{ar seco})	P_v (kPa)	T_{dp} (°C)	$A_{m\acute{a}x}$ (g/kg _{ar seco})
P = 100 kPa				P = 200 kPa			
2	0,32	-8,6	-1,8	2	0,64	0,6	0,1
4	0,64	0,6	0,2	4	1,28	10,6	2,1
6	0,96	6,4	2,2	6	1,91	16,8	4,1
8	1,27	10,5	4,2	8	2,54	21,3	6,1
10	1,58	13,8	6,2	10	3,16	24,9	8,1
12	1,89	16,6	8,2	12	3,79	28	10,1
14	2,20	19	10,2	14	4,40	30,6	12,1
16	2,51	21,1	12,2	16	5,02	32,9	14,1
18	2,81	23	14,2	18	5,63	35	16,1
20	3,12	24,7	16,2	20	6,23	36,8	18,1
22	3,42	26,3	18,2	22	6,83	38,5	20,1
24	3,72	27,7	20,2	24	7,43	40,1	22,1
26	4,01	29	22,2	26	8,02	41,6	24,1
28	4,31	30,3	24,2	28	8,62	42,9	26,1
30	4,60	31,4	26,2	30	9,20	44,2	28,1
32	4,89	32,5	28,2	32	9,79	45,4	30,1

ω (g/kg _{ar seco})	P_v (kPa)	T_{dp} (°C)	$A_{m\acute{a}x}$ (g/kg _{ar seco})	ω (g/kg _{ar seco})	P_v (kPa)	T_{dp} (°C)	$A_{m\acute{a}x}$ (g/kg _{ar seco})
P = 300 kPa				P = 400 kPa			
2	0,96	6,4	0,7	2	1,28	10,6	1,0
4	1,92	16,9	2,7	4	2,56	21,6	3,0
6	2,87	23,3	4,7	6	3,82	28,2	5,0
8	3,81	28,1	6,7	8	5,08	33,2	7,0
10	4,75	32	8,7	10	6,33	37,1	9,0
12	5,68	35,2	10,7	12	7,57	40,5	11,0
14	6,60	37,9	12,7	14	8,81	43,4	13,0
16	7,52	40,3	14,7	16	10,03	45,9	15,0
18	8,44	42,5	16,7	18	11,25	48,1	17,0
20	9,35	44,5	18,7	20	12,46	50,2	19,0
22	10,25	46,3	20,7	22	13,66	52	21,0
24	11,15	48	22,7	24	14,86	53,8	23,0
26	12,04	49,5	24,7	26	16,05	55,4	25,0
28	12,92	50,9	26,7	28	17,23	56,9	27,0
30	13,80	52,3	28,7	30	18,40	58,3	29,0
32	14,68	53,5	30,7	32	19,57	59,6	31,0

As propriedades mais importantes a serem observadas na tabela acima são a temperatura do ponto de orvalho e a quantidade máxima de água que pode ser extraída. Observamos uma diferença significativa dessas duas propriedades quando temos uma umidade específica baixa,

à medida que a pressão aumenta. Para exemplificar essa diferença, observamos que a quantidade máxima de água extraída sobe de 0,2 para 3,0 g/kg_{ar seco} a uma umidade específica de 4 g/kg_{ar seco} variando de 100 até 400 kPa.

Dessa forma notamos que elevar a pressão do ar se mostra vantajoso para que se obtenha maior quantidade de água condensada. Porém, é necessário que seja aplicada uma quantidade de energia para se obter a variação de pressão. A magnitude do trabalho necessário para comprimir o ar pode ser calculada com a equação 2.27. Consideramos a pressão variando de 100 a 400 kPa, uma temperatura inicial de 25°C e um coeficiente de compressão isentrópico (processo reversível e adiabático). Consultando uma tabela de propriedades termodinâmicas [citar], obtemos.

$$n = k = 1,4$$

$$R_{ar} = 0,287 \text{ kJ/kg K}$$

$$T_1 = 25^\circ\text{C} = 298 \text{ K}$$

$$w = \frac{nRT_1}{n-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right] = \frac{1,4 \times 0,287 \times 298}{1,4 - 1} \left[\left(\frac{400}{100} \right)^{(1,4-1)/1,4} - 1 \right]$$

$$w = 145,48 \text{ kJ/kg}$$

5 ESTUDO DE CASO

Nessa seção serão utilizados os conhecimentos apresentados nas seções anteriores aplicados na elaboração do projeto em si. Será escolhida uma região real para estudo, apresentados os dados meteorológicos da região, estudada a ação de uma máquina capaz de recolher a água do ar e avaliada a viabilidade do projeto em si.

5.1 LOCAL DA INSTALAÇÃO

Para a escolha do local, deve ser levada em conta uma região onde faça sentido a implementação de uma máquina capaz de condensar água para consumo humano. No território brasileiro, a região semiárida é um local de grande potencial para estudo, devido a sua escassez de água.

A falta d'água na região está relacionada à baixa pluviosidade e irregularidade das chuvas da região, além de sua estrutura geológica (escudo cristalino) não permitir acumulações satisfatórias de água no subsolo [15].

A imagem abaixo ilustra precipitação média do na região Nordeste.

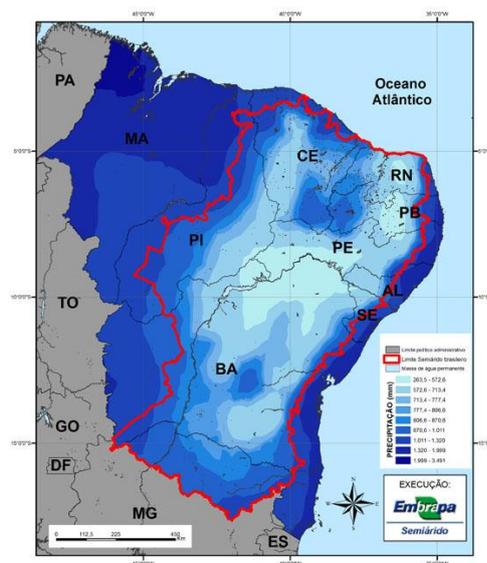


Figura 5-1 - Precipitação média anual do Nordeste e Semiárido brasileiro [16]

Segundo a figura 5.1, existe uma grande área territorial nos estados da Bahia e Pernambuco afetadas pela baixa pluviosidade.

No ano de 2018, o governo do estado de Pernambuco decretou situação de emergência nas áreas de 52 municípios afetados pela estiagem como publicado no Diário Oficial em março desse ano [17]. Utilizando o RETScreen Expert, foi localizada uma fonte de dados meteorológicos em um desses municípios afetados pela falta de chuva. Trata-se da cidade de Salgueiro.

5.2 DADOS CLIMÁTICOS DO LOCAL DA INSTALAÇÃO

Com a cidade escolhida, podemos seguir os procedimentos descritos na seção 3.2. Selecionando a cidade como local, o programa retorna os dados climáticos como ilustrado na figura abaixo.

