

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS Faculdade de Engenharia Mecânica

LUCAS SANDOLI LIMA

Avaliação de diferentes tecnologias de secagem de ar para produção de gelatina a partir de diferentes indicadores exergéticos

CAMPINAS 2020

LUCAS SANDOLI LIMA

Avaliação de diferentes tecnologias de secagem de ar para produção de gelatina a partir de diferentes indicadores exergéticos

Dissertação de Mestrado apresentada à Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas como parte dos requisitos exigidos para obtenção do título de Mestre em Planejamento de Sistemas Energéticos.

Orientador: Prof. Dr. Carlos Eduardo Keutenedjian Mady

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE À VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO DEFENDIDA PELO ALUNO LUCAS SANDOLI LIMA, E ORIENTADO PELO PROF. DR. CARLOS EDUARDO KEUTENEDJIAN MADY.

CAMPINAS 2020

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA - BAE – UNICAMP

Ficha catalográfica Universidade Estadual de Campinas Biblioteca da Área de Engenharia e Arquitetura Rose Meire da Silva - CRB 8/5974

L628a	Lima, Lucas Sandoli, 1989- Avaliação de diferentes tecnologias de secagem de ar para produção de gelatina a partir de diferentes indicadores exergeticos / Lucas Sandoli Lima. – Campinas, SP : [s.n.], 2020.
	Orientador: Carlos Eduardo Keutenedjian Mady. Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.
	 Condensação. 2. Exergia. 3. Gelatina - Secagem. 4. Controle de umidade. 5. Água - Absorção e adsorção. I. Mady, Carlos Eduardo Keutenedjian, 1984 II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

Informações para Biblioteca Digital

Titulo em outro idioma: Evaluation of different air drying technologies for gelatine production by exergy indicators Palavras-chave em inglês: Condensation Exergy Gelatine - Drying Moisture control Air - Absorption and adsorption Área de concentração: Planejamento de Sistemas Energéticos Titulação: Mestre em Planejamento de Sistemas Energéticos Banca examinadora: Carlos Eduardo Keutenedjian Mady [Orientador] José Vicente Hallak d'Angelo Vivaldo Silveira Junior Data de defesa: 05-08-2020 Programa de Pós-Graduação: Planejamento de Sistemas Energéticos

Identificação e informações acadêmicas do(a) aluno(a) - ORCID do autor: https://orcid.org/0000-0003-4174-3495

- Currículo Lattes do autor: http://lattes.cnpq.br/8228848681323052

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADÊMICO

Avaliação de diferentes tecnologias de secagem de ar para produção de gelatina a partir de diferentes indicadores exergéticos

Autor: Lucas Sandoli Lima Orientador: Prof. Dr. Carlos Eduardo Keutenedjian Mady

A Banca Examinadora é composta pelos membros:

Prof. Dr. Carlos Eduardo Keutenedjian Mady Faculdade de Engenharia Mecânica/Universidade Estadual de Campinas

Prof. Dr. Vivaldo Silveira Junior Faculdade de Engenharia de Alimentos/Universidade Estadual de Campinas

Prof. Dr. José Vicente Hallak d'Angelo Faculdade de Engenharia Química/Universidade Estadual de Campinas

A Ata da defesa com as respectivas assinaturas dos membros encontra-se no processo de vida acadêmica do aluno.

Campinas, 5 de agosto de 2020.

Agradecimentos

À Deus, por me dar diariamente força e saúde.

Ao Programa de Pós-Gradução em Planejamento de Sistemas Energéticos, da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, por ter me dado a oportunidade de cursar este programa *stricto sensu*.

Aos professores que me ensinaram durante toda a minha formação acadêmica e de pósgraduação, e que disponibilizaram disciplinas relevantes para ampliação do conhecimento na área.

Aos professores Vivaldo e José Vicente, pela atenção dedicada à leitura do texto e pelas contribuições que aperfeiçoaram o trabalho.

Ao meu orientador Carlos Eduardo Keutenedjian Mady, pelas inúmeras possibilidades de aprendizagem, as quais muito contribuíram para este trabalho, e principalmente, por ter me orientado com extrema paciência, pois mesmo nos momentos difíceis me apoiou. Sem a colaboração deste mestre, este trabalho não seria possível.

À empresa Gelita do Brasil que, além da experiência de dez anos, me deu todo o apoio para realizar minha pesquisa, disponibilizando meu horário de trabalho para cumprir as disciplinas presenciais e por autorizar o uso dos sistemas disponíveis nas fábricas.

À minha família, por me apoiar durante esses anos, e não me deixarem desistir.

À minha esposa Camila que me deu inspiração para cursar o Mestrado, e que, em muitos momentos, foi privada de estarmos juntos, enquanto eu estava elaborando a dissertação. Amo você.

Resumo

Os secadores das fábricas de gelatina utilizam ar com baixa umidade absoluta para fazer o processo de secagem, sendo estes sistemas energo-intensivos. Para este processo de remoção da água do ar, existem diferentes tecnologias que são empregadas, sendo as três principais os sistemas de desumidificação: sólido dessecante, líquido dessecante e condensação da água presente no ar. A escolha de qual é a melhor tecnologia passa por diversos aspectos, nem sempre cartesianos. Como em todos eles existem consumo de energia elétrica e calor, os indicadores de desempenho baseados na Primeira Lei da Termodinâmica nem sempre se demonstraram adequados por não fazerem diferenciação da qualidade da energia consumida. Em razão disso, foram propostos indicadores baseados na Segunda Lei da Termodinâmica, isto é, todas as transferências numa única base termodinâmica: capacidade de realização de trabalho. Para a comparação, foram avaliados os indicadores de eficiência exergética e um índice de água removida por consumo de exergia nos sistemas (SMERex). A partir dessas grandezas físicas, foi possível verificar possibilidades de redução de consumo de exergia nos sistemas, por meio da instalação de bombas de calor e verificar que o sistema de condensação com bomba de calor foi o que teve melhor desempenho para produção de gelatina (especificidades do ar de saída do secador) e para os valores médios de temperatura e umidade do ar, respeitando-se o local em que é produzida.

Palavras-chave: Desumidificação, líquido dessecante, sólido dessecante, condensação, bomba de calor, exergia, gelatina.

Abstract

The industrial dryers for gelatine uses air with low humidity to increase the performance of dry the product, and this process has a high energy consumption. To remove the water from the air there are available many technologies, and the main three used are the liquid desiccant, solid desiccant and condensation of water present in the air reaching the dew point. To choose the best technology many factors have to be considered, and as all systems has electrical energy and heat consumption, the key performance indicators of the first law of thermodynamics were not feasible, so the indicators were defined upon the second law of thermodynamics. Thus, with the second law enable to compare all the energy sources regarding the maximum work capacity of this source (exergy). To do this evaluation was used indicators based in the exergy efficiency and an indicator of the exergy consumed to condensate the water (SMERex). Therefore, were possible to analyze the possibilities to reduce the exergy consumption in the systems with an installation of a heat pump and to verify the best option for dehumidification in the production, thus were found the condensation system with heat pump (with the condition to use in the gelatine dryers) has the best performance when considered the different inlet temperatures and moisture of the air in the place that are produced.

Key words: Dehumidification, liquid desiccant, solid desiccant, condensation, heat pump, exergy, gelatine.

Lista de llustrações

Figura 1.	Fluxograma de produção de gelatina	14		
Figura 2.	Carta psicrométrica com efeitos de resfriamento evaporativo (linha laranja) e desumidificação por dessecante (linha azul)			
Figura 3.	Efeito de desumidificação por condensação	24		
Figura 4.	Carta psicrométrica com efeito de desumidificação do ar através de compressão de vapor, por líquido dessecante e sólido dessecante	25		
Figura 5.	Equilíbrio da pressão de vapor da solução de cloreto de lítio e umidade relativa do ar	27		
Figura 6.	Ciclo de desumidificação por dessecante líquido	29		
Figura 7.	Pressão de vapor superficial da solução de cloreto de lítio em função da temperatura da solução e concentração de cloreto de lítio em água			
Figura 8.	Diagrama de fases, indicando a solubilidade da solução LiCl, momento a partir do qual uma redução de temperatura acarreta numa precipitação	32		
Figura 9.	Representação esquemática do funcionamento da roda dessecante	35		
Figura 10.	Curvas isotérmicas para sólido dessecante, em função da umidade absoluta e da pressão de vapor superficial	36		
Figura 11.	Representação do sistema de desumidificação por roda dessecante	37		
Figura 12.	Configurações dos rotores/dessecantes	38		
Figura 13.	Representação esquemática da desumidificação por condensação	39		
Figura 14.	Desumidificação por condensação por refrigeração direta	41		
Figura 15.	Desumidificação por condensação por troca térmica indireta	41		
Figura 16.	Desumidificação por bomba de calor	42		
Figura 17.	Diagrama do processo de um sistema de líquido dessecante para uma fábrica de gelatina, usando duas possibilidades de refrigeração: <i>Chiller</i> de compressão de vapor (original) e refrigeração por absorção	56		
Figura 18.	<i>Chiller</i> de absorção com LiBr-H ₂ 0 e <i>Chiller</i> de compressão de vapor	57		
Figura 19.	Carta psicrométrica com equilíbrio solução e ar	60		
Figura 20.	Diagrama do processo de um sistema de sólido dessecante para uma fábrica de gelatina	67		
Figura 21.	Diagrama do processo de um sistema de sólido dessecante para uma fábrica de gelatina com bomba de calor			
Figura 22.	Diagrama do processo de desumidificação por resfriamento direto para uma fábrica de gelatina			
Figura 23	Diagrama do processo de um sistema de desumidificação por bomba de calor para uma fábrica de gelatina			

Figura 24.	Gráfico da eficiência exergética para líquido dessecante com chiller de compressão de vapor e absorção a 30 °C	80
Figura 25.	Gráfico da eficiência exergética para líquido dessecante com chiller de compressão de vapor e absorção a 25 °C	80
Figura 26.	Gráfico da eficiência exergética para líquido dessecante com chiller de compressão de vapor e absorção a 20 °C	81
Figura 27.	Gráfico da eficiência exergética para sólido dessecante a 30 °C, com e sem bomba de calor	83
Figura 28.	Gráfico da eficiência exergética para sólido dessecante a 25 °C, com e sem bomba de calor	83
Figura 29.	Gráfico da eficiência exergética para sólido dessecante a 20 °C, com e sem bomba de calor	84
Figura 30.	Gráfico da eficiência exergética de condensação por resfriamento direto a 30 °C com e sem bomba de calor	85
Figura 31.	Gráfico da eficiência exergética de condensação por resfriamento direto a 25 °C com e sem bomba de calor	86
Figura 32.	Gráfico da eficiência exergética de condensação por resfriamento direto a 20 °C com e sem bomba de calor	86

Lista de Tabelas

Tabela 1.	Potenciais ODP e GWP para refrigerantes			
Tabela 2.	Dados do sistema líquido dessecante com chiller de compressão de vapor			
Tabela 3.	Destruição de exergia do sistema de líquido dessecante			
Tabela 4.	Dados do <i>chiller</i> de compressão de vapor			
Tabela 5.	Irreversibilidades do <i>chiller</i> de compressão de vapor			
Tabela 6.	Dados do <i>chiller</i> de absorção			
Tabela 7.	Perda de exergia do <i>chiller</i> de absorção	64		
Tabela 8.	Dados do sistema sólido dessecante			
Tabela 9.	Destruição de exergia do sistema de sólido dessecante	69		
Tabela 10.	Dados do sistema sólido dessecante com bomba de calor	72		
Tabela 11.	Destruição de exergia do sistema de sólido dessecante			
Tabela 12.	Dados do sistema por resfriamento direto			
Tabela 13.	Destruição de exergia do sistema de resfriamento direto	75		
Tabela 14.	Dados do sistema por bomba de calor	78		
Tabela 15.	Destruição de exergia do sistema de bomba de calor	78		
Tabela 16.	Comparação entre os sistemas mais eficientes para cada tipo de desumidificador	87		

Sumário

1. INTRODUÇÃO	13
1.1 Necessidade da desumidificação de ar no contexto de produção de gelatina	15
1.2 Divisão do trabalho	18
2.OBJETIVOS	20
2.1 Objetivo Geral	20
2.2 Objetivos Específicos	20
3. REVISÃO DE LITERATURA	21
3.1 Sistemas dessecantes	26
3.1.1 Sistema de líquido dessecante	28
3.1.2 Sistema de sólido dessecante	33
3.1.3 Sistemas por condensação de vapor de água	39
3.1.4 Modelagem dos sistemas de desumidificação de ar	43
3.1.5 Alternativas para aumento da eficiência de sistemas de desumidificação	46
3.1.6 Avaliação exergética	47
4. MATERIAIS E MÉTODOS	49
4.1 Análise Termodinâmica	50
4.2 Hipóteses assumidas para os modelos	54
5. MODELO DO LÍQUIDO DESSECANTE	55
5.1 Resultados e discussões do desumidificador por líquido dessecante	60
5.2 Ciclo de refrigeração com <i>chiller</i> de absorção como alternativa para melhori- sistema	a do 62
6. MODELO DO SÓLIDO DESSECANTE	66
6.1 Resultados e discussões do desumidificador por sólido dessecante	68
6.2 Avaliação do sistema de absorção por sólido dessecante utilizando bomba de calor	70

7. MODELO DE CONDENSAÇÃO POR RESFRIAMENTO DIRETO DE REFRIGERANTE73
7.1 Resultados e discussões do desumidificador de condensação por resfriamento direto 74
7.2 Sistema de resfriamento direto utilizando bomba de calor76
8. ANÁLISE DOS RESULTADOS
8.1 Avaliação do ciclo de sólido dessecante com chiller de compressão de vapor e chiller de
absorção como alternativa para melhoria do sistema
8.2 Avaliação do sistema de absorção por sólido dessecante e com bomba de calor como
alternativa
8.3 Avaliação do sistema de resfriamento direto utilizando bomba de calor
8.4 Avaliação do melhor sistema para desumidificação de ar para secadores de gelatina87
9. CONCLUSÕES90
REFERÊNCIAS
ANEXO A - Curva de rotores dessecantes

1 INTRODUÇÃO

A gelatina é essencialmente uma proteína feita com a hidrólise parcial da estrutura do colágeno de animais. As três maiores fontes de matérias-primas usadas em escala industrial são a pele bovina, a pele suína e os ossos bovinos. No Brasil, devido ao grande rebanho bovino, a pele desses animais é a fonte mais utilizada.

O processo de produção de gelatina passa por diversas etapas até o produto final, dependendo da matéria-prima utilizada. Para a pele bovina as principais etapas são: condicionamento, tratamento da matéria-prima, extração, filtração, clarificação, desmineralização, concentração, secagem e embalagem.

A produção se inicia pelo condicionamento e tratamento, nos quais a pele é exposta a soluções alcalinas ou ácidas. Esta etapa é uma das mais importantes para as propriedades físicoquímicas da gelatina e também para os próximos processos: a extração, em que há adição de água em altas temperaturas para fazer a hidrólise da matéria-prima, a qual é condicionada e transformada em um fluido; filtração e clarificação, em que as impurezas físicas são retiradas, o que melhora a turbidez e cor; na etapa de deionização, os sais solúveis são removidos para atingir os parâmetros exigidos pelo mercado; a concentração e a secagem são os processos que objetivam eliminar a água da mistura, uma vez que que a concentração final deve ser de 90% de gelatina; com o produto "seco", a última etapa é a embalagem, momento em que o produto fica pronto para ser encaminhado ao consumidor.

As quantidades de vapor e energia utilizadas para a produção variam conforme as tecnologias aplicadas e o tipo de matéria-prima utilizada, entretanto, a fabricação é um processo energo-intensivo. Para a produção de 1 kg de gelatina com tratamento alcalino, o consumo de vapor saturado (pressão 10 bar manométrico) pode chegar até a 20-25 kg e, de energia elétrica, em 3-5kWh (10,8 a 18,0MJ) (SCHRIEBER; GAREIS, 2005). As etapas de maior consumo são as de concentração e secagem. Na primeira ocorre a remoção de água, por meio de sistemas de ultrafiltração ou evaporadores, comumente usados na indústria química (SCHRIEBER; GAREIS, 2005); na segunda, em virtude do grande consumo com o aquecimento, há transporte

e desumidificação do ar utilizado nos secadores de gelatina¹. Na Figura 1, está representado um fluxograma do processo de produção de gelatina.



Figura 1: Fluxograma de produção de gelatina. Fonte: próprio autor.

O processo de redução da umidade do ar, utilizado em secadores, auxilia na maior absorção (remoção) de água do produto, pois, com a umidade relativa baixa, a capacidade de absorção de água pelo ar aumenta. Por isso, o ar seco é utilizado em projetos iniciais para reduzir o tamanho do secador ou em projetos avançados para melhorar ou aumentar a capacidade de secagem.