RETScreen - Local Assinante: TEAM FFF 2016

Condições de Referência do site

Localização dos dados climáticos: Brasil - Pernambuco - Salgueiro Local das instalações: Brasil

	Unidade	Localização dos dados climáticos	Local das instalações	Fonte
Latitude		-8,1	-8,1	
Longitude		-39,1	-39,1	
Zona climática		1B - Muito quente - Seco		
Elevação	m	395	451	NASA
Temperatura para projeto de aquecimento	°C	19,2		NASA - NASA
Temperatura para projeto de refrigeração	°C	33,2		NASA
Amplitude da Temperatura do Solo	°C	13,5		NASA

Mês	Temperatura do Ar		Humidade relativa	Precipitação	Radiação solar diária - horizontal	Pressão Atmosférica	Velocidade do Vento	Temperatura do Solo		Gaus-dia para aquecimento 18 °C	Refrigeração graus-dias 10 °C
	°C	%						°C	°C-d		
Janeiro	26,7	61,3%	110,48	5,62	95,9	3,2	29,2	0	516		
Fevereiro	26,1	64,7%	99,49	5,78	95,9	3,0	28,3	0	450		
Março	25,7	68,3%	110,89	5,37	95,9	2,8	27,6	0	487		
Abril	25,6	67,4%	62,50	5,16	95,9	3,3	27,2	0	467		
Mai	25,4	64,2%	45,26	4,74	96,0	3,8	27,3	0	477		
Junho	24,8	61,9%	17,92	4,54	96,2	4,4	27,1	0	443		
Julho	24,3	59,6%	13,29	4,72	96,3	4,7	27,2	0	444		
Agosto	25,1	53,6%	9,69	5,55	96,3	4,8	28,8	0	469		
Setembro	26,8	48,1%	6,43	6,31	96,1	4,9	31,0	0	503		
Outubro	28,3	44,8%	8,72	6,56	95,9	4,6	33,1	0	567		
Novembro	28,3	48,3%	35,05	6,15	95,8	4,2	32,5	0	550		
Dezembro	28,0	52,6%	59,75	5,91	95,8	3,5	31,6	0	558		
Anual	26,2	57,9%	579,47	5,53	96,0	3,9	29,3	0	5,931		
Fonte	NASA	NASA	NASA	NASA	NASA	NASA	NASA	NASA	NASA	NASA	NASA
Medido a						m	10	0			

Figura 5-2 - Seleção da localidade no RETScreen Expert

Podemos ressaltar que a região é considerada muito quente e seca, e sua precipitação anual média é inferior a 600 mm. Esses dados confirmam que a cidade de Salgueiro é afetada pela seca do semiárido brasileiro.

Os dados de grande importância para o início da elaboração do projeto são a temperatura e umidade relativa. Utilizando esses dados, conseguimos obter os valores médios mensais da umidade específica, utilizando as equações da seção 2.2.3 ou a partir do diagrama psicrométrico. A partir do diagrama, foram calculados os valores da umidade específica e da entalpia específica para cada mês. Os resultados estão apresentados na tabela abaixo.

Tabela 5-1: Dados climáticos mensais da localidade escolhida.

Mês	Temperatura (°C)	Umidade relativa (%)	Umidade específica (g/kg _{ar seco})	Entalpia (kJ/kg _{ar seco})
Janeiro	26,7	61,3	13,529	61,344
Fevereiro	26,1	64,7	13,788	61,387
Março	25,7	68,4	14,246	62,140
Abril	25,6	67,4	13,948	61,278
Maio	25,4	64,2	13,112	58,942
Junho	24,8	61,9	12,18	55,953
Julho	24,3	59,6	11,367	59,600
Agosto	25,1	53,6	10,713	53,600
Setembro	26,8	48,1	10,629	54,055
Outubro	28,3	44,6	10,762	55,931
Novembro	28,3	44,3	10,688	55,743
Dezembro	28	52,6	12,507	60,075

Como visto na seção 4.1.3, a limitação para extração de água do ar a 1 atm é calculada subtraindo a umidade específica mínima, obtida quando o ar passa por um aparato com temperatura de 0°C, da umidade específica do ambiente.

5.3 OBJETIVOS E DADOS INICIAIS DE PROJETO

A partir dos valores de umidade específica apresentados na tabela 5-1, espera-se que um sistema de refrigeração por compressão de vapor seja capaz de condensar uma quantidade de água o suficiente para suprir as necessidades básicas de habitantes da região. Dessa maneira,

não será necessária a utilização de materiais adsorvedores para elevar o índice de umidade dentro de uma câmara.

Espera-se que a máquina projetada seja capaz de suprir as necessidades por água potável da população em situações críticas. A quantidade de água mínima fornecida pelo equipamento deve ser de 2 litros, podendo assim assegurar que uma pessoa se mantenha hidratada quando nenhuma outra fonte de água estiver disponível, pois uma quantidade menor que essa não justifica a elaboração do projeto.

Outro fator importante é a quantidade de tempo que a máquina pode operar durante o dia. Esse fator é limitado pela obtenção de energia elétrica que se dará por meio de painéis solares fotovoltaicos. A energia da radiação solar só é obtida em algumas horas durante o dia, visto que durante a noite ou quando a inclinação do Sol no horizonte é muito pequena, a energia obtida é desprezível. Para estimar a quantidade de horas em que o equipamento poderia operar, utilizamos a imagem abaixo que ilustra a radiação solar ao longo de 24 horas para a latitude do local escolhido.

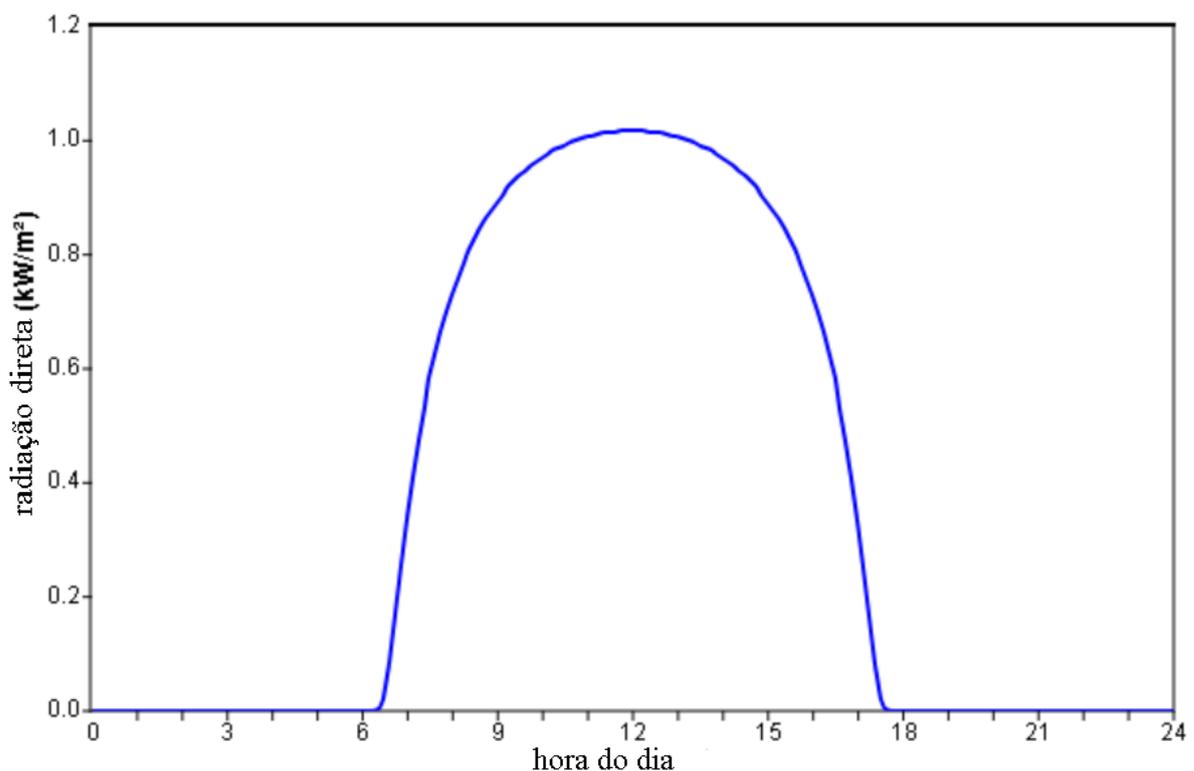


Figura 5-3 - Variação da insolação diária

Os valores de radiação solar informados no RETScreen se referem a energia total durante cada mês, de forma que seria a área abaixo da curva do gráfico da figura 5.3. Os cálculos

realizados devem levar em conta que a energia solar só está disponível em torno de 11 horas por dia, que é a quantidade de tempo que a máquina pode operar.

5.4 ENERGIA NECESSÁRIA PARA CONDENSAÇÃO

Como visto em seções anteriores, quanto menor a umidade específica, menos água pode ser extraído de um volume de ar. Iniciaremos os cálculos considerando o mês de setembro como referência, que de acordo com os dados climáticos, é o mês que apresenta menor umidade específica.

5.4.1 Caso sem compressão do ar

Para calcular a potência de refrigeração necessária para cumprir o objetivo da máquina, devemos conhecer o estado inicial e final do ar e calcular a vazão de ar média durante o funcionamento da máquina. Consideremos que o ar atmosférico se encontra em uma temperatura de 26,8°C e umidade relativa de 48,1%. Ao passar pelo aparato, consideraremos que o ar passou pelo mesmo processo demonstrado na seção 4.1.1., saindo com uma temperatura de 2°C e umidade relativa de 100%. Consultando as demais propriedades dos dois estados na carta psicrométrica, teremos:

$$\text{Estado inicial} \rightarrow \begin{cases} T_i = 26,8 \text{ } ^\circ\text{C} \\ \varphi_i = 48,1\% \\ \omega_i = 10,629 \text{ g/kg}_{\text{ar seco}} \\ h_i = 54,1 \text{ kJ/kg}_{\text{ar seco}} \end{cases} \quad \text{Estado final} \rightarrow \begin{cases} T_f = 2 \text{ } ^\circ\text{C} \\ \varphi_f = 100\% \\ \omega_f = 4,4 \text{ g/kg}_{\text{ar seco}} \\ h_f = 13,0 \text{ kJ/kg}_{\text{ar seco}} \end{cases}$$

Calculando a massa total do ar processado para obtermos uma quantidade de 2 kg de água condensada, temos:

$$A_{kg} = \omega_i - \omega_f = 10,629 - 4,4 = 6,2 \text{ g/kg}_{\text{ar seco}}$$

$$A_{total} = A_{kg} m_{ar} \quad \rightarrow \quad m_{ar} = \frac{A_{total}}{A_{kg}} = \frac{2000}{6,2} = 321,08 \text{ kg}_{\text{ar seco}}$$

Onde A_{kg} é a massa de água condensada por quilograma de ar seco, A_{total} é a massa de água total condensada e m_{ar} é a massa de ar seco total.

Podemos calcular a energia necessária para resfriar essa quantidade de ar utilizando os valores de entalpia, como mostrado abaixo.

$$\Delta h = h_i - h_f = 54,1 - 13 = 41,1 \text{ kJ/kg}_{ar \text{ seco}}$$

$$\Delta H = \Delta h \cdot m_{ar} = 41,1 \times 321,08 = 13196 \text{ kJ}$$

Como a máquina, que utilizará energia solar para acionar os equipamentos, pode estar em uso durante um máximo de 11 horas por dia, calcularemos a vazão de ar média e potência de refrigeração média baseada no funcionamento da máquina durante 10 horas.

$$\dot{m}_{médio} = \frac{m}{t} = \frac{321,08}{10 \times 3600} = 8,92 \text{ g/s}$$

$$P_{média} = \frac{\Delta H}{t} = \frac{13196}{10 \times 3600} = 366,3 \text{ W}$$

Os valores acima representam a vazão média de ar e potência de refrigeração média para a obtenção de 2 kg de água. As relações acima são lineares, então para se obter 4 kg de água por exemplo, devemos apenas multiplicar os resultados obtidos por 2.

O mesmo procedimento pode ser utilizado para calcular a vazão de ar e potência para os diferentes meses do ano. Os resultados são representados na tabela abaixo.

Tabela 5-2: Vazão mássica de ar e potência de refrigeração para diferentes quantidades de água por dia.

Mês	1 kg _{água} /dia		2 kg _{água} /dia		3 kg _{água} /dia		4 kg _{água} /dia	
	$\dot{m}_{médio}$ (g/s)	$P_{média}$ (W)	$\dot{m}_{médio}$ (g/s)	$P_{média}$ (W)	$\dot{m}_{médio}$ (g/s)	$P_{média}$ (W)	$\dot{m}_{médio}$ (g/s)	$P_{média}$ (W)
Janeiro	3,04	147,1	6,09	294,3	9,13	441,4	12,17	588,6
Fevereiro	2,96	143,2	5,92	286,4	8,88	429,6	11,84	572,9
Março	2,82	138,7	5,64	277,4	8,46	416,0	11,28	554,7
Abril	2,91	140,5	5,82	281,0	8,73	421,5	11,64	562,0
Mai	3,19	146,5	6,38	293,1	9,57	439,6	12,75	586,1
Junho	3,57	153,4	7,14	306,8	10,71	460,2	14,28	613,7
Julho	3,99	185,9	7,97	371,7	11,96	557,6	15,95	743,4
Agosto	4,40	178,7	8,80	357,4	13,20	536,1	17,60	714,8
Setembro	4,46	183,1	8,92	366,3	13,38	549,4	17,84	732,6
Outubro	4,37	187,5	8,73	375,0	13,10	562,5	17,46	750,0
Novembro	4,42	188,9	8,84	377,8	13,25	566,7	17,67	755,5

Mês	1 kg _{água} /dia		2 kg _{água} /dia		3 kg _{água} /dia		4 kg _{água} /dia	
	$\dot{m}_{\text{médio}}$ (g/s)	$P_{\text{média}}$ (W)	$\dot{m}_{\text{médio}}$ (g/s)	$P_{\text{média}}$ (W)	$\dot{m}_{\text{médio}}$ (g/s)	$P_{\text{média}}$ (W)	$\dot{m}_{\text{médio}}$ (g/s)	$P_{\text{média}}$ (W)
Dezembro	3,43	161,3	6,85	322,7	10,28	484,0	13,71	645,4

A partir da tabela 5-2, verificamos que o mês de novembro exige a maior potência média para obtenção das mesmas quantidades de água. Notamos também o aumento linear da vazão de ar e potência de refrigeração a medida que aumentamos a quantidade de água obtida diariamente.

5.4.2 Caso com compressão de ar

O caso considerando anteriormente, considera que o ar entra e sai do aparato a pressão de 1 atm. Agora veremos o efeito da compressão de ar sobre os resultados obtidos anteriormente.

Consideramos agora que o ar é comprimido até uma pressão de 2 atm antes de passar pelo aparato. Devemos fazer algumas suposições antes de prosseguirmos com os cálculos. O ar ao ser comprimido, passa por um processo quase adiabático, resultando em uma elevação de sua temperatura. Esse aumento de energia térmica gera a necessidade da remoção de mais calor do que no caso anterior, sem compressão do ar. Como a temperatura irá se elevar a um valor maior que a temperatura ambiente, um trocador de calor pode ser instalado antes que o ar encontre o aparato refrigerado. Então inicialmente, calcularemos a demanda energética de refrigeração e compressão considerando que o ar comprimido está a temperatura ambiente antes de passar pelo refrigerador.

Utilizando o mesmo procedimento demonstrado na seção 4.2, podemos calcular a vazão de ar média e a potência de refrigeração para condensar a água. A tabela abaixo contém os resultados desses cálculos.

Tabela 5-3: Cálculo da vazão mássica e potência de refrigeração para ar com atm de pressão.