Os secadores de gelatina contam com outro elemento que favorece a utilização dos desumidificadores de ar, porque, quando a gelatina entra no secador, não é possível aumentar de modo significativo a temperatura, a fim de diminuir a umidade relativa. Caso isso aconteça, pode-se atingir o ponto de fusão da gelatina, durante o processo de secagem, e ocorrer o derretimento. Nessa ocasião, duas alternativas seriam possíveis para secar a gelatina sem aumentar muito a temperatura do ar: a primeira seria o ar entrar mais seco, e a segunda, aumentar a vazão de ar. Portanto, a capacidade de secagem pode aumentar principalmente por meio desses dois parâmetros.

Nesta pesquisa, foi analisado o processo de desumidificação, visando à melhoria do consumo de energia de uma fábrica de gelatina (ar na saída do secador deve atender às especificidades deste setor). Este sistema geralmente está inserido em locais onde o ambiente tem umidade absoluta alta. Para realizar a desumidificação do ar, são utilizados sistemas dessecantes líquidos ou sólidos. Além disso, pode se dar por sistemas com condensação da água

¹Para melhorar o desempenho dos secadores de esteira, é utilizado ar seco.

presente no ar, mediante a troca térmica com fluido refrigerante, atingindo o ponto de orvalho, a partir de trocadores de calor aletados.

Os sistemas dessecantes utilizam substâncias com considerável capacidade de captura da água presente no ar. Isto ocorre porque esses materiais têm pressão superficial de vapor reduzida em relação ao ar e, a partir disso, quando o ar passa por eles ocorre a desumidificação. Os ciclos que utilizam dessecantes sólidos, geralmente são compostos de sílica, cloreto de lítio, zeolita ou peneira molecular. Já no que se refere aos dessecantes líquidos, normalmente se empregam sais misturados com água. São eles: LiCl, LiBr ou CaCl₂.

Essas soluções higroscópicas têm um limite como dessecantes. Quando atingem o limite não é possível mais absorver umidade, visto que estão saturados. Porém, essa sorção é estritamente dependente da temperatura e concentração. Quando os dessecantes estão em baixas temperaturas, a capacidade de remover água é grande; todavia, quando estão com altas temperaturas, o efeito se inverte, e a capacidade é de transferir água para o ar. Por isso, esses sistemas devem operar em ciclos.

Como os sistemas de desumidificação necessitam de energia associada à transferência de entalpia e elétrica para operar, diversas fontes de irreversibilidade estarão presentes. Porém, poucas pesquisas foram realizadas para conhecer a melhor tecnologia de desumidificação com o enfoque na Segunda Lei da Termodinâmica.

Neste trabalho, foram investigadas as melhores alternativas para desumidificação de ar a ser utilizado em um secador industrial, com base na comparação de um sistema dessecante líquido por LiCl, um dessecante sólido por sílica gel e um de condensação por troca térmica com um ciclo de refrigeração, através de compressão de vapor com trocador de calor aletado no evaporador. A intenção é comparar os três sistemas e avaliar, tendo por fundamento as perspectivas da Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica. Também foram avaliadas algumas alternativas para aperfeiçoar o desempenho de sistemas simples, como *chiller* de absorção, recuperação de calor e utilização de sistemas como bomba de calor, a fim de encontrar o melhor processo de secagem pela ótica dos consumos de energia e exergia.

1.1 Necessidade da desumidificação de ar no contexto de produção de gelatina

De acordo com Jain, Tripathi e Das (2011), em pesquisas conduzidas pelo Departamento de Energia dos Estados Unidos, foi contabilizado que 15% de todo o consumo de energia do

mundo era associado à refrigeração. O Instituto Internacional de Refrigeração de Paris chegou a resultados similares, concluindo também que, em prédios residenciais ou comerciais, o consumo para ar condicionado poderia chegar a 45% (SAHLOT; RIFFAT, 2016).

Outra preocupação da indústria em relação a essa aplicação é que a maioria dos sistemas de refrigeração utiliza de ciclos de compressão de vapor (VCS -*vapor compression system*), os quais contam, em grande parte, com gases refrigerantes como o CFC, HFC e o HCFC. De acordo com Sahlot e Riffat (2016), estes fluidos constituem algumas das principais fontes para a destruição da camada de ozônio. Alguns hidrofluorcarbonetos estão em utilização há mais de 60 anos (AFONSO, 2006). Na Tabela 1, pode ser visto para estes gases o potencial de destruição da camada de ozônio e o potencial de aquecimento global, respectivamente, o ODP (*Ozone Depletion Potential*) e GWP (*Global Warming Potential*). O potencial de destruição da camada de ozônio é medido com base no potencial dos gases R-11 ou R-12 que assumem o ODP igual a 1. Já para o GWP, o cálculo é baseado no efeito de aquecimento causado pelo CO₂. Por isso, alternativas para as tecnologias de refrigeração têm sido estudadas, além da melhoria das empregadas atualmente.

Tabela 1. Folencials ODF e OwF para temperantes (SATLOT, KITTAT, 2010).				
Refrigerante	Ciclo de vida (anos)	ODP	GWP (100 anos)	
Halogênios	20-70	3-10	1300-18000	
CFC-11	45	1	3800	
CFC-12	100	1	8100	
CFC-115	1700	0,6	9300	
HCFC	1-20	0,05	400-1800	
HFC	1-300	0	140-11700	
Amônia	Dias	0	0	

Tabela 1: Potenciais ODP e GWP para refrigerantes (SAHLOT; RIFFAT, 2016).

Os sistemas de ar condicionado são projetados com o objetivo de resfriar o ambiente e levar a um maior conforto térmico para os ocupantes. Porém, os aparelhos residenciais, na maioria, somente refrigeram ou aquecem o ar do ambiente, não tendo um controle de umidade adequado e, muitas vezes, deixando o ambiente mais seco. Para fazer o controle da umidade no ambiente, é necessário acrescentar o desumidificador de ar, pois, assim, o efeito de secagem pode ser controlado separadamente do efeito de refrigeração (ENTERIA; AWBI; YOSHINO, 2017). Ademais, em ambientes comerciais, é preciso tomar algumas medidas de renovações de ar, a fim de garantir umidade e qualidade do ar adequado (ANSI; ASHRAE, 1992).

Os sistemas de desumidificação, em geral, são empregados para fins de refrigeração, porém existem outras aplicações industriais em que tais processos estão presentes. Os principais são para fins industriais, para ambientes em que a umidade precisa ser controlada e para evitar corrosão. Nos ambientes que precisam de umidade controlada, o ar seco evita a proliferação de fungos, bactérias e ácaros, razão pela qual é importante em alguns ambientes farmacêuticos e hospitalares. De acordo com Brundett (1987), o ar seco também pode ser usado para reduzir problemas com sistemas elétrico e eletrônico que necessitam de precisão, pois, por causa da umidade esses sistemas podem gerar fugas pela redução da resistência elétrica dos isoladores.

Para os sistemas de ar condicionado, os processos de desumidificação por dessecantes podem ser usados combinados com o ciclo de refrigeração por compressão de vapor, pois, assim, é possível controlar a umidade do ar, sem a necessidade de se proceder à condensação por meio de troca térmica com temperaturas abaixo da de orvalho. Entretanto, para aplicações industriais, enquanto os ciclos de refrigeração diminuem a temperatura e desumidificam o ar, os sistemas dessecantes somente desumidificam, o que reduz o consumo de energia (SAHLOT; RIFFAT, 2016).

Os sistemas de desumidificação são imprescindíveis para uso em processos industriais, já que, nesses casos, é possível controlar a umidade e temperatura do ar. Uma aplicação muito valiosa é o tratamento do ar utilizado em câmaras de secagem. Quando passa pelo sistema de desumidificação, o ar reduz a umidade e aumenta a eficiência de secagem, uma vez que, com menor umidade, a pressão parcial da água diminui e possibilita a maior absorção. De acordo com Jolly e Clements (1990a), além dos sistemas de dessecantes, outro sistema que pode ser utilizado para o mesmo propósito são os que utilizam o princípio de condensação, por meio de ciclos de refrigeração, porém, nesse caso, sua função é somente desumidificar. Então, se emprega um trocador de calor aletado como evaporador, onde o ar passa e, devido à superfície estar com a temperatura abaixo da temperatura de orvalho, a água do ar condensa. O problema deste último sistema é que, depois da desumidificação, a temperatura do ar fica muito baixa e, por isso, necessita de um posterior aquecimento, lembrando-se da aplicação para produção de gelatina (AHMED; GANDHIDASAN; FARAYEDHI, 1997).

Os benefícios dos sistemas com dessecantes líquidos e sólidos em relação aos outros sistemas incluem o fato de que, quando ocorre um vazamento, eles podem ser controlados mais facilmente e não prejudicam a camada de ozônio, nem são danosos ao efeito estufa (GWP baixos ou nulos). Os referidos sistemas também oferecem menor consumo de energia elétrica e, geralmente, os custos de operação e manutenção são inferiores.

Os estudos sobre sistemas de desumidificação de ar se direcionaram a diversos temas. Primeiramente, foi avaliada a transferência de calor e massa em diversos sistemas, por meio de coletas de dados para validação, realizadas na própria planta e construção de modelos que pudessem predizer o comportamento do sistema (ou seja, simulá-lo). Posteriormente, foram avaliados os diferentes materiais dessecantes e a influência de suas propriedades (NOBREGA; BRUM, 2014). Nos estudos de Liu et al. (2011), foram comparadas as soluções com brometo de lítio e cloreto de lítio em relação ao efeito no desempenho da transferência de massa, além de outros autores que realizaram pesquisas de diversos materiais adsorventes ou absorventes (SRIVASTAVA; EAMES, 1998). Também foram analisadas as diferentes configurações dos sistemas e a influência na eficiência dos ciclos, como nas pesquisas realizadas por Ali et al. (2004), em relação ao fluxo cruzado e por Ali et al. (2003), comparando os sistemas com fluxos paralelo e contrário.

Buscando a diminuição das irreversibilidades dos sistemas, alguns autores também avaliaram, recentemente, os ciclos com enfoque na Segunda Lei da Termodinâmica, por meio da investigação dos sistemas com líquido dessecante (WANG; LI; ZHAO,2010), sólido dessecante (MANDEGARI; FARZAD; PAHLAVANZADEH, 2015) e bombas de calor (CATTON; CARRINGTON; SUN, 2011).

1.2 Divisão do trabalho

Para este estudo foram utilizados dados de sistemas empregados em fábricas de gelatina, assim como dados retirados dos projetos desses equipamentos ou dos sistemas em operação. Porém, foram feitos modelos para avaliar o comportamento, os dados que não estavam disponíveis foram adotados da literatura ou encontrados através das leis da termodinâmica e princípios de transferência de calor ou mecânica dos fluidos. A divisão do trabalho foi feita para facilitar o entendimento e buscar a melhor forma de avaliar os sistemas.

No primeiro capítulo, fez-se uma introdução do tema a ser estudado, explicando brevemente o funcionamento de uma fábrica de gelatina, demonstrando também qual a importância do secador de ar e justificando a motivação para estudar o tema. No segundo capítulo, foram determinados os objetivos gerais e específicos que deveriam ser atingidos nesta dissertação.

No terceiro capítulo, procedeu-se à revisão bibliográfica do tema, demonstrando os diferentes tipos de secadores de ar, a importância deles para diversas aplicações, as pesquisas que já foram efetivadas sobre o tema e como funciona, detalhadamente, cada tipo de sistema que foi estudado. Também foram demonstrados os diversos modelos já feitos para os desumidificadores e a relevância da Segunda Lei da Termodinâmica na avaliação de sistemas com consumo de energia com mudança de entalpia e consumo de potência.

No quarto capítulo, foi explicado quais seriam as equações globais utilizadas para fazer os modelos, os indicadores de desempenho, como seriam feitas as avaliações com enfoque na segunda lei e se definiu quais as hipóteses assumidas nos ciclos estudados.

No quinto, sexto e sétimo capítulos, foram avaliados os sistemas de desumidificação de ar, por meio dos modelos feitos para prever o comportamento deles. Cada princípio (líquido dessecante, sólido dessecante e condensação) foi avaliado em um capítulo, considerando os mesmos parâmetros de entrada do ar com as mesmas condições de ambiente. Do mesmo modo, cada princípio de desumidificação também foi avaliado, buscando uma alternativa para melhoria do desempenho, com a finalidade de verificar se teria melhorado o desempenho do sistema.

No oitavo capítulo, foram avaliados os resultados das alternativas propostas no capítulo anterior, para verificar quais realmente demonstrariam uma viabilidade para melhorar a eficiência. Para isso foram avaliados os sistemas com diferentes condições de temperatura e umidade de entrada do ar. Encontrada a melhor alternativa para cada princípio de desumidificação, ela foi comparada a todos os secadores de gelatina, com o objetivo de encontrar a melhor.

Finalizando o trabalho, no nono capítulo, foram apresentadas as conclusões dos resultados encontrados e as propostas para trabalhos futuros.

2 OBJETIVOS

2.1 Objetivo Geral

Investigar a tecnologia mais favorável do ponto de vista da termodinâmica para a desumidificação do ar utilizado em um secador industrial, a partir da comparação de um sistema dessecante líquido por LiCl-H₂O, um dessecante sólido por sílica gel e um de condensação, através de compressão de vapor por meio de trocador de calor aletado. Com o objetivo de elencar a melhor proposta para redução de insumos energéticos em uma fábrica de gelatina pela ótica da Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica. Acrescenta-se, também, que foi realizado um estudo comparativo entre duas soluções para refrigerar a solução no dessecante líquido: sistemas compressão de vapor (usando-se amônia) e refrigeração por absorção, usando uma mistura LiBr em H_2O (para o dessecante líquido por LiCl- H_2O).

2.2 Objetivos específicos

O objetivo deste estudo é encontrar a melhor tecnologia entre as empregadas nas fábricas de gelatina para o processo de desumidificação do ar utilizado no processo de secagem, comparando os diferentes princípios de desumidificação, e buscando maneiras de aumentar a sua eficiência, diminuindo irreversibilidades e aproveitando melhor a energia ou exergia fornecida para os sistemas. E assim, consequentemente, diminuir os custos desses processos, apesar de não se proceder a uma avaliação econômica neste estudo.

3 REVISÃO DA LITERATURA

As primeiras informações sobre a umidade do ar datam do século XV, no qual os cientistas da Academia de Cimento de Florence quantificaram a quantidade de água presente no ar com coleta em uma jarra preenchida com gelo. Porém, somente no final do século XVIII o conhecimento de psicrometria foi aprofundado por dois pioneiros, o suíço Saussure e o inglês Dalton, que propuseram um modelo para o comportamento de misturas ideais, o que resultou na equivalência entre a razão das pressões parciais dos gases ideais pela total e a fração molar (BRUNDRETT, 1987). Dessa forma, para gases ideais, $y_i = p_i/p = n_i/n_t$, em que $,y_i$ é a pressão parcial da fase gasosa, p_i é a pressão parcial do gás, p é a pressão total, n_i o número de mols de um gás e n_t é o número de mols da mistura.

O ar ambiente é constituído por uma mistura de gases que inclui o nitrogênio, oxigênio, dióxido de carbono, argônio e água na forma de vapor. De acordo com a Lei de Dalton, cada componente do ar poderia ser considerado ideal, como se "comportasse como um gás sozinho na temperatura e volume da mistura", e ausente de forças intermoleculares significativas. Dessa forma, a pressão do ar também poderia ser definida como a soma das pressões parciais de cada gás na mistura, demonstrado pela Equação 1. Usando a Lei dos gases perfeitos (Equação de Clayperon), pode ser definida a massa de cada um dos componentes, por meio da Equação 2:

$$P = P_{N2} + P_{O2} + P_{CO2} + P_{AR} + P_V$$
(1)

sendo P_i a pressão da mistura, e os outros itens, a pressão de cada componente do ar.

$$m_i = \frac{P_i V}{R_i T} \tag{2}$$

sendo m_i igual à massa de cada componente (kg), R_i a constate dos gases em base mássica (kJ/kgK), V o volume da mistura (m³) e T, a temperatura da mistura (K).

A quantidade de vapor de água presente no ar pode ser representada pela umidade de duas maneiras: a primeira é por umidade relativa, que é a relação entre o número de mols de

vapor em relação ao número de mols do vapor na condição de saturação. Porém, como os gases são considerados como ideais, a fração molar de cada componente é igual à pressão parcial de cada constituinte e, assim, a umidade relativa pode ser definida pela Equação 3. Tal equação caracteriza o quão longe o vapor está da saturação em um dado ambiente.

$$\Phi = \frac{P_V}{P_S} \tag{3}$$

sendo P_v a pressão parcial da água no ar úmido, e P_s a pressão de saturação da água na mesma temperatura do sistema.

A segunda forma de se representar a quantidade de vapor no ar é a partir da umidade absoluta, que pode ser calculada pela razão entre a massa de vapor em relação à massa de ar seco, representada pela Equação 4:

$$W = \frac{m_V}{m_a} \tag{4}$$

sendo W a umidade absoluta ($kg_{vapor}/kg_{ar seco}$), m_v a massa de vapor e m_a a massa total do ar seco. Usando a Lei dos gases perfeitos apresentada na Equação 2, a umidade absoluta também pode ser definida pela Equação 5:

$$W = 0.6219.\frac{P_V}{P_a}$$
(5)

No qual, P_a é a pressão parcial do ar seco na temperatura da mistura. Dessa forma, $P_a = P - P_v$.

O ar seco é o ar isento de vapor de água, porém, em condições ambientais, não é possível encontrar o ar sem alguma quantidade de água. A umidade do ar, junto à temperatura, são propriedades termodinâmicas essenciais para as condições de conforto térmico. Segundo a ASHRAE (*American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers*), para que o ambiente seja considerado em estado adequado de conforto térmico para atividades humanas com roupas normais e atividades de escritório, as condições devem estar, aproximadamente, no inverno: umidade relativa entre 29-80% e a temperatura entre 20 – 23 °C; já no verão: umidade relativa deve estar aproximadamente entre 23-79% e a temperatura entre 23–26 °C. Porém, para algumas atividades, é necessário que o ar esteja com baixa umidade

absoluta, principalmente para atividades comerciais ou para processos industriais, motivo pelo qual os desumidificadores são importantes.

Os primeiros trabalhos de engenharia para desumidificação datam somente do final do século XIV, em que começaram a ser desenvolvidos sistemas para que o ar fosse refrigerado e desumidificado. No final do século XIX, os sistemas dessecantes começaram a ser utilizados em larga escala. No entanto, somente durante o século XX, diversos equipamentos de refrigeração por compressão de vapor foram fabricados para serem utilizados com o controle da umidade, a fim de evitar problemas de isolação em equipamentos elétricos, além de preservar bens e artigos de museus (BRUNDRETT, 1987).

Para entender como o ar é desumidificado, é indispensável a psicrometria, já que as cartas psicrométricas contribuem significativamente para o entendimento e conhecimentos de tais fenômenos. Na Figura 2, pode ser vista a carta psicrométrica no nível do mar (P = 1 atm), onde também se demonstra o processo de desumidificação por dessecantes pela linha azul (esta linha não é obrigatoriamente paralela às curvas de isoentalpias), em que não há o resfriamento do ar para diminuição da umidade. A linha em cor laranja representa um processo de um resfriador evaporativo.



Figura 2: Carta psicrométrica com efeitos de resfriamento evaporativo (linha laranja) e desumidificação por dessecante (linha azul). Fonte: EES® (Klein, 2019).

Já na Figura 3, está representado o processo que ocorre com o ar durante a refrigeração por compressão de vapor, no qual é possível notar que há, inicialmente, a refrigeração do ar em contato com o trocador aletado (região seca); em seguida, juntamente com o resfriamento, se inicia a condensação da água (região úmida). Até chegar ao ponto de saturação, o fenômeno ocorre pelo fato de a superfície de contato estar com a temperatura inferior à do ponto de orvalho e, assim que o ar entra em contato com essa mesma superfície, se dá a desumidificação. Quando a temperatura do ar chega ao ponto de orvalho, a umidade relativa atinge 100% (região saturada), e toda a massa de ar passa pelo processo de desumidificação com a redução da temperatura.



Figura 3: Efeito de desumidificação por condensação. Fonte: Jolly; Jia; Clements(1990a).

Como pode se observar nas Figuras 2 e 3, o principal efeito da desumidificação é a redução da umidade absoluta, que está apresentada à direita nas cartas (eixo das ordenadas). Outros pontos importantes são a temperatura de bulbo úmido, temperatura de bulbo seco, entalpia da mistura, ponto de orvalho e umidade relativa.

Os ciclos com dessecantes apresentam algumas vantagens em relação aos de compressão de vapor, sendo as principais um ar limpo e sem contaminantes, como bactéria ou fungo

(RAFIQUE et al., 2016). Os dessecantes podem ser estocados e utilizados com diferentes fontes de energia, apresentam baixa perda de carga e podem fornecer umidades absolutas muito baixas. Os sistemas de dessecante por líquido têm a desvantagem de serem corrosivos e de seus fluidos na fase líquida poderem ser arrastados pelo sistema. Por isso, é necessário ter um controle da vazão e, em alguns casos, é preciso utilizar eliminadores de gotas (SAHLOT; RIFFAT, 2016).

A Figura 4 indica a relação entre os efeitos que ocorrem nos três sistemas de desumidificação, para as mesmas condições de entrada e saída do ar. No de líquido dessecante, como a solução é resfriada antes de entrar em contato com o ar, ele reduz a temperatura e umidade. Já no ciclo com sólido dessecante, por causa do aumento da temperatura devido ao processo de adsorção, o ar é desumidificado e aquecido. Sendo assim, para chegar ao ponto 2, necessita de um posterior resfriamento. Por último, no ciclo de desumidificação por condensação, como o ar é resfriado para ser possível condensar a água, ainda é necessário um posterior aquecimento. Apesar de no sistema por líquido dessecante representado não haver a necessidade da alteração na temperatura de saída, a necessidade de aquecimento ou resfriamento depende do processo em que o ar é utilizado.



Figura 4: Carta psicrométrica com o efeito de desumidificação do ar através de compressão de vapor, por líquido dessecante e sólido dessecante. Fonte: EES Klein (2019).

3.1 Sistemas dessecantes

O processo de adsorção é um fenômeno de superfície que ocorre na interface de duas fases, em que forças coesivas de Van der Waals e ponte de hidrogênio agem entre moléculas de todas as substâncias, independente do estado de agregação, e é chamado de fisiosorção (SRIVASTAVA; EAMES, 1998). Já a absorção é um processo químico causado pelas forças de valência, chamado de quimiosorção (LOW, 1960). A remoção da umidade pode ocorrer por adsorção, que é o processo físico pelo qual a umidade é atraída pelo material dessecante, sem alterar suas propriedades, enquanto no processo de absorção, a umidade é capturada alterando as características físicas dos materiais (NOBREGA; BRUM, 2014). Os materiais dessecantes podem ser adsorventes e/ou absorventes.

O principal mecanismo de sorção da água pelos materiais dessecantes acontece a partir da diferença de pressão de vapor na superfície desses compostos em relação à pressão de vapor do ar, e, quando a pressão de vapor do ar estiver mais alta do que a da solução, a água do ar vai em direção ao material dessecante e o ar é desumidificado. Porém, quando a pressão de vapor superficial do dessecante for maior, ocorrerá o efeito oposto com o ar, ou seja, absorvendo a água do material. Quando a pressão de vapor do ar for igual à pressão superficial do material sorbente, pode-se dizer que estará em equilíbrio e não haverá transferência de massa. Na Figura 5, podem ser vistas, na carta psicrométrica, as linhas de equilíbrio de uma solução LiCl-H₂O com o ar para diferentes concentrações de cloreto de lítio na mistura. É importante verificar que as linhas de equilíbrio são praticamente coincidentes com as linhas de umidade relativa do ar.



Figura 5: Equilíbrio da pressão de vapor da solução de cloreto de lítio e umidade relativa do ar. Fonte: Nobrega e Brum (2014).

Em sistemas de refrigeração evaporativa, quando o ar passa por uma superfície líquida, a evaporação de água transfere massa pela evaporação e a mistura de água e ar não altera a entalpia, indo em direção à temperatura de bulbo úmido, sendo esta temperatura função da umidade relativa. A temperatura de bulbo seco, na Figura 2, está representada no processo de refrigeração evaporativa (linha laranja). De acordo com Nobrega e Brum (2014), nos sistemas dessecantes, o processo é o inverso de refrigeração evaporativa, no qual, ao ser removida a umidade, a temperatura do ar aumenta em direção ao ponto no qual a pressão de vapor do ar estará em equilíbrio com a pressão de superfície da solução ou sólido. Este ponto é análogo ao bulbo úmido para o resfriamento evaporativo, em que é definida uma temperatura de equilíbrio, levando-se em conta a concentração e a temperatura do dessecante. Porém, existe uma diferença em relação ao resfriamento evaporativo, pois, no processo de desumidificação, há um ganho de energia devido ao processo de mistura da água com o dessecante (nOBREGA; BRUM, 2014), como pode ser visto na Figura 2 (linha azul).

A sorção é um fenômeno espontâneo que ocorre em virtude da diminuição de energia livre de Gibbs superficial (ΔG). Como a molécula que passa pelo processo de sorção possui menor liberdade rotacional que a molécula na fase fluida, a variação da entropia (ΔS) é negativa. Então, pela equação 6, é definido que a variação da entalpia (ΔH) molar é negativa, ou seja, a sorção é um processo exotérmico (LUZ, 2006) e, em vista disso, ocorrem a liberação de calor e o aquecimento do ar.

$$\Delta H = \Delta G + T\Delta S \tag{6}$$

Nos sistemas por líquido dessecante (LDS), o principal meio pelo qual a água presente no ar passa para solução é a partir da absorção. Já no sistema por sólido dessecante (SDS) ocorre, principalmente, a adsorção.

3.1.1 Sistema de líquido dessecante

O sistema de dessecante líquido (LDS) é formado por uma solução composta por uma mistura de água e um material dessecante. Diversas pesquisas foram realizadas com diferentes compostos químicos com o objetivo de avaliar a mudança do desempenho dos sistemas. Na Universidade da Flórida, os pesquisadores Oberg e Goswani (1988) conduziram pesquisas usando trietilenoglicol e demonstraram que este fluido trabalha bem como dessecante, porém, trietilenoglicol tem pressão de saturação baixa, o que pode ocasionar evaporação para o ar e possível contaminação, necessitando-se, assim, de um equipamento adicional, por exemplo, uma retífica. Apesar desse material não ser tóxico, a evaporação torna inaceitável utilizá-lo, dado que o ar com baixa umidade que secará o produto (gelatina) não deve ter contaminantes.

Outros estudos foram executados, comparando-se as propriedades do cloreto de lítio com o cloreto de cálcio (CONDE, 2004). Já Liu et al. (2011) fizeram uma comparação em relação ao cloreto de lítio e brometo de lítio e evidenciaram que ambos os materiais possuem características que acarretam desempenho semelhante dos sistemas, com vantagens para cada um, dependendo da vazão volumétrica e mássica. Outros materiais estudados foram o dietilenoglicol, etilenoglicol e o formato de potássio (SAHLOT; RIFFAT, 2016).

Os sistemas por líquido dessecante, como dito anteriormente, absorvem água dependendo da pressão de vapor superficial; por isso, o sistema deve ser composto por uma etapa em que se absorve a água, e outra que regenera (o ar absorve água da solução). Os sistemas com líquido podem ser projetados de diversas maneiras, sendo as configurações mais corriqueiras aquelas que possuem colunas ou câmaras, de modo que a primeira é o condicionador ou absorvedor, onde ocorre a desumidificação, e a segunda, o regenerador, responsável pela eliminação da água. Estas duas câmaras são preenchidas por um material de enchimento (*packing*), local em que ocorre a transferência de massa e energia. Uma propriedade importante é a tensão superficial dos líquidos dessecantes, pois, quanto menor for a tensão superficial, mais úmidos ficam os enchimentos e melhores são as transferências. Quando a tensão superficial é alta, é necessária a maior vazão da solução, para garantir que todo o material fique encharcado (LIU; YI; JIANG, 2011). Na Figura 5, está demonstrado o ciclo dessecante com o fluxo do ar contrário ao da solução, porém outras duas configurações são usuais, com fluxo em paralelo ou cruzado (LIU; JIANG; QU, 2007). Existem outras configurações, mas a maior parte dos estudos foi feita em relação à disposição do regenerador, devido ao maior consumo de energia. Ainda nesse equipamento, as principais análises foram realizadas para sistemas com recuperação de energia (SAHLOT; RIFFAT, 2016), de regeneração por membrana (NARAYANAN et al., 2011), com dois estágios de regeneração (RANE; REDDY; EASOW, 2005) e regeneração por aquecimento com energia solar (PATNAIK; LENZ; LOF, 1990). Também foram avaliadas diferentes configurações de aquecimento, externo ou interno às câmaras (NOBREGA; BRUM, 2014).

No ciclo de desumidificação, os processos no condicionador (absorvedor) e regenerador ocorrem simultaneamente. O ar que tem a finalidade de ser desumidificado passa pela coluna que, durante a mistura com o líquido dessecante, perde água por condensação. Por isso, a solução também fica menos concentrada (solução fraca) e, consequentemente, deve ser regenerada. Durante a regeneração, o ar sofre o efeito oposto, já que absorve a umidade que está na solução e aumenta a concentração (solução forte). Na Figura 6, está representado um sistema dessecante por líquido.



Figura 6: Ciclo de desumidificação por dessecante líquido. Fonte: https://www.kathabar.com/liquid-desiccant/system-controls/advanced-controls.

Os fluidos de trabalho têm capacidade de remoção e transporte da água que estava no ar, observando-se que, em temperaturas altas, a pressão de saturação de vapor aumenta e, em baixas, diminui. Assim, é possível controlar a absorção ou regeneração por meio do aquecimento ou resfriamento da solução. Na Figura 7, ilustra-se a variação para a solução com cloreto de lítio.



Figura 7: Pressão de vapor superficial da solução de cloreto de lítio em função da temperatura da solução e concentração de cloreto de lítio em água. Fonte: Conde (2004).

O aquecimento da solução é realizado por meio de trocadores de calor por troca indireta. As fontes mais usadas são água quente ou vapor. Para a melhoria da eficiência do ciclo, pode ser utilizado calor residual de baixo valor (*low grade*), advindo de algum processo da planta (ENTERIA; AWBI; YOSHINO, 2017). Já para o resfriamento da solução, a fonte mais utilizada é a água, proveniente de torres de resfriamento, também mediante trocadores de calor.

Como a absorção de água é o efeito principal do desumidificador, diversos estudos foram desenvolvidos para aprimorar seu desempenho. Segundo Fumo e Goswami (2002), os dois principais parâmetros para melhorar a remoção de água no ar são: a redução da temperatura da solução antes de entrar no absorvedor (geralmente, para ter este efeito de redução, é utilizada uma torre de resfriamento) e o aumento da concentração da solução. Uma solução dessecante sujeita a baixas temperaturas e com concentração alta tem uma pressão de vapor superficial muito baixa comparada à pressão de vapor do ar úmido (BOUZENADA; FRAINKIN; LÉONARD, 2017), o que aumenta significativamente a transferência de massa.

Entretanto, existe uma limitação, que é a temperatura de cristalização (a solução forma sal sólido). Portanto, para o absorvedor ser mais eficiente, deve ser realizado um balanço entre a concentração e a temperatura a ser implementada no sistema. Por isso, deve-se tomar cuidado, pois quanto mais concentrado e menor a temperatura, maior a chance de precipitar sal na solução (CONDE, 2004), como se pode observar na Figura 8. Ou seja, é importante ter um controle sobre os parâmetros de entrada, de forma que se atinja a melhor remoção sem gerar problemas para a instalação. Para melhorar a troca de calor, instala-se no ciclo um trocador intermediário, para que o calor decorrente da solução proveniente do regenerador seja recuperado por aquela que chega do condicionador (NOBREGA; BRUM, 2014).



Figura 8: Diagrama de fases, indicando a solubilidade da solução LiCl, momento a partir do qual uma redução de temperatura acarreta numa precipitação. Fonte: Conde (2004).

Outro ponto relevante para a eficiência da troca é a mistura entre a solução e o ar, já que este efeito é fundamental para que o ar chegue mais perto do ponto de saturação, que é o equilíbrio entre as pressões de vapor de ambos os fluidos. Por isso, é utilizado um material de enchimento nas colunas, normalmente conhecido como *packing*. Ainda, no condicionador, é

comum utilizar o material Celdek feito de celulose (ENTERIA; AWBI; YOSHINO, 2017) e, no regenerador, um anel similar ao anel de Raschig (NOBREGA; BRUM, 2014) ou Rauscher Hiflow® (FUMO; GOSAMI, 2002), sendo que a principal propriedade desses materiais deve ser a alta área superficial específica. Outra maneira de melhorar a transferência de massa e calor é aumentar a vazão da solução enviada às colunas, porém é preciso cuidado, pois aumenta o risco de arraste da solução com o ar.

Conforme mencionado anteriormente, um dos maiores problemas encontrados com os líquidos dessecantes é o potencial que eles apresentam para corrosão (LIU; YI; JIANG, 2011). Desse modo, os materiais utilizados na fabricação da tubulação, câmaras, colunas, dutos e outros, são plásticos, sendo o mais comum o polipropileno. Geralmente, os trocadores de calor são fabricados em titânio, porque o aço carbono ou aço inoxidável também apresentam alta taxa de corrosão. Para que a solução não seja arrastada com o ar, são instalados eliminadores de gotas na saída das colunas (NOBREGA; BRUM, 2014). Dessa forma, é recuperada a solução e se evita a corrosão dos componentes posteriores. O arraste também pode ser nocivo para o produto ou pessoas em contato com o ar contaminado.