Mês	1 kg _{água} /dia		2 kg _{água} /dia		3 kg _{água} /dia		4 kg _{água} /dia	
	$\dot{m}_{\text{médio}}$ (g/s)	$P_{\text{média}}$ (W)	$\dot{m}_{\text{médio}}$ (g/s)	$P_{\text{média}}$ (W)	$\dot{m}_{\text{médio}}$ (g/s)	$P_{\text{média}}$ (W)	$\dot{m}_{\text{médio}}$ (g/s)	$P_{\text{média}}$ (W)
Janeiro	2,45	118,5	4,90	237,1	7,36	355,6	9,81	474,1
Fevereiro	2,40	116,0	4,79	232,0	7,19	348,0	9,59	464,0
Março	2,31	113,3	4,61	226,6	6,92	339,9	9,22	453,3

Mês	1 kg _{água} /dia		2 kg _{água} /dia		3 kg _{água} /dia		4 kg _{água} /dia	
	$\dot{m}_{\text{médio}}$ (g/s)	$P_{\text{média}}$ (W)	$\dot{m}_{\text{médio}}$ (g/s)	$P_{\text{média}}$ (W)	$\dot{m}_{\text{médio}}$ (g/s)	$P_{\text{média}}$ (W)	$\dot{m}_{\text{médio}}$ (g/s)	$P_{\text{média}}$ (W)
Abril	2,36	114,2	4,73	228,3	7,09	342,5	9,46	456,6
Mai	2,55	117,0	5,09	233,9	7,64	350,9	10,18	467,8
Junho	2,78	119,6	5,57	239,1	8,35	358,7	11,13	478,2
Julho	3,03	141,2	6,06	282,4	9,09	423,6	12,12	564,8
Agosto	3,26	132,5	6,53	265,0	9,79	397,4	13,05	529,9
Setembro	3,30	135,3	6,59	270,6	9,89	405,9	13,18	541,2
Outubro	3,24	139,3	6,49	278,6	9,73	417,8	12,98	557,1
Novembro	3,27	139,9	6,55	279,8	9,82	419,6	13,09	559,5
Dezembro	2,70	126,9	5,39	253,7	8,09	380,6	10,78	507,5

Como já esperado, o ar comprimido aumenta a capacidade de remoção de água por unidade de massa de ar atmosférico processado, assim a vazão média de ar e a potência de refrigeração são menores quando comparados ao caso do ar a 1 atm.

Considerando agora a potência de compressão do ar, devemos calculá-la com a equação 2.27. Aproximando o processo de compressão do ar por um processo politrópico, temos o seguinte resultado apresentado na tabela abaixo:

Tabela 5-4: Potência de compressão.

Mês	1 kg _{água} /dia	2 kg _{água} /dia	3 kg _{água} /dia	4 kg _{água} /dia
	$P_{\text{Compressão}}$ (W)	$P_{\text{Compressão}}$ (W)	$P_{\text{Compressão}}$ (W)	$P_{\text{Compressão}}$ (W)
Janeiro	161,7	360,7	463,7	721,4
Fevereiro	157,7	356,2	453,7	705,4
Março	151,5	346,4	437,2	680,1
Abril	155,3	354,1	447,8	695,5
Mai	167,1	377,7	480,7	743,6
Junho	182,4	410,1	523,9	805,7
Julho	198,2	443,4	568,7	886,9
Agosto	214,0	468,9	611,0	937,8
Setembro	217,4	465,6	616,9	948,5
Outubro	215,1	453,4	607,6	939,1
Novembro	216,9	456,9	612,7	946,7
Dezembro	178,5	386,1	507,8	789,9

Notamos a grande demanda energética necessária para a compressão do ar. Essa potência de compressão somada com a potência de refrigeração apresentada na tabela 5-3 resulta em um valor maior do que o resultado mostrado na tabela 5-2.

A utilização de um compressor de ar, além de adicionar maior complexidade na construção do equipamento como um todo, levando em conta ainda o trocador de calor adicional para funcionar como um intercooler, não é uma opção válida levando em conta o balanço energético, visto que para se obter a mesma quantidade de água no caso sem a compressão do ar, seria necessária uma potência maior.

Concluimos que para o caso estudado, a utilização de compressão de ar não é vantajosa para o projeto. Apenas no caso onde a umidade específica é tão baixa que se torna impossível condensar água do ar sem congelamento e onde a energia para acionar o compressor é abundante que teríamos uma utilidade para a compressão de ar.

5.5 CICLO DE REFRIGERAÇÃO

Anteriormente, foi calculada a potência de refrigeração necessária para a obtenção de água a partir do ar. Essa potência se trata da energia térmica que deve ser removida do ar em determinado intervalo de tempo. Agora devemos calcular a potência mecânica necessária para acionar um compressor capaz de fornecer a refrigeração desejada nas condições do local de estudo.

As escolhas iniciais para o projeto são a temperatura de condensação, a temperatura e evaporação e a eficiência isentrópica do compressor. A temperatura no evaporador escolhida será 0°C , menor que a temperatura do ar ao sair do equipamento (2°C). A temperatura no condensador será de 45°C , maior do que a temperatura ambiente, permitindo a condensação do refrigerante. A eficiência isentrópica será de 65%, valor real observado em compressores utilizando o refrigerante escolhido [16]. As escolhas iniciais de projeto são resumidas abaixo.

$$T_C = 45^{\circ}\text{C}$$

$$T_E = 0^{\circ}\text{C}$$

$$\eta_s = 0,65$$

Onde:

T_C é a temperatura no condensador;

T_E é a temperatura no evaporador;

η_s é a eficiência isentrópica do compressor

Será considerado que o sistema de refrigeração utiliza o R-410a como líquido refrigerante. As propriedades termodinâmicas do fluido podem ser consultadas em uma tabela [19].

Utilizando a figura 4-2 como referência, iremos calcular inicialmente as propriedades do fluido ao sair do evaporador. Vamos considerar que o fluido está na temperatura de evaporação (0°C) e tem título igual a 1. A partir dessas duas propriedades, as demais podem ser obtidas:

$$T_1 = 0^\circ\text{C}$$

$$x_1 = 1$$

$$h_1 = 279,12 \text{ kJ/kg}$$

$$s_1 = 1,0368 \text{ kJ/kg K}$$

O próximo passo é calcular o processo de compressão. Primeiramente consideramos uma compressão isentrópica para calcular o estado 2s, então utilizamos o valor da eficiência isentrópica para calcular o estado 2. Sabemos que o estado 2, possui uma pressão cuja temperatura de saturação é igual a 45°C , que a partir da tabela de propriedades vale 2728,3 kPa.

No processo $1 \rightarrow 2s$, considerando um processo isentrópico e conhecendo a pressão final, podemos calcular as demais propriedades do estado 2s.

$$P_2 = 2728,3 \text{ kPa}$$

$$s_2 = s_1 = 1,0368 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \text{ K}$$

$$h_2 = 312,5 \text{ kJ/kg}$$

A partir da primeira lei da termodinâmica aplicada a um volume de controle, considerando um regime permanente, o trabalho de compressão vale:

$$w_{1-2s} = h_1 - h_{2s} = -33,38 \text{ kJ/kg}$$

A partir da relação abaixo, podemos calcular o valor da entalpia no estado 2 e o valor do trabalho real do compressor.

$$n_s = \frac{h_1 - h_{2s}}{h_1 - h_2} \rightarrow h_2 = -\frac{h_1 - h_{2s}}{n_s} + h_1 = \frac{33,38}{0,65} + 279,12 = 330,47 \text{ kJ/kg}$$

e

$$w_c = w_{1 \rightarrow 2} = h_1 - h_2 = -51,35 \text{ kJ/kg}$$

A próxima etapa do ciclo é a condensação. Nela, o gás que sai do compressor passa por um condensador, onde transfere calor para o ambiente até o estado de líquido saturado. Conhecendo a pressão, desprezando a perda de carga ao passar pelo trocador de calor, e o título sendo igual a 0, podemos consultar as demais propriedades do estado 3 na tabela.