No condicionador a ser estudado, o ar entra por baixo na câmara, e a solução entra por cima, por meio de bicos aspersores. Dentro da câmara ocorre a mistura entre as correntes, processo no qual o limite para transferência de massa é a pressão de vapor da solução que está entrando. No regenerador, o ar também entra por baixo, e a solução borrifada, por cima. Como no desumidificador, devido à absorção de umidade, a solução se torna fraca. Para ocorrer a eliminação da água no regenerador é preciso aquecer a solução com uma fonte externa de energia e, quanto maior for este aquecimento, maior é a evaporação da solução, em virtude do aumento da pressão de vapor.

3.1.2 Sistemas de sólido dessecante

O interesse por sistemas de resfriamento evaporativo por meio de dessecantes vem crescendo, devido ao menor impacto ambiental e à melhor eficiência em relação aos ciclos tradicionais por compressão de vapor. De acordo com Ruthven et al. (1984), desde o século XVIII há registros sobre utilização de sólidos dessecantes, porém hoje seu uso está muito difundido nos setores industriais e comerciais. Os sistemas de resfriamento de ar e desumidificação têm tido considerável interesse na área dos sólidos dessecantes, uma vez que

podem ser utilizados em sistemas de grande escala industrial. O uso em pequena escala ainda está em processo de desenvolvimento, em decorrência do tamanho da instalação e do baixo desempenho (ENTERIA; AWBI; YOSHINO, 2017).

A adsorção, conforme já explicado, retém a água presente no ar em sua superfície, geralmente pelo efeito de fisiossorção, pois a estrutura não se modifica. Porém, em algumas aplicações, devido à composição do material, podem ocorrer conjuntamente a fisissorção e a quimiossorção. A principal propriedade de um sólido adsorvente é sua elevada área superficial, mas, isoladamente, esta propriedade não faz um material ser um bom adsorvente. Outras características, como alta capacidade de adsorção com elevada seletividade, associadas à alta taxa de adsorção e dessorção, vida longa e estabilidade sob condições operacionais também são extremamente importantes. Diversos sólidos são utilizados para ciclos com sólidos dessecantes, como zeolitas, alumina ativa e carvão ativado, entretanto, os três mais utilizados em escala comercial são as de cloreto de lítio, as peneiras moleculares e a sílica gel (GUO; CHEN; LONG, 2000).

Já em relação à configuração das instalações dos ciclos dessecantes, os principais projetos empregam colunas empacotadas, tambor rotativo horizontal, leito múltiplo vertical e os rotores dessecantes, tipo Honeycomb® (HARRIMAN, 2002). Neste estudo, foi avaliado um rotor dessecante tipo Honeycomb® com o material dessecante sílica gel, sendo este o mais empregado para fins industriais. De acordo com Silva (2010), a sílica gel como material dessecante possui a vantagem de ser um material atóxico, quimicamente estável, ter boa resistência mecânica, baixo custo e relativa simplicidade estrutural. Esses sistemas com sólidos dessecantes possuem canais paralelos revestidos pelos materiais com substância adsorvente (Figura 9). Este rotor (ou roda) conta com diversos canais dispostos paralelamente, pelos quais o ar escoa.



Figura 9: Representação esquemática do funcionamento da roda dessecante. Fonte: Enteria; Awbi; Yoshino (2017).

O ciclo da roda dessecante é muito semelhante ao dos líquidos dessecantes, pois o processo de desumidificação faz com que o sólido dessecante absorva a umidade que está no ar, chegando a uma saturação que também depende da temperatura de entrada. Consequentemente, após a adsorção, é necessária a regeneração para remover esta água absorvida, a fim de iniciar um novo ciclo.

No caso dos sistemas com sólidos dessecantes, para determinar a capacidade de remoção de água, utiliza-se a relação de equilíbrio do ar com o adsorvente, onde geralmente é empregada a curva de equilíbrio isotérmica de adsorção. Contudo, esta é relacionada à forma com que é construída a roda e, por isso, a melhor maneira de determinar a capacidade é experimentalmente (SILVA,2010). Na Figura 10, está representado um exemplo dos estados do sistema de dessorção por sólido dessecante nas curvas de equilíbrio isotérmico.



Figura 10: Curvas isotérmicas para sólido dessecante, em função da umidade absoluta e da pressão de vapor superficial. Fonte: Harriman (2002).

Nos sistemas com a roda dessecante, como pode ser visto na figura acima, o estado 1 representa a roda dessecante nas condições para receber umidade do ar, verificando-se que, quanto menor a temperatura de entrada do ar de processo, melhor é a remoção de umidade. Assim que o dessecante recebe a umidade, ocorre um aquecimento e a pressão de vapor superficial aumenta; então, atinge o estado 2 e chega ao ponto de equilíbrio. Para que o dessecante possa regenerar, é aquecido até o estado 3, de modo que, quanto maior for a temperatura de regeneração, mais água é absorvida pelo ar na etapa seguinte. Assim como nos
sistemas de líquido dessecante, é necessário aquecer o ar para efetivar o processo de regeneração. Para fazer a regeneração em sistemas comerciais, geralmente a fonte utilizada é a energia elétrica, por meio de aquecedor. Já em sistemas industriais, comumente são utilizados aquecedores solares, calores residuais de processos e vapor produzido por queima de gás natural.

Como após a regeneração a temperatura está alta, é necessário resfriar o dessecante para reduzir a pressão de vapor, para que aumente a adsorção que está representada pelo estado 1 e, assim, se encerra o ciclo de adsorção por dessecante sólido. Na Figura 11, estão demonstrados os estados de 1 a 3 no sistema de desumidificação. Em muitos casos, depois da dessorção do ar, são utilizadas fontes de refrigeração, a partir de ciclo de compressão de vapor, mas o uso depende da temperatura necessária na saída do ar seco.



Figura 11: Representação do sistema de desumidificação por roda dessecante. Fonte: Harriman (2002).

Os ciclos com rotores dessecantes ainda podem ter diferentes divisões do rotor em relação à área para a regeneração e adsorção da água, conforme pode ser visto na Figura 12. Em relação aos fluxos, podem ser contrários ou paralelos, porém, segundo Narayanan et al. (2011), fluxos contrários têm melhor desempenho.



Figura 12: Configurações dos rotores dessecantes. Fonte: Silva (2010).

As pesquisas feitas sobre os sistemas com sólidos dessecantes, (SDS – *Solid desiccant system*) focaram em modelagem dos componentes, diferentes configurações dos sistemas, diversos sólidos utilizados como dessecantes e melhorias nos sistemas usados.

O desempenho dos ciclos com a roda dessecante é definido tanto pelo projeto dos componentes, como pelos parâmetros de entrada do ar, sendo os principais: a temperatura, umidade absoluta, velocidade do fluxo de ar, velocidade de rotação, diâmetro e espessura do rotor.

No projeto dos sistemas SDS, dois fatores têm expressivo reflexo no desempenho. O primeiro é a divisão da roda em relação às áreas que são utilizadas para o ar que é desumidificado, e o ar que é regenerado. Nesse caso, a relação entre área de processo e área de regeneração geralmente é maior que 1, sendo essencialmente dependente da temperatura de regeneração. Quanto maior for a temperatura, menor é a área necessária para regeneração, o que garante maior área para o processo. O segundo reflexo é a velocidade de rotação da roda dessecante, pois, de acordo com Enteria et al. (2017),a roda tem um ponto ótimo de rotação; nesse caso, quanto mais lenta a roda, mais fácil é para chegar à regeneração completa e, quanto mais rápida for, melhor para absorção, pois se evita alcançar o ponto de equilíbrio.

Para refrigeração de ambientes, um dos maiores interesses dos pesquisadores é a utilização desses sistemas de rotores dessecantes com posterior resfriamento por refrigeração

evaporativa. Segundo Rafique et al. (2015), é possível ter ambientes controlados com maior eficiência por esses sistemas.

3.1.3 Sistemas por condensação de vapor de água

O terceiro sistema de desumidificação estudado foi por condensação de água mediante a passagem do ar por um trocador de calor. Este sistema é composto por um trocador de calor tubular aletado, que é um equipamento empregado para transferir energia entre os fluidos e, em cujo no interior dos tubos há um fluido com temperatura muito abaixo da temperatura de orvalho e, por isso, a água presente no ar é condensada na superfície aletada (Figura 13).



Figura 13: Representação esquemática da desumidificação por condensação. Fonte: Harriman (2002).

Para se conduzir a condensação e resfriamento do ar, é utilizado um ciclo de refrigeração, cujo evaporador faz parte de um ciclo de refrigeração convencional e o fluido refrigerante se encontra como fluído bifásico, sendo evaporado assim que é transferida uma carga térmica do ar ambiente. Geralmente, os fluidos refrigerantes utilizados que contém halogenados, por não serem tóxicos e terem boas propriedades para os ciclos de refrigeração, apesar de terem potenciais ODP (*Ozone Depletion Potential*) e GWP (*Global Warming Potential*) altos. Nos ambientes industriais, ainda é muito utilizada como refrigerante a amônia, sendo um elemento efetivo, que não prejudica a camada de ozônio, nem o aquecimento global. Entretanto, este fluido apresenta a desvantagem de ser nocivo à saúde das pessoas, caso entre em contato ou em altas concentrações no ambiente.

O sistema por trocador de calor aletado tem como maior preocupação de projeto a efetividade da troca de calor, em que aletas do trocador são empregadas para aumentar a área pois quanto melhor é a troca de calor, menor são as instalações físicas para o sistema de desumidificação, além dos custos do projeto. Para esses sistemas é necessário levar em consideração o ambiente em que está sendo empregado, a fim de evitar problemas de corrosão.

Para ter melhor troca de calor, é preciso ter uma passagem pequena entre os tubos aletados. Sendo assim, esse tipo de sistema tem alta perda de carga e, desse modo, é essencial ter filtros instalados para o ar no início do processo, com o objetivo de evitar que impurezas formem incrustações, o que diminui a troca térmica e aumenta a perda de carga.

O projeto dos trocadores de calor é complexo, pois deve levar em conta diversos fatores: se o fluido escoa de forma laminar ou turbulenta; como é a troca de calor por condução e convecção; além de considerar que, conforme o vapor de água do ar condensa, a água forma uma película que reduz a troca de energia. Dessa forma, os sistemas são desenvolvidos pelos fabricantes, também, a partir de alguns fatores empíricos.

De acordo com Harriman (2002), três tipos de sistemas são utilizados para fazer a condensação de vapor. O primeiro é o sistema convencional com a desumidificação sendo feita no evaporador do ciclo de refrigeração (Figura 14), conhecido como desumidificação por resfriamento direto. O segundo sistema é por troca térmica com outro fluido refrigerante secundário, sendo este fluido refrigerado pelo evaporador do ciclo de refrigeração, conforme demonstrado na Figura 15. Nesses dois sistemas, para o uso do ar seco com temperaturas acima da temperatura de orvalho em que a umidade absoluta é atingida, é necessário fazer um aquecimento do ar.



Figura 14: Desumidificação por condensação por refrigeração direta. Fonte: Harriman (2002).



Figura 15: Desumidificação por condensação por troca térmica indireta. Fonte: Harriman (2002).

Finalmente, o terceiro sistema utiliza um evaporador para desumidificar o ar, com um posterior aquecimento pelo condensador do ciclo de evaporação, sistema chamado de desumidificador por bomba de calor (Figura 16), e que tem a vantagem de eliminar a condensação por torres de resfriamento ou água. Segundo Nobrega e Brum (2014), este último sistema aumenta significativamente a eficiência energética do sistema, porém ele precisa resfriar o ar posteriormente por trocadores aletados, dependendo do uso do ar seco. Uma desvantagem que deve ser levada em conta é o fato de a temperatura no interior do evaporador não poder ser mais baixa que a de fusão da água, pois a condensação da água pode ocorrer na superfície do trocador aletado e correr risco de congelamento. Outro fator importante nesses tipos de sistemas é instalar eliminadores de gotas, o que evita o arraste das gotículas de água com o ar.



Figura 16: Desumidificação por bomba de calor. Fonte: Harriman (2002).

3.1.4 Modelagem dos sistemas de desumidificação de ar

Os modelos dos ciclos com absorção por líquido dessecante foram estudados por diversos autores. Segundo Stevens et al. (1989), as duas principais maneiras para resolução das equações diferenciais provenientes dos balanços globais são os métodos computacionais (volumes finitos, diferenças finitas), que estão fora do escopo deste trabalho, e a efetividade, semelhante aos modelos para torres de resfriamento, pois o sistema é análogo à transferência de calor e massa. Já em pesquisas feitas pelo Liu et al. (2007), elaborou-se um modelo em que foram modificados alguns parâmetros em relação ao de Stevens et al. (1989), pois, ao executar a comparação com sistemas reais, o erro encontrado foi de 5% para a absorvedor e de 6% para o regenerador.

Recentemente, diversos pesquisadores utilizaram modelos por meio de diferentes análises termodinâmicas e fenomenológicas. Mohammad et al. (2013) elaboraram uma análise para o regenerador por meio de redes neurais artificiais e tiveram bons resultados comparados aos dados experimentais. Diversas pesquisas também foram feitas sobre protótipos (ou sistemas em operações em plantas reais), porém esses modelos são restritos ao sistema investigado e às condições de trabalho analisadas nos estudos (ENTERIA; AWBI; YOSHINO, 2017).

No que se refere aos sistemas de sólido dessecantes, para prever os parâmetros de saída de um sistema de desumidificação, diversos pesquisadores buscaram desenvolver modelos em que pudessem prever o comportamento do ciclo, observando os dados de entrada do ar e as condições de projeto dos sistemas dessecantes. Como já exposto, esses sistemas podem ser usados para o efeito de redução de umidade do ar, e a maioria das pesquisas se concentraram nos sistemas de roda dessecante (SAHLOT; RIFFAT, 2016).

De acordo com Enteria et al. (2017), os sistemas de desumidificação por rodas dessecantes são fabricados usando folhas que são revestidas por substância adsorvente, com os canais dispostos paralelamente à seção senoidal ou triangular. Os materiais dessas folhas podem ser papel, alumínio, fibras sintéticas, plásticos e os mais comuns adsorventes que são a sílica gel, zeolite e a alumina ativada. Essas rodas são divididas em duas partes: uma de adsorção, e a outra de regeneração. A razão entre o ar de processo e de regeneração é definido por (Apro/Areg) e pode ser igual a 1 ou maior. A razão também depende da temperatura do ar, pois quanto maior a temperatura de regeneração, maior é a relação entre as áreas. Os fluxos geralmente estão dispostos ao contrário, a velocidade da roda gira em torno de 5 a 90 rotações por hora (rph), o diâmetro tipicamente está entre 30 centímetros e 2 metros, a espessura entre 5

e 40 centímetros e a temperatura de regeneração entre 50 a 200 °C. Todos os dados construtivos influenciam nos modelos, por isso, esses sistemas apresentam uma complexidade alta para prever o desempenho.

Os sistemas com rodas dessecantes podem ter os modelos mais simples definidos por sistemas empíricos, através da correlação dos parâmetros de entrada e saída observados. Eles dependem da avaliação de sistemas, através de protótipos ou de instalações industriais. De acordo com Enteria et al. (2017), diversos autores fizeram modelos empíricos, cujas propriedades termodinâmicas do ar na saída foram baseadas em diferentes pares para definir o estado. Apesar de o ar ser uma mistura, o estado termodinâmico foi definido somente com duas propriedades, em função de a pressão ser considerada constante.

Em relação aos pares das propriedades de saída, três foram mais utilizados nos modelos. Primeiro, foram baseados diretamente na concentração e temperatura de saída do ar; segundo, foram utilizadas a entalpia e a umidade relativa na saída; e por último, foram definidos por dois fatores chamados de potenciais combinados (JURINAK, 1982).

Como os modelos estão definidos por dados empíricos, estes se limitam aos sistemas com as mesmas configurações físicas ou de projetos avaliados. Por isso, para utilizar tais sistemas, as propriedades físicas da roda devem ser iguais ou semelhantes, além das propriedades do ar em condições, dentro do valor avaliado nessas pesquisas.

Outra maneira de fazer o modelo de um desumidificador por dessecante sólido é utilizar equações baseadas nos princípios da termodinâmica, transferência de calor e massa. As equações governantes desses modelos são definidas considerando o rotor em regime permanente, em que os fenômenos de transporte são simplificados, por serem unidimensionais, com uma única estrutura de canal, ignorando as condições de calor radial e angular entre os canais adjacentes. Uma representação exata teria uma complexidade elevada e também exigiria grande esforço computacional. Dois modelos utilizados nesse caso são os sem resistência à difusão de massa na matriz dessecante (GSR) e de resistência na matriz dessecante (GSSR) (VIANA, 2017).