$$T_3 = 45^\circ\text{C}$$

$$P_3 = 2728,3 \text{ kPa}$$

$$x_3 = 0$$

$$h_3 = 133,61 \text{ kJ/kg}$$

A partir das propriedades do estado 3, podemos calcular a quantidade de calor que deve ser rejeitada pelo condensador. Novamente, utilizando a primeira lei da termodinâmica obtemos:

$$q_{2 \rightarrow 3} = h_3 - h_2 = -196,86 \text{ kJ/kg}$$

Ao sair do condensador, o fluido, agora em estado líquido a alta pressão, passa por um dispositivo de expansão que reduz a pressão do refrigerante em um processo isentálpico. O estado 4 terá então a mesma entalpia do estado 3 e a mesma pressão do estado 1. O título da mistura no estado 4 pode ser calculado a partir do valor da pressão e entalpia. Utilizando a entalpia de líquido saturado h_l e entalpia de evaporação h_{lv} na pressão do estado, calculamos o valor do título a partir da equação abaixo.

$$h_4 = h_l + x h_{lv} \rightarrow x = \frac{h_4 - h_l}{h_{lv}} = \frac{133,61 - 57,76}{221,37} = 0,34$$

As propriedades do estado 4 são resumidas abaixo.

$$P_4 = P_1 = 798,7 \text{ kPa}$$

$$h_4 = h_3 = 133,61 \text{ kJ/kg}$$

$$T_4 = 0^\circ\text{C}$$

$$x_4 = 0,34$$

Podemos notar pelo aumento do título, parte do líquido vaporizou devido à redução da pressão. A energia utilizada nessa mudança de fase reflete em uma redução da energia térmica do fluido e, portanto, obtemos uma mistura saturada a baixa temperatura.

O último processo do ciclo é a evaporação. Nele o fluido frio absorve calor do ambiente por meio de um evaporador até que todo o fluido esteja completamente vaporizado, retornando ao estado inicial 1. A quantidade de calor absorvido nesse processo pode ser calculada a partir dos valores da entalpia dos estados 1 e 4.

$$q_E = q_{4 \rightarrow 1} = h_1 - h_4 = 145,51 \text{ kJ/kg}$$

Devemos agora calcular a vazão mássica de refrigerante para podermos calcular a potência de compressão. Para isso, devemos utilizar a potência de refrigeração necessária para se obter a quantidade de água desejada e relacionar esse valor com a potência de refrigeração do ciclo.

Iremos considerar o caso onde se deseja obter 1 kg de água por dia durante o mês de janeiro. Consultando a tabela 5-2, a potência de refrigeração necessária vale 147,1 W. Devemos então relacionar esse valor com a capacidade de refrigeração do ciclo por meio da equação abaixo.

$$147,1 = q_E \dot{m}_r \quad \rightarrow \quad \dot{m}_r = \frac{147,1}{145,51} = 1,011 \text{ g/s}$$

Onde \dot{m}_r é a vazão mássica de fluido refrigerante.

Podemos agora calcular a potência de compressão P_C .

$$P_C = w_C \dot{m}_r = 51,9 \text{ W}$$

O mesmo procedimento pode ser utilizado para calcular a vazão mássica de refrigerante e potência de compressão para os diversos meses do ano e para diferentes demandas por água. Os resultados desses cálculos estão apresentados na tabela abaixo.

Tabela 5-5: Vazão mássica de refrigerante e potência de compressão.

Mês	1 kg _{água} /dia		2 kg _{água} /dia		3 kg _{água} /dia		4 kg _{água} /dia	
	\dot{m}_r (g/s)	P_C (W)						
Janeiro	1,01	51,91	2,02	103,9	3,033	155,8	4,045	207,7
Fevereiro	0,98	50,53	1,97	101,1	2,952	151,6	3,937	202,2
Março	0,95	48,95	1,91	97,89	2,859	146,8	3,812	195,8
Abril	0,97	49,58	1,93	99,16	2,897	148,7	3,862	198,3
Maiο	1,01	51,7	2,01	103,4	3,021	155,1	4,028	206,8
Junho	1,05	54,13	2,11	108,3	3,163	162,4	4,218	216,6
Julho	1,28	65,6	2,55	131,2	3,832	196,8	5,109	262,3
Agosto	1,23	63,06	2,46	126,1	3,684	189,2	4,912	252,3
Setembro	1,26	64,62	2,52	129,3	3,776	193,9	5,035	258,5
Outubro	1,29	66,17	2,58	132,3	3,866	198,5	5,154	264,7
Novembro	1,3	66,66	2,6	133,3	3,895	200,0	5,192	266,6
Dezembro	1,11	56,92	2,22	113,9	3,326	170,8	4,435	227,8

Notamos que para se obter uma quantidade de 3 litros de água diariamente, valor razoável para suprir a necessidade de hidratação de uma pessoa, a potência de refrigeração chega a valores de 200 W. Modificações no sistema podem ser feitas para diminuir a demanda energética do equipamento e serão discutidas na seção a seguir.

5.6 MELHORIAS DE PROJETO

O único objetivo do projeto é obter água a partir do ar, mas a máquina de refrigeração mostrada anteriormente, além de condensar o vapor presente na atmosfera, resfria o ar a uma temperatura de 2°C. Esse decréscimo de temperatura é necessário para que a condensação ocorra, mas ar frio não é um produto desejado. Logo, este ar frio poderia ser utilizado para resfriar o ar atmosférico antes que este entre em contato com o evaporador do refrigerador. Dessa forma, pode-se diminuir a potência necessária para condensar a água do ar.

Aqui iremos supor que um trocador de calor recebe duas correntes de ar, uma a temperatura ambiente antes de passar pelo refrigerador e outra a 2°C após passar pelo refrigerador. A imagem a seguir ilustra o trocador de calor ao receber as duas correntes de ar.

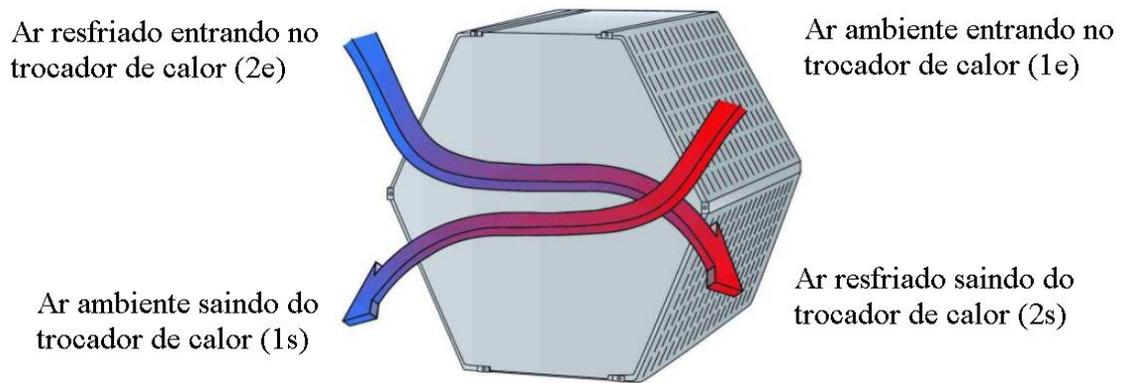


Figura 5-4 - Desenho esquemático de recuperador de calor

No desenho esquemático acima, a corrente 1 representa o ar mais úmido antes de entrar no dispositivo de refrigeração e a corrente 2 representa o ar mais seco após passar pelo dispositivo. Notamos que o ar ambiente que sai do trocador de calor é resfriado pelo ar que sai do refrigerador. Com isso, a potência de refrigeração requerida para secar o ar será menor, pois a temperatura do ar é mais baixa do que em condições ambientes.

Para saber o quanto o ar ambiente é refrigerado ao passar pelo trocador, iremos utilizar o conceito da eficiência de um trocador de calor a partir da equação abaixo.

$$\eta_{TC} = \frac{h_{1s} - h_{1e}}{h_{2e} - h_{1e}} \quad (5.1)$$

Onde η_{TC} é a eficiência do trocador de calor.

Queremos calcular o valor de h_{1s} , mas para isso precisamos conhecer o valor da eficiência do trocador, já que os demais valores de entalpia já são conhecidos. Valores de eficiência de produtos no mercado variam de 50% a 85% [20]. Dessa forma, supõe-se que o trocador de calor tenha uma eficiência de 65%. Aplicando esse valor na equação 5.1, podemos obter o valor da entalpia do ar ambiente ao sair do trocador de calor. Utilizando um valor de entalpia para o mês de janeiro, obtemos o seguinte resultado.

$$\eta_{TC} = \frac{h_{1s} - h_{1e}}{h_{2e} - h_{1e}} \rightarrow h_{1s} = (h_{2e} - h_{1e})\eta_{TC} + h_{1e}$$

$$h_{1s} = (13,0 - 61,3) \times 0,65 + 61,3 = 29,9 \text{ kJ/kg}_{ar \text{ seco}}$$

O mesmo procedimento pode ser utilizado para calcular a entalpia do ar ambiente após passar pelo trocador nos diversos meses do ano.

Tabela 5-6: Entalpia do ar ao passar pelo recuperador de calor.

Mês	h_{1e}	h_{1s}	Mês	h_{1e}	h_{1s}
Janeiro	61,3	29,9	Julho	59,6	29,3
Fevereiro	61,4	29,9	Agosto	53,6	27,2
Março	62,1	30,2	Setembro	54,1	27,4
Abril	61,3	29,9	Outubro	55,9	28,0
Maiο	58,9	29,1	Novembro	55,7	28,0
Junho	56,0	28,0	Dezembro	60,1	29,5

Com os novos valores de entalpia considerando o recuperador de calor, podemos calcular a potência de refrigeração necessária para levar o ar até a temperatura de 2°C utilizando o mesmo procedimento realizado anteriormente. Os valores de vazão mássica de ar e a potência de refrigeração necessária para se obter diferentes quantidade de água por dia estão apresentados na tabela abaixo.

Tabela 5-7: Calculo da vazão mássica de ar e potência de refrigeração utilizando recuperador de calor.

Mês	1 kg _{água} /dia		2 kg _{água} /dia		3 kg _{água} /dia		4 kg _{água} /dia	
	$\dot{m}_{médio}$ (g/s)	$P_{média}$ (W)	$\dot{m}_{médio}$ (g/s)	$P_{média}$ (W)	$\dot{m}_{médio}$ (g/s)	$P_{média}$ (W)	$\dot{m}_{médio}$ (g/s)	$P_{média}$ (W)
Janeiro	3,04	51,38	6,09	102,8	9,13	154,1	12,17	205,5
Fevereiro	2,96	50,02	5,92	100	8,88	150,1	11,84	200,1
Março	2,82	48,5	5,64	97,01	8,46	145,5	11,28	194
Abril	2,91	49,18	5,82	98,36	8,73	147,5	11,64	196,7
Maiο	3,19	51,36	6,38	102,7	9,57	154,1	12,75	205,4
Junho	3,57	53,55	7,14	107,1	10,71	160,7	14,28	214,2
Julho	3,99	65,04	7,97	130,1	11,96	195,1	15,95	260,1
Agosto	4,4	62,48	8,8	125	13,2	187,4	17,6	249,9
Setembro	4,46	64,22	8,92	128,4	13,38	192,7	17,84	256,9
Outubro	4,37	65,55	8,73	131,1	13,1	196,7	17,46	262,2
Novembro	4,42	66,3	8,84	132,6	13,25	198,9	17,67	265,2
Dezembro	3,43	56,6	6,85	113,2	10,28	169,8	13,71	226,4

Notamos que a vazão mássica de ar média se manteve a mesma enquanto a potência de refrigeração média é consideravelmente menor.

A partir dos valores da tabela acima, podemos calcular a vazão mássica de fluido refrigerante e a potência de compressão para acionar o sistema de refrigeração nesse novo caso de projeto. Os valores calculados são apresentados na tabela abaixo.

Tabela 5-8: Vazão mássica e potência de compressão do refrigerante utilizando o recuperador de calor.

Mês	1 kg _{água} /dia		2 kg _{água} /dia		3 kg _{água} /dia		4 kg _{água} /dia	
	\dot{m}_r (g/s)	P_C (W)						
Janeiro	0,35	18,13	0,71	36,26	1,06	54,39	1,41	72,52
Fevereiro	0,34	17,65	0,69	35,31	1,03	52,96	1,38	70,61
Março	0,33	17,12	0,67	34,23	1,00	51,35	1,33	68,47
Abril	0,34	17,36	0,68	34,71	1,01	52,07	1,35	69,42
Mai	0,35	18,12	0,71	36,25	1,06	54,37	1,41	72,50
Junho	0,37	18,90	0,74	37,80	1,10	56,69	1,47	75,59
Julho	0,45	22,95	0,89	45,90	1,34	68,85	1,79	91,81
Agosto	0,43	22,05	0,86	44,10	1,29	66,15	1,72	88,20
Setembro	0,44	22,66	0,88	45,33	1,32	67,99	1,77	90,66
Outubro	0,45	23,13	0,90	46,26	1,35	69,40	1,80	92,53
Novembro	0,46	23,40	0,91	46,79	1,37	70,19	1,82	93,59
Dezembro	0,39	19,97	0,78	39,94	1,17	59,92	1,56	79,89

Podemos perceber a grande diminuição na potência de compressão requerida quando um trocador de calor é adicionado ao sistema.

5.7 ESTIMATIVA DE POTÊNCIA PARA CIRCULAÇÃO DE AR

Além da potência demanda pelo compressor do sistema de refrigeração, energia também é usada para se obter circulação de ar necessária para suprir o evaporador e o condensador.

Como a vazão mássica de ar necessária para a obtenção de água nas condições calculadas é relativamente baixa, um ventilador de pequeno porte deve ser capaz de suprir o refrigerador com a quantidade de ar necessária. Recorrendo a catálogos de ventiladores, podemos estimar a potência elétrica demandada para uma vazão de ar definida.

Observando um catálogo [21], a vazão de ar utilizada é volumétrica, portanto devemos converter o valor de vazão mássica para vazão volumétrica. Para isso utilizaremos a equação de estado de gases ideais para o ar. Utilizaremos o valor de vazão de ar necessária para se obter 4 litros de água diariamente, considerando o mês de setembro, mês que demanda maior vazão.

Com um valor estimado de vazão mássica de 18 g/s, uma temperatura estimada de 28°C, pressão atmosférica e conhecendo a constante do ar $R=0,287$ kJ/kgK, podemos calcular a vazão volumétrica de ar como mostrado na equação abaixo.

$$P\dot{V} = \dot{m}RT \rightarrow \dot{V} = \frac{\dot{m}RT}{P} = \frac{0,018 \times 287 \times 301}{101325} = 0,0153 \frac{m^3}{s} = 0,921 m^3/min$$

Procurando ventiladores capazes de operar com a vazão de ar calculada acima, encontramos ventiladores com especificações de potência variando de 5 a 15 watts. Para vazões volumétricas de 5 m³/min encontramos ventiladores com especificações de potência variando de 10 a 20 watts. Percebemos que é um valor de potência relativamente pequeno quando comparado à potência demandada pelo compressor do ciclo de refrigeração (superior a 90 watts).