Os sistemas de condensação podem ser classificados em: desumidificação com condensação por resfriamento direto, desumidificação com condensação por troca indireta e bomba de calor. Os três sistemas, apesar de serem diferentes, têm no evaporador o efeito principal, que é a remoção da água presente no ar. Assim, todos os sistemas fabricados para esse efeito começam a ser dimensionados através do trocador de calor onde ele ocorre. Como nos trocadores de calor ocorrem, simultaneamente, a troca de calor e a transferência de massa, para que estes fenômenos aconteçam com a maior eficácia possível, é muito importante fazer

um dimensionamento correto, tendo em vista que seu desempenho afeta diretamente a atuação de todo o desumidificador.

Os evaporadores para efetuar a condensação podem ser fabricados de duas maneiras: por meio de trocadores a placas ou por trocadores tubulares aletados, e ambos podem ter sua superfície estendida por meio de aletas sobre sua superfície primária (placa ou tubo). Esses trocadores são utilizados, geralmente, quando ao menos um dos fluidos é gasoso. As aletas são necessárias para aumentar a área, em virtude de o gás ter um coeficiente de convecção bem mais baixo em relação aos líquidos (SOUZA, 1997).

De acordo com Viana (2017), os trocadores de calor tubulares do tipo aletado são amplamente empregados como evaporadores, pois podem ser fabricados em diversas geometrias, permitem aumento da área de contato com o fluido que contém maior resistência térmica e proporcionam consideráveis economias de custo, peso e espaço, quando comparados a outros tipos de trocadores de calor. Estes trocadores de calor também possuem diversas variáveis envolvidas que influem no seu desempenho: diâmetro, espaçamento, arranjo entre os tubos, número, espessura, tipo de aletas, altura, comprimento da serpentina, entre outras, que dificultam a escolha do trocador de calor adequado para cada aplicação, além da forma de fabricação. Também afeta o desempenho o fato de ele estar completamente seco, parcialmente úmido ou totalmente úmido.

De acordo com Huzayyin, Nada e Elattar (2007), os trocadores de calor tubulares aletados geralmente consistem em trocadores em cujo tubo há um fluxo forçado de água, óleo ou refrigerantes, enquanto o ar passa pela superfície externa. Devido à dificuldade de encontrar o trocador de calor para ser o evaporador ideal e pela dificuldade de fazer modelos, porque pode ocorrer a transferência de calor e massa ao mesmo tempo, a maioria dos estudos opta por fazer uma avaliação dos parâmetros geométricos para este tipo de trocador de calor, em relação principalmente à configuração dos tubos e aletas.

Em estudos de Mirthand Ramadhyani (1993), foi observado o desempenho de trocadores de calor, experimental e teoricamente, de amostras com o resfriamento interno por água gelada, com a superfície seca e úmida. Em estudos de Turaga et al. (1987), também foi avaliado o desempenho do ar em trocadores com a superfície úmida e feitas correlações com o número de Nusselt.

Alguns modelos para os trocadores de calor casco tubo também foram definidos de maneira empírica, assim como os estudados por Wang et al. (2001) e Wang et al. (2002). Além disso, alguns *softwares* foram desenvolvidos para o dimensionamento, como o EVAP-COND

desenvolvido por Domanski (2003) para tubos aletados e COILDESIGNER desenvolvido por Radermacher et al. (2006).

Em pesquisas realizadas por Theerakuslpisut e Priprem (1998), foi estudado um modelo baseado na entalpia, conhecido como método da entalpia potencial, cujos resultados foram bem satisfatórios comparados aos dados experimentais. Já Wang e Hihara (2002) definiram um método conhecido como temperatura de bulbo úmido equivalente, mas que, em análises dos resultados do modelo com experimentais, apresentaram um erro de aproximadamente 10% em relação à capacidade de remoção de calor e o vapor condensado. Ambos os modelos também foram utilizados por Huzayyinet al. (2007) para as condições das serpentinas parcialmente úmidas, totalmente úmidas ou totalmente secas.

Em um artigo publicado por Prasentan et al. (1996) e Jolly et al. (1990), foi demonstrado pelos autores um modelo através de equações baseadas nos princípios termodinâmicos e transferência de calor, com definição de dados baseados em correlações empíricas e diferenciação das zonas secas e úmidas.

E ainda, em uma pesquisa de Zhang et al. (2019), os autores fizeram uma revisão de vários métodos para modelos, a fim de predizer o desempenho de trocadores de calor aletados em relação à transferência de energia e massa. E observaram que um método através da efetividade e com o número de transferência unitária (NUT) apresentou um erro de aproximadamente 2,14%.

3.1.5 Alternativas para aumento da eficiência de sistemas de desumidificação

Os sistemas de desumidificação, conforme já explicado, foram estudados com diversas configurações e fontes de energia para a melhoria dos ciclos com o enfoque em aumentar a eficiência, as principais maneiras de encontrar uma fonte alternativa de energia para os processos de aquecimento ou refrigeração é aproveitar melhor as fontes de calor constantes de todo o processo.

Em sistemas que possuem uma fonte de aquecimento, estudos recentes mostram que a utilização de energia de baixa qualidade (*low grade*), principalmente a solar, tem tido ótimos resultados para sistemas dessecantes (PATNAIK; LENZ; LOF, 1990). Do mesmo modo que em sistemas de desumidificação, a principal fonte de aquecimento é o vapor ou água quente, e para o resfriamento é a utilização de torres de resfriamento e *chillers*. Uma alternativa que pode ser utilizada é substituir *chillers* de compressão de vapor para *chillers* de absorção, pois, em estudos realizados por Elsafty e Al-Daini (2001), verificou-se que estes podem ser viáveis para

a redução do consumo total do sistema, usando fonte de energia solar; também em estudos de Kalinowski et al. (2009), foi utilizada a fonte de energia residual de um gerador de energia.

Uma alternativa que ainda pode ser utilizada para aumentar a eficiência é a utilização de bombas de calor no sistema, pois o calor rejeitado nos *chillers*, e que são utilizados para refrigeração, pode aquecer as correntes de regeneração ou aquecimento dos sistemas. Estudos realizados com bombas de calor mostram que são viáveis e aumentam a eficiência do ciclo. No caso do sistema de desumidificação por condensação, um dos sistemas já utilizados em secadores industriais é por bomba de calor, assim como já feito por Tu, Ge e Wang (2017).

Ainda há alternativas que geralmente são estudadas para melhorias do processo: alteração dos parâmetros, troca do material dessecante ou uma melhoria específica de alguns itens, como melhoria de áreas de troca térmica nos trocadores de calor, substituição de equipamentos, fluidos de refrigeração.

3.1.6 Avaliação exergética

Devido a diversas atividades humanas serem dependentes de fontes energéticas renováveis ou não renováveis, sempre se buscou extrair o máximo de trabalho de cada uma das aplicações dessas fontes. Sendo assim, a maneira de medir o quanto da energia disponível se transformou em efeito útil foi medir o desempenho, geralmente através da eficiência ou rendimento.

Para determinar o desempenho também é utilizado o balanço de energia, em que diferentes fontes de energia são consideradas com a mesma qualidade, como trabalho e calor. Ademais, é comum avaliar somente as perdas externas para além da fronteira avaliada e, por isso, muitas vezes, desconsidera as perdas internas.

Essas avaliações de desempenho geralmente são baseadas somente na primeira lei da termodinâmica, portanto não considera a segunda lei. Por isso, quando um sistema é avaliado somente com enfoque na primeira lei, consideram-se as diferentes formas de energia da mesma maneira, apesar de um trabalho puro ser diferente de uma fonte de calor, pois, como se sabe, a fonte de calor consegue produzir um trabalho máximo, se tiver a eficiência de um ciclo de Carnot e, mesmo assim, toda a energia não pode ser transformada em trabalho.

Muitas aplicações que não têm perdas internas são avaliadas e consideradas, como em um trocador de calor ou em uma válvula de expansão adiabático, na qual existe a perda de pressão interna do sistema. Em geral, não se utiliza a segunda lei nos balanços do sistema, a não ser que seja necessário para algum processo usar a eficiência isentrópica.

Uma maneira de avaliar as diversas fontes para diferenciar a quantidade e qualidade, é através do máximo trabalho que cada uma pode fazer. Para isso, é necessário unir a Primeira e a Segunda Leis da Termodinâmica para chegarmos ao conceito de exergia. A análise exergética é resultado da aplicação da segunda lei e mede o trabalho potencial das diferentes formas de energia em relação a um ambiente de referência. Ou seja, a exergia é o trabalho máximo que uma fonte pode fazer até que chegue ao equilíbrio com o ambiente de referência. Também se deve diferenciar a exergia física e a química, conforme já demonstrado por diversos autores como Szargut et al. (1988) e Kotas (1995). Nessas literaturas são avaliados, geralmente, estados de substâncias puras, ou misturas de sistemas mais comuns a serem encontrados na indústria. Porém, existem diversos estudos publicados para as mais diferentes fontes das propriedades exergéticas.

Em estudos de Palacios et al. (2010), foi avaliada a exergia da mistura de LiBr, para a aplicação em *chiller* de absorção com o conjunto LiBr-H20. Para avaliação de misturas do ar, foi publicado um artigo em que se avalia a exergia do ar úmido e potencial de economia de energia em sistemas e ar condicionado por resfriamento evaporativo. E ainda foi demonstrado como podem ser calculadas as exergias físicas e químicas do ar com diferentes umidades (REN, C.Q. et al., 2001). Essas avaliações de misturas são importantes para determinar as propriedades de diversos sistemas de remoção da água presente no ar e torres de resfriamento.

Em estudos de avaliação exergética em sistemas de desumidificação, foi feita a avaliação de desempenho do líquido dessecante LiCl (WANG, LI, ZHAO; 2010), avaliação exergética de um sistema híbrido de refrigeração com sólido dessecante e compressão de vapor (JANI, MISHRA, SAHOO; 2016); em relação a secadores de ar com bomba de calor para desumidificação foram encontrados dois estudos similares à secagem de gelatina, um para a secagem de lignito (LIU, et al.; 2019), e outro para secagem de folhas de menta (COLAK, KUZGUNKAYA, HEPBASLI; 2008).

4 MATERIAIS E MÉTODOS

Os sistemas avaliados neste trabalho são empregados em secadores industriais para a desumidificação do ar. Geralmente esses sistemas são avaliados levando em consideração os dados históricos da umidade ambiental do local onde está situada a instalação e os parâmetros de saída necessários para o processo de secagem. Os dados de entrada referentes à condição do ar ambiente sempre devem ser os mesmos para comparação, e os sistemas também devem ser dimensionados para que o produto útil do equipamento seja o mesmo. Conforme demonstrado na Figura 4, os sistemas de desumidificação devem ter como parâmetro de saída o ar nas mesmas condições, porém, dependendo da temperatura necessária de saída, em alguns sistemas, é necessário esquentar ou esfriar o ar por um trocador de calor, após o processo de desumidificação (um processo adicional). Como o objetivo dos desumidificadores estudados se atém aos secadores de fábricas de gelatina, todos os sistemas foram modelados, para que o ar saísse do desumidificador com a temperatura em 32° C e umidade absoluta entre 4,5 - 5,5 g/kg. Na comparação entre os sistemas, primeiramente foi feita uma análise no ponto com a condição ambiental do ar de entrada em 13g/kg e 25 °C, que se refere a uma condição bastante comum em uma unidade de produção de gelatina encontrada na cidade de Maringá, a fim de avaliar qual a melhor tecnologia nestes parâmetros. Posteriormente, foram avaliados os sistemas mais eficientes para cada princípio de desumidificação (líquido, sólido ou condensação), para diferentes condições ambientais do ar de entrada.

Os modelos mais encontrados nessas fábricas são os ciclos convencionais de líquido dessecante com LiCl, as rodas dessecantes (*Honeycomb*®) e o sistema de condensação por resfriamento direto de refrigerante. Neste estudo, além desses tradicionais, algumas configurações dos ciclos foram estudadas, a fim de encontrar o melhor desempenho, do ponto de vista da Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica, além de alguns critérios de eficiência usuais para sistemas de desumidificação, que serão apresentados adiante.

Para facilitar o entendimento de cada desumidificador, adiante está apresentada a análise termodinâmica com equações baseadas na Primeira e Segunda leis, utilizadas para a avaliação dos três sistemas (líquido dessecante, sólido dessecante e condensação). Em seguida, cada sistema foi introduzido com a apresentação do respectivo modelo e avaliações dos resultados

para cada ciclo. Também foram definidos os indicadores de desempenho utilizados para avaliação de cada ciclo, além de outras equações necessárias.

Para se calcular a exergia química de uma mistura binária em um ciclo de refrigeração por absorção, diversos artigos discutiram o melhor método bem como o conceito usado para seu cálculo, como destacado por Oliveira Junior (2012), Avanessian (2014) e Palacios et al. (2012). A solução proposta por Oliveira Junior e Le Goff (1994) envolve escolher uma referência dentro do ciclo, no caso para o brometo de lítio ou qualquer outro sal, uma concentração de 20 % na água, quanto que para a água a referência é a água líquida a 25° C e 1 atm. Tais resultados têm se mostrado bastante robustos e bem próximos de uma análise comparativa realizada por Palácios et al. (2012), em que há uma comparação de diferentes métodos, inclusive o de se considerar o sal puro no ambiente. Da mesma forma que em sistemas biológicos, Cenzi (2019) parte do princípio de que alguns componentes biológicos não aparecerão na natureza fora do corpo, de fato uma solução prática a de se considerar a referência dentro deste volume de controle. Foi o que propuseram Oliveira Junior e Le Goff (1994). Alguns outros artigos ainda discutiram a relevância de se avaliar a exergia química nos processos dentro de um ciclo de refrigeração por absorção, porém chegaram à conclusão que para todos os equipamentos tais hipóteses são válidas, porém no absorvedor e gerador onde ocorrem as misturas, há uma falha (ZHANG et al. 2014) e (LAKE et al. 2017).

Dessa forma, a entalpia específica e a entropia foram obtidas diretamente das tabelas de propriedades termodinâmicas para o cálculo da exergia específica de uma corrente. Portanto, foram consideradas condições de referência: 20 % em massa de LiCl ou LiBr e a água pura a 25° C e 1 atm. A principal razão é que se desconsiderando eventuais vazamentos, os indicadores de desempenho sempre resultam em valores muito próximos, tendo sido adotada neste trabalho a metodologia proposta à premissa de Cenzi et al. (2019).

Em estudos para resfriamento evaporativo do ar, a determinação da exergia química da mistura dos gases que compõem o ar foi calculada por diversos autores. Em análise realizada por Renet al. (2001), definiu-se a exergia do ar, de acordo com a umidade absoluta, diferenciando a exergia em química e física, e ainda, em mecânica e térmica. Por isso, neste trabalho, foi adotada esta forma proposta.

4.1 Análise Termodinâmica

Antes de fazer a análise exergética do sistema de líquido dessecante, é necessário avaliar a conservação de massa e a Primeira Lei da Termodinâmica de cada componente. O estado de cada corrente foi calculado com os dados de uma fábrica de gelatina, e alguns, por via dos balanços e/ou com os dados de projeto.

A conservação de massa global (Equação 7) e de espécies (Equação 8) podem ser definidas como:

$$\sum m_i - \sum m_0 = 0 \tag{7}$$

$$\sum (mx)_i - \sum (mx)_o = 0 \tag{8}$$

Nas equações (7) e (8), m é a vazão mássica e x_i é a concentração do solvente na solução. A conservação de energia de cada componente (em regime permanente e desprezandose variações de energia cinética e potencial) do sistema pode ser expressa como:

$$\sum (mh)_i - \sum (mh)_o + \sum Q - \sum W = 0 \tag{9}$$

Na equação (9), a entalpia da mistura bem como o fluxo de calor e de potência estão representados por h, $Q \in W$, respectivamente. Para o ciclo de refrigeração, a eficiência do ciclo é usualmente definida pelo coeficiente de *performance* (COP), que é a razão do calor recebido no evaporador pela energia fornecida ao sistema. Para o ciclo de refrigeração por absorção, o COP é avaliado pela Equação (10) e para o ciclo de compressão de vapor pela Equação (11).

$$COP = \frac{Q_{evaporador}}{Q_{gerador}} \tag{10}$$

$$COP = \frac{Q_{evaporador}}{W} \tag{11}$$

Para avaliar a desempenho dos sistemas de desumidificação de ar, dois índices são comumente empregados: a quantidade de água extraída por unidade de energia elétrica (SMER) e o coeficiente de *performance* (COP) (BRUNDRETT, 1987). O primeiro é utilizado para avaliar sistemas cuja principal fonte para a desumidificação é a energia elétrica em kWh, como em bombas de calor por compressão; todavia, em estudos realizados em Rane, Reddy e Easow (2005), utilizou-se também em relação ao kWh, mas com o calor como fonte de energia (Equação 12). O segundo indicador, também utilizado para ciclos de refrigeração, avalia o calor removido durante o processo de secagem do ar em relação à energia empregada - geralmente, a fonte é energia elétrica ou calor. Entretanto, em estudos realizados por Niu, Xiao e Ge (2010), para avaliar um sistema com líquido dessecante, eles converteram os calores em potência, adotando coeficiente de *performance*.

$$SMER = \frac{m_w}{|Q_r| + |Q_h| + w} \tag{12}$$

Na equação 12, m_w , a massa de água removida do ar, Q_r , o calor para resfriamento dos processos do ciclo e Q_h , o calor para aquecimentos dos processos do ciclo. Como os calores são de sentidos opostos nos sistemas, devem ser utilizados em módulo.