Com as estimativas feitas acima, podemos concluir que a potência elétrica do equipamento refrigerador, composto pelo compressor e ventiladores não deve ser superior a 130 W em média. Com essa estimativa podemos propor um sistema de captação de energia solar fotovoltaico capaz de fornecer essa demanda energética.

5.8 SISTEMA F-V

Utilizando o software RETScreen Expert, podemos propor um sistema de geração elétrica solar fotovoltaico para suprir a demanda energética do equipamento. Para isso será seguido o procedimento detalhado no capítulo 3.

Inicialmente escolhemos a localização, a cidade de Salgueiro, que já foi utilizada para se obter dados climáticos da região. Em seguida vamos para a seção de energia do programa e selecionamos a tecnologia fotovoltaica.

A figura 3-12 ilustra que a energia calculada pelo programa está na unidade de MWh, então devemos calcular a energia média mensal utilizada pelo equipamento para que possamos comparar com os resultados demonstrados pelo programa.

Utilizando os valores da potência de compressão para a geração de 4 kg de água por dia, ilustrada na última coluna da tabela 5-8 e considerando a potência dos ventiladores valendo 30

W, podemos calcular a energia demandada mensalmente pelo equipamento. Os valores calculados estão representados na tabela abaixo.

Tabela 5-9: Energia mensal necessária para condensar 4 kg de água por dia

Mês	Energia (MWh)
Janeiro	0,0318
Fevereiro	0,0282
Março	0,0305
Abril	0,0298
Maio	0,0318
Junho	0,0317
Julho	0,0378
Agosto	0,0366
Setembro	0,0362
Outubro	0,0380
Novembro	0,0371
Dezembro	0,0341

Com os valores de energia demandados mensalmente pelo equipamento, podemos escolher a potência elétrica instalada dos painéis solares e a inclinação da instalação das placas. Escolhendo painéis com potência nominal de 270 W, apontados para o norte geográfico com uma inclinação de 15° em relação ao solo, obtemos o resultado ilustrado na imagem abaixo.

Mês	Radiação solar diária - horizontal kWh/m ² /d	Radiação solar diária - inclinada kWh/m ² /d	Preço eletricidade exportada \$/kWh	Eletricidade exportada p/ rede MWh
Janeiro	5,62	5,17	0,18	0,037
Fevereiro	5,78	5,48	0,18	0,035
Março	5,37	5,31	0,18	0,038
Abril	5,16	5,35	0,18	0,037
Maio	4,74	5,12	0,18	0,037
Junho	4,54	5,01	0,18	0,035
Julho	4,72	5,17	0,18	0,038
Agosto	5,55	5,89	0,18	0,042
Setembro	6,31	6,37	0,18	0,044
Outubro	6,56	6,28	0,18	0,044
Novembro	6,15	5,67	0,18	0,039
Dezembro	5,91	5,37	0,18	0,038
Anual	5,53	5,51	0,18	0,465

Figura 5-5 - Energia mensal gerada utilizando os painéis solares escolhidos

Para comparar os valores da eletricidade fornecida pela instalação com os valores da potência demandada pelo equipamento, será utilizado o gráfico abaixo para facilitar a visualização dos dados.

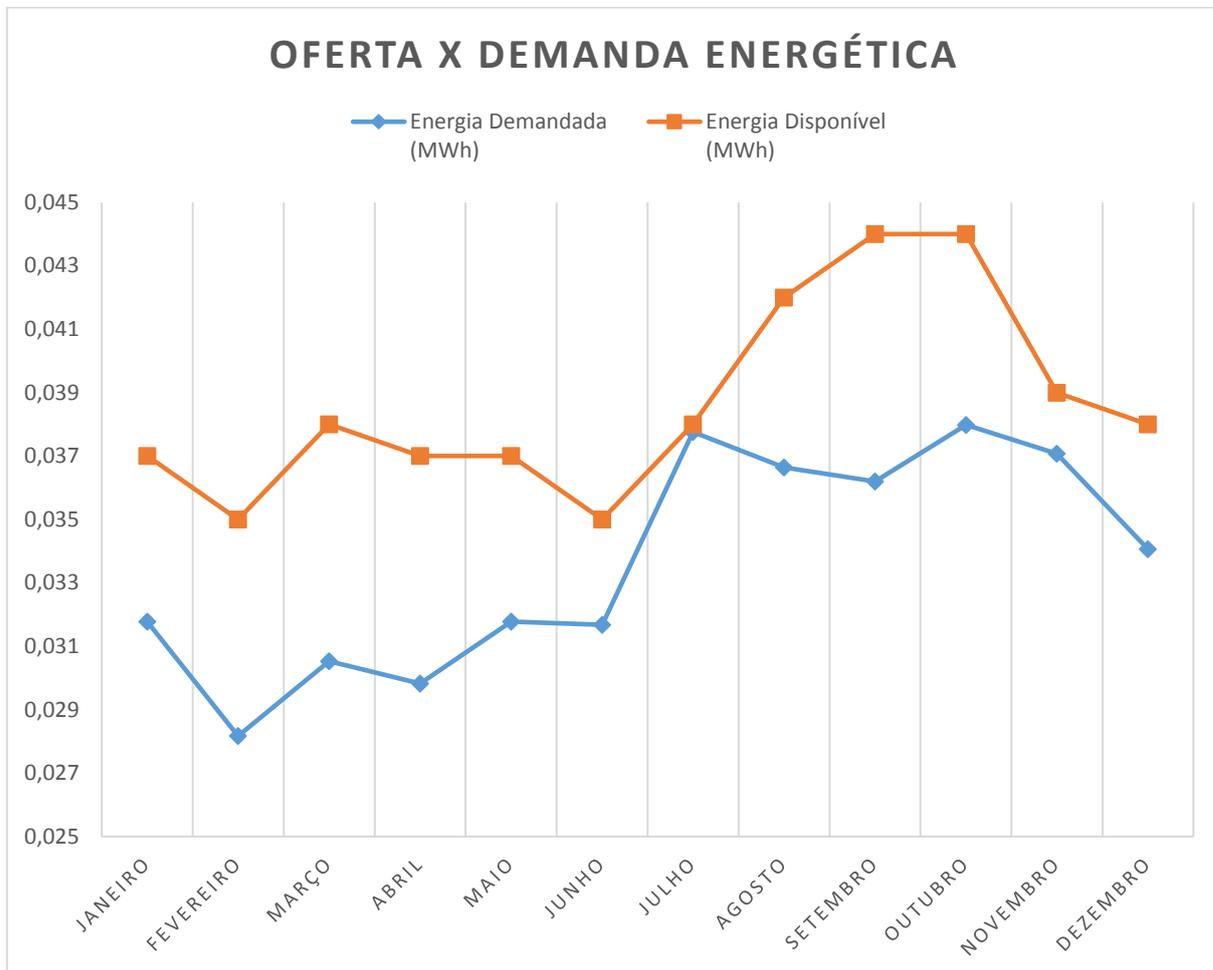


Figura 5-6 - Gráfico comparativo entre demanda e geração mensal de energia

Nota-se que nessas configurações, para todos os meses do ano a demanda energética necessária para operar o equipamento é menor do que a capacidade de geração de energia elétrica da instalação F-V.

Assumimos que 4 litros de água por dia, em uma situação de escassez, seria suficiente para manter dois habitantes hidratados. Podemos então calcular a potência instalada necessária para suprir todos os habitantes da cidade de Salgueiro com água potável.