Em relação à Segunda Lei da Termodinâmica, a exergia pode ser definida pela combinação da Primeira e Segunda Leis. A exergia física de cada corrente pode ser calculada por:

$$b_{ph} = (h - h_o) - T_o(s - s_o)$$
(13)

Nesta equação, b é a exergia específica, T_o é a temperatura de referência, e s é a entropia de cada estado. A exergia química de uma substância presente no ambiente é o trabalho máximo que pode ser executado na pressão e temperatura nas quais essas substâncias atingem o estado de equilíbrio com o ambiente. Pode ser expresso como:

$$b_{ch} = \beta_i b_{ch,i} + \bar{R} T_0 \sum x_i \ln \gamma \beta_i \tag{14}$$

Nesta Equação, β_i é a fração molar de cada componente na solução (o caso de Li-Br na mistura H2O-LiBr), $b_{ch,i}$ é a exergia química de cada componente na mistura, e γ é o coeficiente de atividade do componente na mistura líquida. A exergia total específica de uma corrente é a soma das parcelas físicas com as químicas:

$$b_i = b_{ph,i} + b_{ch,i} \tag{15}$$

A exergia (*B*) da solução é o produto da multiplicação da vazão mássica com a exergia específica de cada estado. Então:

$$B_i = B_{ph,i} + B_{ch,i} \tag{16}$$

O desempenho do sistema pode ser avaliado como a eficiência exergética, a qual pode ser definida pela razão entre a exergia dos produtos pela exergia de alimentação (Equação 17), conhecida por eficiência exergética "tipo 1". Porém, quando o processo não tem um produto definido (por exemplo, processo de separação e desumidificação), ela pode ser avaliada pela Equação 18, conhecida por eficiência exergética "tipo 2":

$$\eta_{ex1} = \frac{B_{produtos}}{B_{alimentação}} \tag{17}$$

$$\eta_{ex2} = \frac{\sum B_{saida}}{\sum B_{entrada}}$$
(18)

Para calcular as irreversibilidades do sistema, cada componente pode ser tratado como um volume de controle separado. Então, pode ser avaliado onde há maior destruição de exergia e maiores irreversibilidades, marcadas pelo chamado "balanço de exergia", que, por sua vez, é definido pela Equação 19:

$$I = B_d = \sum B_{entrada} - \sum B_{saida} \tag{19}$$

Uma mistura definida pela Lei de Raoult, por toda faixa de concentração, pode ser considerada a solução ideal ($\gamma = I$). Assim, quando o solvente tem uma pressão de vapor baixa (ou pressão de saturação baixa) ele não evapora, a solução pode ser tratada como uma solução ideal, a Lei de Raoult é importante para o equilíbrio de fases da mistura e a pressão de vapor pode ser definida por:

$$\gamma P_t = x P_s \tag{20}$$

Em que P_t é a pressão total, x é a fração molar na fase líquida, P_s é a pressão de saturação da água, por exemplo, e γ é fração molar para fase vapor. A Lei de Raoult é importante para o cálculo da exergia de misturas, para o ar e soluções de LiCl e LiBr.

Para os sistemas exergéticos, tendo em vista que as diferentes fontes de energias são colocadas na mesma base, o índice de desempenho SMER pode ser adaptado, ou seja, medido através da água evaporada em relação à exergia fornecida ao sistema. Dessa forma, os diferentes sistemas ficam mais equiparáveis, já que todos os sistemas têm fontes de calor entrando e saindo das fronteiras e consumo de trabalho (energia elétrica). Portanto, o índice fica definido da seguinte maneira:

$$SMER_{ex} = \frac{m_w}{|B_{entrada}| + W}$$
(21)

4.2 Hipóteses assumidas para os modelos

Em todos os modelos a serem estudados, algumas hipóteses foram assumidas, de acordo com os princípios termodinâmicos:

- Foram adotadas as constantes de Lewis e NUT, de acordo com dados de projeto dos sistemas existentes nas fábricas de gelatina;
- 2. O coeficiente global de transferência de calor foi considerado constante;
- As condições externas do sistema foram adotadas como ambiente de referência para o ar, sendo a temperatura 25 °C, e pressão, 101,3kPa. O ar do ambiente de referência também foi adotado como tendo a fração molar de 0,7746 N₂, 0,0003 de CO₂, 0,0191 de H₂0 e 0,206 O₂ (SZARGUT; MORRIS; STEWARD, 1988);
- 4. Os trabalhos das bombas, ventiladores e perdas de cargas foram desconsiderados;
- 5. O sistema foi considerado, operando em regime permanente;
- 6. As perdas de calor existentes foram desprezadas, pois os sistemas foram considerados adiabáticos;
- As irreversibilidades das bombas de recirculação e ventiladores foram consideradas desprezíveis;
- 8. Os compressores foram considerados com eficiência isentrópica de 80%;
- As exergias químicas padrão utilizadas foram as definidas por Szargut, Morris, Steward (1998).

5 MODELO DO LÍQUIDO DESSECANTE

Para a modelagem do sistema do líquido dessecante deste trabalho, foi selecionado o modelo de Liu et al. (2007) como referência principal. Tal modelo parte de uma proposta analítica juntamente com os balanços de massa e energia, bem como dos conceitos de transferência de calor. Portanto, ele se aplica a diferentes vazões e temperaturas, não sendo necessária a extrapolação de dados (que acarreta um erro maior), além desse modelo não apresentar um desvio significativo com resultados de plantas reais.

O sistema líquido dessecante mais comum é o que foi representado na Figura 6. Porém, neste trabalho foi avaliado um sistema com o acréscimo de um trocador de calor que refrigera a solução, auxiliado por um sistema de compressão de vapor (*chiller*) antes de entrar no absorvedor. O objetivo deste acréscimo é obter menor umidade absoluta na saída do sistema, por meio da diminuição da temperatura da solução, devido ao fato de ser reduzido o ponto de equilíbrio em relação à umidade e à pressão superficial de vapor, possibilitando, dessa maneira, retirar mais água do ar.

O *chiller* utilizado no sistema da fábrica de gelatina é um ciclo de refrigeração por compressão de vapor. Para estudar uma maneira de melhorar a eficiência, de acordo com a Primeira e Segunda Leis, uma alternativa para a refrigeração é o *chiller* de absorção, pois, desse modo, em vez de utilizar energia elétrica, é possível empregar energia com menor qualidade. Na Figura 17, está representado o sistema original utilizado em fábricas de gelatina, em cujo centro estão o absorvedor e o regenerador; ademais, pode ser observada a geração de vapor, torre de resfriamento e o sistema de compressão de vapor. A alternativa para a refrigeração com *chiller* de absorção também está demonstrada, já que na fábrica existe uma caldeira para geração de vapor que pode ser empregada. Os estados usados para os balanços de massa e energia também estão demarcados na tabela. Além disso, uma possível solução que poderia ser desenvolvida é o uso da energia do condensador (correntes 35 e 36) para pré-aquecer a solução de água em cloreto de lítio, antes de passar no gerador de vapor (Figura 17).



Figura 17: Diagrama do processo de um sistema de líquido dessecante para uma fábrica de gelatina, usando duas possibilidades de refrigeração. *Chiller* de compressão de vapor (original) e refrigeração por absorção. Fonte: Próprio autor.

O líquido dessecante aplicado no sistema é a solução de cloreto de lítio em água (LiCl-H₂O). A solução fraca (em soluto) que se encontra no absorvedor é controlada para ficar com uma concentração de soluto de 42%; já a solução forte está com, aproximadamente, 45% em massa. Ambas podem variar, dependendo das condições e do regime do sistema. Essas concentrações são mais altas do que as que geralmente são encontradas na literatura, entretanto, o resultado é o que melhor se aplica para os parâmetros de saída do sistema proposto neste trabalho. Na Figura 17, está indicado um fluxo que representa o processo de desumidificação em uma fábrica de gelatina. A corrente 1 é o ar entrando no sistema para ser desumidificado, com as propriedades do ar idênticas às do ambiente. A corrente 2 representa o ar desumidificado, porém, antes de entrar no secador de gelatina, o ar ainda deve ser aquecido para reduzir a umidade relativa e aumentar o potencial de secagem, e a temperatura de processo demandada, geralmente, se encontra em 32 °C (corrente 32). O motivo desta temperatura não ser mais alta é que a gelatina na concentração de entrada do equipamento apresenta um ponto de fusão que está, aproximadamente, a 35 °C. Sendo assim, o ar deve entrar abaixo desta temperatura para não derreter o produto.

No sistema demonstrado na Figura 17, as correntes em cor azul representam a solução fraca, e as correntes em vermelho, a solução forte. O ar entrando na corrente 3 é o que deixa o

secador de gelatina; como este ar é utilizado para fazer a regeneração, ele deixa o sistema na corrente 4, e esta etapa tem de recuperar a mesma quantidade de água condensada no absorvedor. Como o processo usual de desumidificação com líquido dessecante precisa ter um fluido com temperatura baixa no condicionador e alta no regenerador, os principais consumos de energia estão diretamente ligados ao resfriamento e ao aquecimento. Portanto, os principais custos operacionais também estão relacionados a tais processos. Para melhor avaliação de todo o sistema, primeiro foi analisado o ciclo de desumidificação delimitando o volume de controle com o *chiller* de compressão de vapor para resfriamento da corrente 6 para a 7. Então, em um segundo momento, foi avaliada, separadamente, a influência do ciclo de refrigeração por absorção, comparando-se os dois sistemas para a mesma aplicação. Na Figura 18, estão representados os dois ciclos de refrigeração utilizados para resfriar a solução.



Figura 18: (a) *Chiller* de absorção com LiBr- H_20 e (b) *Chiller* de compressão de vapor. Fonte: Próprio autor.

Para o sistema de líquido dessecante como já dito anteriormente, o modelo utilizado é aquele definido por Liu et al. (2007) para fluxos contrários. O modelo proposto por estes autores é analítico e são utilizados os princípios de conservação de massa e energia. Assim, existem

dois números adimensionais importantes para a definição dos modelos: o número de Lewis e o NUT, Equações 21 e 22, respectivamente:

$$L_e = \frac{a}{a_m \cdot c_{p,m}} \tag{21}$$

$$NUT = \frac{a_m A_{\nu} V_T}{m}$$
(22)

Nas quais, a representa o coeficiente de transferência de calor, a_m o coeficiente de transferência de massa, $c_{p,m}$ o calor específico, $A_{v.}$ a área superficial de troca, V_T o volume total da câmara, e m a vazão mássica do ar.

O calor específico em que o ar estaria saturado pode ser definido pela derivada da entalpia de saturação do ar em relação à derivada da temperatura nas condições da solução (Equação 23), se gás perfeito, $c_p = c_p(T)$. Assim como nos trocadores de calor, a capacitância relativa das correntes do sistema pode ser definida analogamente, de acordo com a Equação 24.

$$c_{p,e} = \frac{dh_e}{dT_s} \tag{23}$$

$$Cr = \frac{m_a \cdot c_{p,e}}{m_s \cdot c_{p,s}} \tag{24}$$

A efetividade da troca térmica pode ser definida pela quantidade de calor que é trocada entre os fluxos em relação ao máximo calor possível a ser trocado, que neste caso é com o ar saindo em equilíbrio com as condições de entrada da solução.

$$\varepsilon_h = \frac{h_{a,out} - h_{a,in}}{h_{e,in} - h_{a,in}} \tag{25}$$

Em que $h_{a,in}$ representa a entalpia de entrada do ar, $h_{a,out}$ a entalpia de saída do ar e $h_{e,in}$ a entalpia do ar em equilíbrio com a solução na entrada.

De acordo com as soluções analíticas apresentadas por Liu et al. (2007), e considerando o número de Lewis igual a 1, a eficiência de troca térmica pode ser definida pela Equação 2: a seguir:

$$\varepsilon_h = \frac{1 - e^{NTU(1 - Cr)}}{Cr - e^{NTU(1 - Cr)}} \tag{26}$$

A eficiência de transferência de massa é definida pela razão da massa real transferida em relação à máxima transferência de massa possível, demonstrada na Equação 27. De acordo com Liu et al. (2007), assim como para energia, a eficiência para a transferência de massa para fluxos contrários também pode ser definida pela Equação 28.

$$\varepsilon_m = \frac{\omega_{a,in} - \omega_{a,out}}{\omega_{a,in} - \omega_{e,in}}$$
(27)

onde $\omega_{a,in}$ representa a umidade de entrada do ar, $\omega_{a,out}$, a umidade de saída do ar e $\omega_{e,in}$, a umidade do ar em equilíbrio com a solução na entrada.

$$\varepsilon_m = \varepsilon_h + k. \frac{Cr.(1 - e^{-NTU}) - (1 - e^{-Cr.NTU})}{Cr - e^{NTU(1 - Cr)}}$$
(28)

Sendo k a razão definida pela equação Equação 29:

$$k = \frac{\omega_{a,in} - \omega_{a,m}}{\omega_{a,in} - \omega_{e,in}} \tag{29}$$

onde $\omega_{a,m}$ pode ser encontrado pela linha isentálpica em relação à linha de isoconcentração da solução. Na Figura 19, estão demonstrados o ar e o dessecante nos estados de entrada, denominados por *a* e *s*, respectivamente, nos quais, de acordo com Liu et al. (2007), *m* é o ponto de interseção da linha de isoconcetração da solução dessecante na entrada e a linha isentálpica do ar de entrada. A entalpia equivalente de entrada e a entalpia do ar podem ser expressas por:

$$h_{e,in} = c_1 \omega_{e,in} + c_2 \tag{30}$$

$$h_{a,in} = c_1 \omega_{e,m} + c_2 \tag{31}$$



Figura 19: Carta psicrométrica com equilíbrio solução e ar. Fonte: Liu et al. (2007).

Por intermédio das Equações 7 a 31, juntamente aos balanços de massa e energia para cada estado, é possível estabelecer o modelo para o sistema de desumidificação com líquido dessecante, além das consequentes avaliações de desempenho, referentes às Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica.

5.1 Resultados e discussões do desumidificador por líquido dessecante

Tendo por finalidade avaliar um sistema de uma planta de produção de gelatina real, em princípio, foi analisado o sistema de líquido dessecante já existente. Para tal análise, alguns dados foram obtidos, de acordo com o projeto do sistema ou coletados no local. Os demais foram calculados com os balanços de massa, energia e exergia. Uma grande dificuldade observada com o uso desse modelo foi obter o NUT, pois os dados de projeto não forneciam este número diretamente. Porém, como o projeto fornecia os dados de processo do ar e as propriedades de cloreto de lítio para todos os estados, foi possível chegar a este número (NUT com valor de 2,2), por meio das informações de projeto e de operação, substituindo os dados no modelo. Para as avaliações seguintes, foi considerado o número calculado como constante, independente dos dados de entrada (hipótese que precisa ser trabalhada em futuros trabalhos, para registrar a faixa de validade deste número).

Por meio das Equações 7 e 8, os balanços de massa foram fechados. Na Tabela 2, estão representados todos os estados termodinâmicos do sistema, onde o estado 0 representa o ambiente de referência.

Estado	Pressão (kPa)	Temperatura (ºC)	Entalpia (kJ/kg)	Entropia (kJ/kg.K)	Vazão mássica (kg/s)	Umidade absoluta (kg/kg)	Concentração (%)	Exergia (kW)
0	101,3	25				0,016	20	
1	101,3	25	58,28	5,815	32,21	0,013		-2,705
2	101,3	25,15	37,47	5,742	31,94	0,0048		20,14
3	101,3	65	117	6,004	17,34	0,01967		49,11
4	101,3	72,31	163,7	6,156	17,61	0,0345		109,5
5	101,3	38,08	169,7	0,333	19,36		42	16065
6	101,3	29,03	145,6	0,2547	19,36		42	16052
7	101,3	23	129,5	0,2007	19,36		42	16051
8	101,3	60,73	228,9	0,5168	3,766		42	3143
9	101,3	69,62	274	0,5707	17		45	15559
10	101,3	92	330	0,7288	17		45	15708
11	101,3	44,39	210,3	0,3774	3,5		45	3182
12	101,3	23	96,48	0,3388	30			1501
13	101,3	26,7	112	0,3908	30			1501
14	201,3	15,02	63,19	0,2245	15			762,2
15	201,3	20	84,02	0,2962	15			754,2
16	300	133,6	2725	6,992	0,4394			305,5
17	300	133,6	561,6	1,672	0,4394			51,69
18	615,7	10,02	341,8	1,503	0,2764			5572
19	615,7	10,02	1472	5,494	0,2764			5555
20	1167	62,35	1581	5,56	0,2764			5580
21	1167	30	341,8	1,488	0,2764			5573
32	101,3	32	44,42	5,765	31,94	0,0048		22,87
33	300	133,6	2725	6,992	0,1027			71,42
34	300	133,6	561,6	1,672	0,1027			12,08

Tabela 2: Dados do sistema líquido dessecante com *chiller* de compressão de vapor.