Consultando dados do IBGE [22], no ano de 2017 foi estimada a população de Salgueiro totalizando 60 mil habitantes. Com esse valor, seriam necessários 30 mil dispositivos

com potência de geração fotovoltaica de 270 W cada. Dessa forma, a potência nominal total de painéis solares instalados seria de 8,1 MW.

6 CONCLUSÃO E RECOMENDAÇÕES

Este trabalho se iniciou com a motivação de estudar uma forma de se obter água potável para atender às necessidades básicas de uma população de um local onde o líquido é de difícil acesso.

Seguindo os conceitos da psicrometria, foi demonstrado a possibilidade de remover água presente na atmosfera. Em casos de baixa umidade relativa do ar, o uso da compressão do ar e de materiais adsorvedores podem ser soluções para populações que sofrem com falta d'água.

No estudo de caso apresentado, as condições climáticas locais se mostraram favoráveis para a condensação utilizando apenas a refrigeração para se atender o objetivo. Utilizando-se compressão de ar, a demanda energética seria bastante elevada, então para casos onde apenas a quantidade de água seja relevante e a energia necessária para acionar um compressor de ar esteja disponível, poderia ser utilizada a compressão do ar.

É importante ressaltar que a máquina proposta nesse projeto tem caráter modular, ou seja, seria apropriada para atender habitantes afastados de fonte de água potável. O valor de potência calculada no fim do estudo de caso é uma referência para o valor necessário para atender a população de uma cidade inteira.

Deve-se destacar também, que o tipo de equipamento estudado seria ainda melhor empregado em pequenas vilas, isoladas, podendo ser a única fonte de água de uma população. Nesses casos seria necessário um investimento com caráter humanitário, onde a instalação do equipamento pode garantir a sobrevivência daqueles que poderão aproveitar a água gerada.

Um projeto para atender toda a população da cidade deveria passar por algumas mudanças de modo a se tornar mais eficiente. Um exemplo é o projeto de refrigeração escolhido. No projeto apresentado, foi escolhido um ciclo de refrigeração simples para o equipamento devido aos poucos equipamentos utilizados e construção mais simples. Em um projeto com capacidade de suprir milhares habitantes, um ciclo de refrigeração de múltiplos estágios seria mais adequado, pois apesar da maior complexidade de construção, o ganho de eficiência energética permitiria uma instalação geradora fotovoltaica menor.

Outro fator a ser levado em consideração, é que a água obtida do processo de condensação deve ser filtrada e mineralizada para que seja apropriada para consumo humano.

Recomenda-se estudos posteriores que envolvam regiões de clima desértico, onde a baixa umidade específica do ar incentive o uso de materiais adsorvedores no projeto do equipamento para que uma quantidade de água capaz de suprir necessidades humanas básicas. Outro estudo recomendado seria a análise climática global para definição das regiões onde um ciclo de refrigeração seria capaz de atender certa demanda de água, e regiões onde a pressurização do ar seria necessária para tornar isso possível, indicando a elevação de pressão mínima para cada região.

REFERÊNCIAS:

- [1] Water.org, “The water crisis”. Disponível em: <<https://water.org/our-impact/water-crisis/>>. Acesso em 22 de agosto de 2017.
- [2] USGS, “How much water is there on, in, and above the Earth?”. Disponível em <<https://water.usgs.gov/edu/earthhowmuch.html>>. Acesso em 22 de agosto de 2017.
- [3] National Geographic, “Fresh water crisis”. Disponível em <<http://www.nationalgeographic.com/freshwater/freshwater-crisis.html>>. Acesso em 22 de agosto de 2017.
- [4] Y. A. Çengel and M. A. Boles, Thermodynamics: An Engineering Approach, 5th ed., McGraw-Hill, 2006 (adaptado)
- [5] F. Traoani, A. Polyzoidis, S. Loebbeche, C.G. Psicopo, On the general water harvesting capability of metal-organic frameworks under well-defined climatic conditions, 2016.
- [6] EcoloBlue, “Ecoloblue E30 economical”. Disponível em: <<https://ecoloblue.com/en/228-ecoloblue-30-economical.htm>>. Acesso em 06 de dezembro de 2017.
- [7] EcoloBlue Blog, “The Reality Behind the Power Cost of an EcoloBlue Home/Office Unit “. Disponível em: <<http://www.ecoloblueblog.com/tag/power-consumption>>. Acesso em 06 de dezembro de 2017.
- [8] EcoloBlue, “How it works”. Disponível em: <<https://ecoloblue.com/en/content/9-how-it-works>>. Acesso em 06 de dezembro de 2017.
- [9] EcoloBlue, “ Atmospheric water generator EcoloBlue 30E”. Disponível em: <<http://ecoloblue.com/atmospheric-water-generator/228-148-ecoloblue-30e.html>>. Acesso em 06 de dezembro de 2017.
- [10] Berkeley News, “Device pulls water from dry air, powered only by the sun”. Disponível em: <<http://news.berkeley.edu/2017/04/13/device-pulls-water-from-dry-air-powered-only-by-the-sun/>>. Acesso em 24 de janeiro de 2018.
- [11] Science, “This new solar-powered device can pull water straight from the desert air”. Disponível em: <<http://www.sciencemag.org/news/2017/04/new-solar-powered-device-can-pull-water-straight-desert-air>>. Acesso em 24 de janeiro de 2018.
- [12] Hyunho Kim, Sungwoo Yang, Sameer R. Rao, Shankar Narayanan, Shankar Narayanan1, Eugene A. Kapustin, Hiroyasu Furukawa, Ari S. Umans, Omar M. Yaghi,

- Evelyn N. Wang, Water harvesting from air with metal-organic frameworks powered by natural sunlight, 2017.
- [13] Tuexperto.com, “Este invento genera agua a partir del aire com energia solar”. Disponível em: <<https://www.tuexperto.com/2017/04/14/este-invento-genera-agua-a-partir-del-aire-con-energia-solar/>>. Acesso em 20 de maio de 2018.
- [14] Natural Resources Canada, “RETSscreen”. Disponível em: <<https://www.nrcan.gc.ca/energy/software-tools/7465>>. Acesso em 15 de março de 2018.
- [15] Fundação Joaquim Nabuco, “Água potável no semi-árido: escassez anunciada”. Disponível em: <http://www.fundaj.gov.br/index.php?option=com_content&view=article&id=736&Itemid=376>. Acesso em 21 de maio de 2018.
- [16] AGEITEC, Embrapa. Dados de 1935 a 2000.
- [17] Diário Oficial do Estado de Pernambuco, “28 de março de 2018”. Disponível em: <<http://200.238.101.22/docreader/DocReader.aspx?bib=20180328&PagFis=2479&Pesq=>>>. Acesso em 21 de maio de 2018.
- [18] PVEducation.org, “Calculation of Solar Insolation”. Disponível em: <<http://www.pveducation.org/pvcdrom/properties-of-sunlight/calculation-of-solar-insolation>>. Acesso em 21 de maio de 2018.
- [19] Bornakke, Sonntag, Van Wylen, “Fundamentos da Termodinâmica, Apêndice B”, 2009.
- [20] UK exchangers, “Air to air heat exchangers”. Disponível em: <<http://www.uk-exchangers.com/heat-exchange-products/air-to-air-heat-exchangers/>>. Acesso em 21 de maio de 2018.
- [21] Digi-Key electronics, “Fans, Thermal Management, DC fans”. Disponível em: <<https://www.digikey.com/products/en/fans-thermal-management/dc-fans/217/page/5?ColumnSort=-191>>. Acesso em 27 de maio de 2018.
- [22] IBGE, “Salgueiro”. Disponível em: <<https://cidades.ibge.gov.br/brasil/pe/salgueiro/panorama>>. Acesso em 04 de junho de 2018.