Em relação à Segunda Lei da Termodinâmica, todos os balanços de exergia foram calculados utilizando as Equações 13 a 16. Então, com a exergia definida para todos os estados, as irreversibilidades foram calculadas para cada equipamento e para o sistema, empregando a Equação 19. Na Tabela 3, estão definidas as irreversibilidades do ciclo.

Equipamento	Destruição de exergia (kW)
Regenerador	29,03
Condicionador	18,75
Trocador Chiller	9,11
Trocador Intermediário	4,739
Trocador torre	13,17
Trocador vapor	104,1
Aquecedor	56,6
Compressor	8,396
Válvula	1,191
Evaporador	8,456
Condensador	3,415

Tabela 3: Destruição de exergia do sistema de líquido dessecante.

Avaliando as irreversibilidades, pôde-se perceber que as maiores destruições de exergia estão no trocador de calor de vapor, no aquecedor e no regenerador. O trocador de calor de vapor e aquecedor representam as maiores exergia destruída, tendo como principal motivo a diferença de temperatura entre as correntes da solução e do vapor. Em relação ao regenerador, as principais causas para a destruição de exergia estão relacionadas ao processo de mistura entre o ar e a solução que ocorrem dentro da câmara, ao calor perdido para o ambiente, além das perdas no processo de transferência de calor e massa. A destruição global exergética do sistema é 256,96kW, o COP 9,47, o SMERex 2,796 kg/kWh e a eficiência exergética tipo 1, de 9,05%.

5.2 Ciclo de refrigeração com *chiller* de absorção como alternativa para melhoria do sistema

O *chiller* para refrigeração da solução que entra no absorvedor, demanda alto consumo de energia. Então, foi avaliado o *chiller* de compressão de vapor empregado no sistema atual, primeiramente de acordo com os dados do projeto e, em uma segunda etapa, foi estudada a alternativa do *chiller* de absorção. Na comparação, foram empregadas a Primeira e a Segunda Leis da Termodinâmica para avaliar o desempenho.

No *chiller* de compressão de vapor, o gás utilizado é amônia anidra, sendo o compressor o encarregado pela compressão, que é o responsável pelo alto consumo de energia elétrica. Analisando o balanço de massa e energia, em virtude de o sistema estar bem isolado, considerase que as perdas são mínimas e podem ser desprezadas. Porém, em relação à avaliação exergética, algumas fontes de irreversibilidades internas podem ser encontradas no sistema. Os estados termodinâmicos do ciclo estão representados na Tabela 4. Os dados de ciclo de refrigeração foram retirados das tabelas dos fabricantes do compressor.

Estado	Pressão (kPa)	Temperatura (°C)	Entalpia (kJ/kg)	Entropia (kJ/kg.K)	Vazão mássica (kg/s)	Exergia (kW)
18	615,7	10,02	341,8	1,503	0,2764	5572
19	615,7	10,02	1472	5,494	0,2764	5555
20	1167	62,35	1581	5,56	0,2764	5580
21	1167	30	341,8	1,488	0,2764	5573

Tabela 4: Dados do chiller de compressão de vapor.

A análise exergética do sistema demonstra que a maior perda de exergia está no evaporador, seguida pelo compressor. Tal resultado indica o quão custoso é deixar um ambiente refrigerado à baixa temperatura. A principal causa dessas irreversibilidades é o processo de troca térmica. No compressor as perdas ocorreram devido as irreversibilidades internas. Geralmente no processo de compressão também ocorrem as perdas na conversão da energia elétrica em mecânica e na transmissão de potência, porém, neste caso, a destruição de exergia aparece baixa, porque estas irreversibilidades não foram consideradas. Na Tabela 5, estão demonstradas as perdas de exergia:

EquipamentoDestruição de exergia (kW)Compressor8,40Válvula1,19Evaporador8,46Condensador3,42

Tabela 5: Irreversibilidades do chiller de compressão de vapor.

Considerando o sistema de desumidificação, conforme mostrado anteriormente o ciclo de compressão de vapor tem uma destruição total de exergia de 256,96kW, apresenta um COP do ciclo de refrigeração em 9,47, eficiência exergética tipo 1 de 9,05%, e SMERex 2,796 kg/kWh.

O *chiller* de absorção pode ser utilizado como uma alternativa em relação ao sistema por compressão de vapor. Neste estudo, o *chiller* de absorção estudado apresenta a solução de

LiBr-H₂0 para obter os mesmos efeitos entre os estados de entrada e saída do processo de compressão de vapor. Geralmente, a fonte de energia utilizada para esses sistemas são o vapor ou água com altas temperaturas, sendo que, na presente análise, foi considerada a primeira fonte, devido a fábrica ter uma caldeira com produção de vapor. O balanço de massa e energia do ciclo foi calculado e apresentado na Tabela 6.

Estado	Pressão (kPa)	Temperatura (°C)	Entalpia (kJ/kg)	Entropia (kJ/kg.K)	Vazão mássica (kg/s)	Concentração LiBr (%)	Exergia (kW)
18	1,405	12,02	146,6	0,5179	0,1315		6,147
19	1,405	12,02	2523	8,85	0,1315		-8,075
20	5,627	80	2650	8,609	0,1315		18,06
21	5,627	35	146,6	0,505	0,1315		6,653
22	5,627	57,98	139,2	0,3586	1,44	56,7	1082
23	5,627	80	206,8	0,4455	1,308	62,4	1121
24	5,627	35	93,15	0.2145	1,44	56,7	1078
25	5,627	53	156,2	0,2964	1,308	62,4	1113
26	1,405	53	156,2	0.2964	1,308	62,4	1113
27	1,405	35	93,14	0.2145	1,44	56,7	1078
28	300	133,6	2725	6,992	0,1935		134,5
29	300	133,6	561,6	1,672	0,1935		22,76

Tabela 6: Dados do chiller de absorção.

A avaliação da exergia do sistema demonstra que as maiores irreversibilidades estão no gerador, tendo como principais fontes as destruições exergéticas, devido ao processo de mistura e as perdas de calor. Ampliando as fronteiras do sistema desumidificador para englobar o *chiller* de absorção, a eficiência exergética tipo 1 encontrada foi de 7,16%, o COP do ciclo de refrigeração de 0,7463, e o SMERex em 2,295kg/kWh. Os resultados das irreversibilidades estão representados na Tabela 7. A perda exergética total foi de 331,76kW, porém as perdas do trocador regenerador foram desconsideradas.

Tabela 7: Perda de exergia do chiller de absorção.

Equipamento	Destruição de exergia (kW)
Gerador	54,42
Bomba	0,001
Condensador	8,058
Absorvedor	23,47
Evaporador	6,163
Válvulas	0,509
Regenerador	3,635

Comparando os dois sistemas, é possível concluir que existe uma considerável diferença entre os *chillers:* o de compressão de vapor possui uma vantagem em relação aos coeficientes de desempenho, há um ponto desfavorável para o *chiller* de absorção neste caso, pois foi considerado o vapor como fonte de energia, o qual geralmente é viável quando são utilizadas fontes de energia de menor valor energético, como calor residual, gás natural e energias renováveis.

6 MODELO DO SÓLIDO DESSECANTE

Como não foi objetivo principal da presente pesquisa elaborar um modelo fenomenológico para um desumidificador por sólido dessecante, as análises do presente estudo focaram na avaliação de um sistema real. Desse modo, o modelo utilizado foi baseado nas curvas de desempenho do sistema, definidas pelo fabricante do equipamento. Essas curvas são semelhantes àquelas demonstradas no ANEXO A para o rotor da empresa *Bry Air* e para um rotor *Honeycomb*® da empresa Munters.

Os sistemas por rotores dessecantes podem usar, em conjunto, trocadores de calor para resfriar o ar, dependendo da necessidade do processo. Os dois principais casos em que os trocadores de calor podem ser usados são: primeiro, antes de o rotor dessecante para atingir umidades absolutas bem baixas e, segundo, depois, para processos que precisam de ar com temperaturas baixas. De acordo com Harriman (2002), a remoção de água melhora quando a temperatura do ar está menor na entrada, o que ocorre pelo fato de aumentar a umidade relativa do ar. Por isso, em projetos de rotores, quando são esperadas temperaturas ambientes altas, geralmente é utilizado o trocador de calor na entrada. Contudo, para temperaturas ou umidades muito baixas, o efeito é pequeno e não compensa a instalação.

Como o objetivo é comparar os sistemas de desumidificação, foi avaliado um sistema sem a refrigeração inicial. Entretanto, como a umidade absoluta para utilizar em secadores de gelatina deve ser baixa, só é possível chegar a este parâmetro sem o resfriamento inicial, se as condições de umidade e temperatura ar ambiente não estiverem muito altas. Já na saída do sistema, é necessário o trocador de calor para fazer o resfriamento do ar, pois, durante o processo, é necessário que o ar esteja com a temperatura em 32 °C. Na Figura 20, ilustra-se o fluxograma do sistema de desumidificação por sólidos dessecantes a ser estudado.



Figura 20: Diagrama do processo de um sistema de sólido dessecante para uma fábrica de gelatina. Fonte: Próprio autor.

O ciclo de desumidificação por sólido dessecante estudado é um rotor fabricado com o material sílica gel, tendo o rotor a razão 3:1 para a área de desumidificação em relação à regeneração. O início da secagem do ar se inicia com o ar ambiente passando no rotor dessecante, conforme demonstrado pela corrente 1. Após sair do rotor dessecante em 2, a umidade do ar fica baixa, e a temperatura é elevada; por isso, passa por um outro processo em que o ar é resfriado para atingir o estado 3, com a temperatura e umidade adequadas para ser utilizado. As correntes em cor azul representam o circuito de refrigeração por compressão de vapor, e todos os componentes do ciclo estão demonstrados entre os estados 7, 8, 9 e 10. Para a regeneração, o ar ambiente (estado 4) é aquecido por vapor saturado à pressão de 10 bar, a fim de aumentar a absorção da umidade, motivo pelo qual passa por um trocador de calor para

aquecer e, somente depois, passa pelo rotor dessecante. O fluxo de vapor utilizado para aquecer o ar da regeneração está representado pelas linhas em cor vermelha.

Como o objetivo é avaliar sistemas instalados em uma fábrica de gelatina, além de utilizar a curva do equipamento existente, foi preciso um ajuste para a vazão de processo equivalente aos outros sistemas de desumidificação, porque a vazão do sistema instalado na fábrica é menor que a necessária para fazer a comparação.

As curvas de desempenho são demonstradas por gráficos ou tabelas, para que possa ser usado em um modelo. Assim, é possível fazer uma regressão linear múltipla e, desse modo, encontrar uma equação que represente o comportamento do sistema. Então, comprovando que há forte correlação estatística, o modelo poderá ser utilizado, pois representará a realidade.

6.1 Resultados e discussões do desumidificador por sólido dessecante

Como o modelo do sistema se baseou nos dados do fabricante de um rotor existente, primeiramente foi validado que, estatisticamente, a regressão linear múltipla representa o comportamento do sistema (99,66% dos dados correspondentes) e pode ser utilizada. Na Equação 34, está a regressão gerada para a umidade de saída, e, na Equação 35, para a temperatura de saída do sistema. Os dados do fluxo de regeneração são obtidos por meio do balanço de massa e energia, pois o fabricante passa o valor da temperatura utilizada para o fluxo de ar destinado à regeneração. Como os dados da tabela utilizados para regressão estavam entre 35 - 4.4 °C e 2 - 18 g/kg, este é o intervalo que as seguintes equações podem usar:

$$W_s = -0,005 + 0,001(0,939 - 0,1562A_2 + 0,01A_3 + 0,0181A_2^2 + 0,00204A_3^2 + 0,00451A_2A_3)$$
(34)

$$T_s = -2,94 + 3,602A_2 + 0,968A_3 - 0,05648A_2^2 - 0,00631A_3 - 0,01411A_2A_3$$
(35)

Nas equações 34 e 35, W_s e T_s representam, respectivamente, umidade absoluta na saída e temperatura na saída. Já os índices A_2 e A_3 são constantes polinomiais que representam parâmetros de entrada do modelo, mas que não foram autorizados a publicação. Por meio dessas equações, juntamente com as equações do balanço de massa e energia, foi possível definir os outros estados do sistema de desumidificação dessecante, conforme demonstrado na Tabela 8:

Estado	Pressão (kPa)	Temperatura (°C)	Entalpia (kJ/kg)	Entropia (kJ/kg.K)	Vazão mássica (kg/s)	Umidade absoluta (kg/kg)	Exergia (kW)
0	101,3	25				0,016	
1	101,3	25	58,28	5,815	32,21	0,013	-2,705
2	101,3	50,01	61,91	5,82	31,93	0,0045	54,67
3	101,3	32	43,62	5,762	31,93	0,0045	25,08
4	101,3	25	58,28	5,815	10,74	0,013	-0,902
5	101,3	120	61,91	6,101	10,74	0,013	138,1
6	101,3	46,78	43,62	6,108	11,01	0,03863	46,35
7	500	4,128	58,28	1,599	0,5305		10691
8	500	4,128	156,4	5,568	0,5305		10647
9	1350	87,75	147,1	5,666	0,5305		10724
10	1350	34,98	366	1,566	0,5305		10696
11	300	133,6	1467	6,992	0,4867		1181
12	300	133,6	1640	1,672	0,4867		899,8

Tabela 8: Dados do sistema sólido dessecante.

O ciclo de refrigeração ficou com COP em 5,75. Em relação à Segunda Lei da Termodinâmica, todos os balanços de exergia foram calculados, utilizando as Equações 13 a 18. Então, com a exergia definida para todos os estados, as irreversibilidades foram calculadas para cada equipamento e para o sistema, usando a Equação 19. Na Tabela 9, estão definidas as irreversibilidades do ciclo:

Tabela 9: Destruição de exergia do sistema de sólido dessecante.

Equipamento	Destruição de exergia (kW)
Compressor	24,75
Condensador	36,87
Válvula	5,12
Evaporador	73,52
Rotor dessecante	34,35
Aquecedor	142,1

Fazendo a avaliação exergética do sistema de desumidificação por sólido dessecante, é possível verificar que as maiores fontes de irreversibilidades estão no aquecedor e no evaporador. Isto provavelmente ocorre porque o ar precisa de altas temperaturas para fazer a regeneração, o que demanda alta carga térmica. Outro ponto que apresenta grande

irreversibilidade é o rotor dessecante, por causa da perda de exergia que acontece durante o processo de adsorção, em que há transferência de massa e energia. A destruição de exergia total nesse sistema ficou 316,71kW, a eficiência exergética tipo 1 em 8,07%, e o índice SMERex em 2,528 kg/kWh.

6.2 Avaliação do sistema de absorção por sólido dessecante utilizando bomba de calor

Os ciclos de absorção por sólido dessecante *Honeycomb*® podem ser projetados de diversas maneiras, sendo o principal aquele apresentado na Figura 20. Como o sistema descrito anteriormente apresenta as maiores irreversibilidades nos processos de troca térmica e também são necessárias fontes de calor para resfriar e aquecer as correntes do sistema, uma estratégia bastante utilizada é a instalação de bombas de calor.

A bomba de calor pode ser instalada com o evaporador utilizado para resfriar a corrente de ar que foi desumidificada após o rotor dessecante, e o calor do condensador pode ser aproveitado para pré-aquecer a corrente de ar que foi utilizada no lado de regeneração do sistema. Em virtude de a temperatura ser alta para regeneração, o calor disponível não consegue aquecer até a temperatura necessária, porém já é possível reduzir o consumo. Este ciclo de absorção por sólido dessecante com a bomba de calor está representado na Figura 21. Todo o princípio de funcionamento e curvas de desempenho utilizadas para fazer o modelo são as mesmas do ciclo já exposto.



Figura 21: Diagrama do processo de um sistema de sólido dessecante para uma fábrica de gelatina com bomba de calor. Fonte: Próprio autor.

Como se pode observar na figura, a diferença desse ciclo é que o fluido que sai do compressor (corrente 10) passa por um trocador aletado que pré-aquece o ar, resfriando o fluido refrigerante (corrente 11), em vez de passar exclusivamente por um condensador evaporativo. Por meio das Equações 7 e 8, os balanços de massa foram fechados para o ciclo acima. Na Tabela 10, estão representados todos os estados termodinâmicos do sistema, em que o estado 0 representa o ambiente de referência.

A avaliação do ciclo de refrigeração ficou com COP em 6,66, por causa do acréscimo do efeito da condensação, de modo que a diferença entre os sistemas é basicamente o calor do condensador ser aproveitado para pré-aquecer o ar da regeneração. Em relação à Segunda Lei da Termodinâmica, todos os balanços de exergia foram calculados, utilizando as Equações 13 a 18. Então, com a exergia definida para todos os estados, as irreversibilidades foram calculadas para cada equipamento e para o sistema, usando a Equação 19. Na Tabela 11, estão definidas as irreversibilidades do ciclo.

Estado	Pressão (kPa)	Temperatura (°C)	Entalpia (kJ/kg)	Entropia (kJ/kg.K)	Vazão mássica (kg/s)	Umidade absoluta (kg/kg)	Exergia (kW)
0	101,3	25				0,016	
1	101,3	25	58,28	5,815	32,21	0,013	-2,705
2	101,3	50,01	61,91	5,82	31,93	0,0045	54,67
3	101,3	32	43,62	5,762	10,74	0,0045	25,08
4	101,3	25	58,28	5,815	10,74	0,013	-0,902
5	101,3	33,33	66,87	5,844	10,74	0,013	0,3905
6	101,3	120	156,4	6,101	10,74	0,013	138,1
7	101,3	46,78	147,1	6,108	11,01	0,3863	46,35
8	500	4,128	366	1,599	0,5305		10691
9	500	4,128	1467	5,568	0,5305		10647
10	1350	87,75	1640	5,666	0,5305		10724
11	1350	34,98	366	1,566	0,5305		10696
12	300	133,6	2725	6,992	0,444		1077
13	300	133,6	561,6	1,672	0,444		820,9

Tabela 10: Dados do sistema sólido dessecante com bomba de calor.

Tabela 11: Destruição de exergia do sistema de sólido dessecante.

Equipamento	Destruição de exergia (kW)
Compressor	24,75
Condensador	26,38
Válvula	5,12
Evaporador	73,52
Rotor dessecante	34,35
Aquecedor	118,7

Por meio da avaliação exergética do sistema de desumidificação por sólido dessecante, pode-se verificar que as maiores fontes de irreversibilidades estão no aquecedor e no evaporador, apesar de, neste caso, a irreversibilidade do aquecedor ser menor que a do ciclo sem bomba de calor. Isto provavelmente ocorre, pois o ar precisa de altas temperaturas para fazer a regeneração, demandando alta carga térmica. Outro ponto que apresenta grande irreversibilidade é o rotor dessecante, que ocorre devido à perda de exergia que acontece durante o processo de adsorção, em que há transferência de massa e energia. A destruição de exergia total neste sistema ficou 282,82 kW, a eficiência exergética "tipo 1" em 8,95 %, e o índice SMER_{ex} em 2,767 kg/kWh.
7 MODELO DE CONDENSAÇÃO POR RESFRIAMENTO DIRETO DE REFRIGERANTE

A condensação da água presente no ar é um fenômeno conhecido na psicrometria, pois, quando o ar atinge o ponto de orvalho, o vapor de água presente na mistura com o ar condensa e torna o ar mais seco. Este efeito é comum em sistemas de ar condicionado, visto que, quando o ar é refrigerado para atingir a temperatura desejada, a superfície do evaporador está abaixo do ponto de orvalho, o que faz com que ocorra a desumidificação sem que, necessariamente, nesse caso, ocorra o efeito desejado.

Para fazer o modelo do desumidificador por condensação da fábrica de gelatina foi utilizado um modelo simples, baseado na efetividade do trocador de calor (evaporador), uma vez que o referido modelo depende somente da configuração de fabricação do evaporador. E foi possível ser elaborado, porque, praticamente, todos os dados necessários do evaporador estavam disponíveis no projeto, como temperatura de evaporação, área de troca térmica, vazão dos fluídos, entre outros. O único dado importante que estava faltando, era o coeficiente global de transferência de calor. Porém, como no projeto havia os dados de entrada e saída do ar ambiente utilizado para dimensionar o evaporador, pôde-se calcular, para essa condição de entrada, o coeficiente que foi calculado em 0,2213 kW/m² °C e adotado constante para o modelo.

Assim como os outros sistemas de desumidificação, para que se possa fazer uma comparação entre os sistemas, o ar seco na saída do desumidificador deve estar em torno de 32 °C e umidade absoluta em 5,5 - 4,5 g/kg. Abaixo, na Figura 22, está representado o sistema de desumidificação por resfriamento direto. Os estados de cada corrente do desumidificador foram calculados, através dos balanços de massa, energia e entropia inseridos no modelo.



Figura 22: Diagrama do processo de um sistema de desumidificação por resfriamento direto para uma fábrica de gelatina. Fonte: Próprio autor.

No sistema demonstrado na figura, o ar no estado 1 entra no trocador de calor, é resfriado pelo sistema de amônia e passa para o estado 2, já com a umidade absoluta baixa. No estado 3, a umidade absoluta não se altera em relação ao processo anterior, somente é aquecido para ficar na temperatura necessária. O fluxo em cor azul representa o ciclo de refrigeração por compressão de vapor, em que ocorre o resfriamento e a condensação da umidade do ar. A corrente em cor vermelha é onde ocorre o aquecimento do ar, através de vapor.

7.1 Resultados e discussões do desumidificador de condensação por resfriamento direto

De acordo com Harriman (2002), pode-se considerar que o ar, ao passar pelo desumidificador, primeiro resfria, chegando ao ponto de orvalho, praticamente não havendo condensação, para posteriormente ocorrer a desumidificação. Isso se deve ao fato de que, para os balanços de massa e energia, o estado final independe do processo que ocorreu, dependendo somente do estado inicial. Sendo assim, foi assumida a hipótese de que o processo ocorria dessa maneira, durante a desumidificação, e que o estado final estaria saturado (no ponto de orvalho).

Por sair com umidade absoluta e temperatura muito baixa, o ar está sempre muito próximo à saturação.

O modelo para os sistemas de condensação por resfriamento direto foi baseado no modo de efetividade, demonstrado no artigo de Zhang et al. (2019), por meio da efetividade e NUT. Para definir os estados, foi utilizada a Equação 9, além das de balanço massa. Na Tabela 10, estão representadas as propriedades de todos os estados:

Estado	Pressão (kPa)	Temperatura (°C)	Entalpia (kJ/kg)	Entropia (kJ/kg.K)	Vazão mássica (kg/s)	Umidade absoluta (kg/kg)	Exergia (kW)
0	101,3	25				0,016	
1	101,3	25	58,28	5,815	32,21	0,013	-2,705
2	101,3	5,33	19,25	5,679	31,97	0,0055	36,35
3	101,3	32	46,36	5,772	31,97	0,0055	18,1
4	510	4,677	378,3	1,642	1,154		23264
5	510	4,677	1467	5,561	1,154		23172
6	1450	93,26	1651	5,663	1,154		23350
7	1450	37,49	378,3	1,606	1,154		23277
8	300	133,6	2725	6,992	0,4005		320,2
9	300	133,6	561,6	1,672	0,4005		88,95

Tabela 12: Dados do sistema por resfriamento direto.

O COP para este ciclo ficou em 5,38. Em relação à Segunda Lei da Termodinâmica, todos os balanços de exergia foram calculados, utilizando a Equações 13 a 18. Então, com a exergia definida para todos os estados, as irreversibilidades foram calculadas para cada equipamento e para o sistema, utilizando a Equação 19. Na Tabela 11, estão definidas as irreversibilidades do ciclo:

Tabela 13: Destruição de exergia do sistema de resfriamento direto.

Equipamento	Destruição de exergia (kW)
Compressor	56,53
Condensador evaporativo	57,97
Evaporador	52,84
Aquecedor	249,5

Avaliando-se esse sistema, verifica-se que a maior destruição de exergia está no trocador de calor (aquecedor) para o posterior aquecimento do ar. O principal motivo desta

irreversibilidade é a troca térmica, pois o fluido em forma de vapor está com alta diferença de temperatura entre o vapor e o ar. O segundo maior ponto de destruição de exergia é o condensador evaporativo, e subsequente, o evaporador, sendo a principal causa de todos os processos as irreversibilidades de troca térmica. Na prática, o compressor apresenta significativas irreversibilidades nesse sistema, porém foi desconsiderado, por não ser possível avaliar as perdas por atrito e aquecimento, a principal fonte para irreversibilidade no compressor considerada foi pelas irreversibilidades internas. A destruição total de exergia do sistema ficou em 416,84 kW, a eficiência exergética "tipo 1" em 4,62%, e o índice SMER_{ex} em 1,925 kg/kWh.

7.2 Sistema de resfriamento direto utilizando bomba de calor

Uma maneira discutida anteriormente de se fazer a desumidificação do ar é utilizando o sistema de condensação da umidade por bomba de calor. Este sistema consiste em utilizar um ciclo de refrigeração, tendo no evaporador a desumidificação do ar e, no condensador, o aquecimento do ar que é utilizado no processo.

Para os secadores de gelatina, não é possível utilizar a bomba de calor, conforme demonstrado na Figura 16 ou no artigo de Jolly, Jia e Clements (1990). O motivo é que, dependendo das propriedades do ar ambiente, com a dissipação integral do calor do condensador a temperatura pode exceder os 32 °C, demandados pelo secador de gelatina. Sendo assim, a proposta para melhorar o ciclo é utilizar como condensador um trocador aletado para aquecer o ar até a temperatura necessária para utilizar no secador, e, em paralelo, a um condensador evaporativo para a corrente com o calor excedente.

Na Figura 23, está demonstrado o sistema de desumidificação semelhante ao da Figura 22, com a diferença que foi introduzido como condensador mais um trocador aletado para aquecer o ar, antes do trocador que utiliza vapor. Em dias mais quentes, não foi necessária a utilização do trocador de calor com vapor, pois somente o fluido refrigerante conseguirá atingir a temperatura. Contudo, é necessário manter esse trocador para os dias mais frios, nos quais não é possível atingir a temperatura sem a utilização de uma fonte que forneça calor para aquecer o ar, além do próprio fluido do ciclo de refrigeração.

Gerador de Vapor



Figura 23: Diagrama do processo de um sistema de desumidificação por bomba de calor para uma fábrica de gelatina. Fonte: Próprio autor.

No modelo, para o comportamento desse ciclo, foi adotado o mesmo do sistema sem a bomba de calor, somente se fazendo uma adaptação com a introdução de mais um condensador. Porém, para o cálculo foi também utilizada a efetividade, de acordo com o equipamento instalado na fábrica de gelatina.

Por meio das Equações 7, 8 e 9, os balanços de massa e energia foram fechados. Na Tabela 14, estão representados todos os estados termodinâmicos do sistema, em que o estado 0 representa o ambiente de referência.

Estado	Pressão (kPa)	Temperatura (°C)	Entalpia (kJ/kg)	Entropia (kJ/kg.K)	Vazão mássica (kg/s)	Umidade absoluta (kg/kg)	Exergia (kW)
0	101,3	25				0,016	
1	101,3	25	58,28	5,815	32,21	0,013	-2,705
2	101,3	5,33	19,25	5,679	31,97	0,0055	36,35
3	101,3	32	46,36	5,772	31,97	0,0055	18,1
4	101,3	32	46,36	5,772	31,97	0,0055	18,1
5	510	4,677	378,3	1,642	1,154		23264
6	510	4,677	1467	5,561	1,154		23172
7	1450	93,26	1651	5,663	0,4737		9581
8	1450	93,26	1651	5,663	0,6807		13768
9	1450	37,49	378,3	1,606	0,4737		9551
10	1450	37,49	378,3	1,606	0,6807		13725
11	300	133,6	2725	6,992	0		0
12	300	133,6	561,6	1,672	0		0

Tabela 14: Dados do sistema por bomba de calor.

O COP para este ciclo ficou em 9,08. Em relação à Segunda Lei da Termodinâmica, todos os balanços de exergia foram calculados, utilizando as Equações 13 a 18. Então, com a exergia definida para todos os estados, as irreversibilidades foram calculadas para cada equipamento e para o sistema, usando a Equação 19. Na Tabela 15, estão definidas as irreversibilidades do ciclo.

Tabela 15: Destruição de exergia do sistema de bomba de calor.

Equipamento	Destruição de exergia (kW)
Compressor	56,63
Condensador evaporativo	23,79
Evaporador	52,84
Condensador trocador	61,24

Avaliando este sistema, é possível verificar que a maior destruição de exergia está no condensador com trocador para o posterior aquecimento do ar. O principal motivo dessa irreversibilidade é a troca térmica, pois o fluido em forma de vapor está com alta temperatura no condensador. O segundo maior ponto de destruição de exergia é o compressor, sendo a principal causa de irreversibilidade a baixa eficiência isentrópica. Na prática, o compressor apresenta grandes irreversibilidades nesse sistema, porém foi desconsiderado, pois não é possível avaliar as perdas por atrito, aquecimento, entre outros. A destruição total de exergia do sistema ficou em 194,5kW, a eficiência exergética tipo 1 em 9,14%, e o índice SMER em 3,806 kg/kWh.

8 ANÁLISE DOS RESULTADOS

Como demonstrado anteriormente, os equipamentos para desumidificação do ar podem apresentar diversas configurações. Neste trabalho, foram avaliados três sistemas que são comuns de serem encontrados para fins industriais e contam com estudos sobre seu funcionamento e desempenho. Estes três sistemas são largamente empregados em fábricas de gelatina, por isso neste capítulo foram avaliados para saber se as alternativas propostas tiveram um ganho, reduzindo as irreversibilidades ou melhorando a eficiência exergética dos sistemas.

8.1 Avaliação do ciclo de sólido dessecante com *chiller* de compressão de vapor e *chiller* de absorção como alternativa para melhoria do sistema

O primeiro sistema estudado foi o desumidificador com o princípio de absorção da umidade por líquido dessecante. Para este sistema foi avaliada uma alternativa, ou seja, a substituição do *chiller* de compressão de vapor utilizado para resfriar a solução que faz a absorção da umidade no condicionador. A fábrica possui uma fonte de energia térmica através do vapor, assim, uma alternativa seria substituir a energia elétrica utilizada no *chiller* do sistema original usando um *chiller* de absorção.

Conforme já demonstrado através dos estados definidos para a temperatura do ar de entrada a 25 °C e umidade absoluta de 0,013 kg/kg, nesta ocasião o sistema com *chiller* de compressão de vapor apresentou irreversibilidade, eficiência exergética e índice SMERex, respectivamente, em 256,96 kW, 9,05% e 2,796 kg/kWh, enquanto o *chiller* de absorção ficou em 331,76 kW, 7,16% e 2,295 kg/kWh. Por isso, para este ponto de trabalho, o desumidificador de absorção por líquido dessecante com o *chiller* de compressão de vapor demonstrou ser mais viável e a melhor alternativa estudada entre as duas.

Como o sistema é utilizado em todas as estações do ano, em diferentes períodos do dia e com os mais variados parâmetros, outra avaliação que pôde ser feita foi verificar se em outros pontos de operação com diferentes temperaturas e umidades do ar, o *chiller* de absorção seria executável. Nas figuras abaixo, são demonstradas as eficiências exergéticas tipo 1 para as temperaturas de 30 °C, 25 °C e 20 °C, com diferentes umidades para o ar ambiente.



Figura 24: Gráfico da eficiência exergética para líquido dessecante com chiller de compressão de vapor e absorção a 30 °C.





Figura 25: Gráfico da eficiência exergética para líquido dessecante com chiller de compressão de vapor e absorção a 25 °C. Fonte: Próprio autor.



Figura 26: Gráfico da eficiência exergética para líquido dessecante com *chiller* de compressão de vapor e absorção a 20 °C. Fonte: Próprio autor.

Como se pode notar nos gráficos acima, para todas as faixas de temperaturas (30 °C, 25 °C e 20 °C), o sistema com o *chiller* de compressão de vapor apresenta maior eficiência exergética para todos os pontos de umidade relativa. Por isso, constata-se que para todas as faixas de temperatura e umidade estudadas, o *chiller* de absorção com vapor como fonte de energia não oferece viabilidade termodinâmica. Porém, é importante observar que para as umidades e temperaturas mais baixas, os dois sistemas apresentaram as mesmas eficiências. Isso se deve ao fato de que com umidades e temperaturas baixas (temperatura e umidade relativa abaixo de 20 °C e 50%), não foi necessário utilizar o *chiller* para resfriar a solução de entrada no desumidificador, pois somente com a torre de resfriamento foi possível chegar a umidades abaixo das necessárias para o sistema. Portanto, uma provável maneira que pode aumentar a eficiência do sistema é melhorar a desempenho da torre de resfriamento, pois quanto melhor for a troca térmica, menor é a necessidade de a solução ser resfriada pelo *chiller*.

Outro ponto que pode ser observado nos gráficos é que os sistemas por absorção, através de dessecante líquido, têm um aumento da eficiência conforme vai diminuindo a umidade relativa, até chegar a um ponto máximo e, em seguida, diminui sua eficiência. Ou seja, este sistema é melhor para ser utilizado em ambientes que estejam em condições intermediárias.

8.2 Avaliação do sistema de absorção por sólido dessecante e com bomba de calor como alternativa

Para o sistema de desumidificação por sólido dessecante, por meio do rotor *Honeycomb*®, foi avaliado o ciclo convencional e com a utilização da bomba de calor para aumento da eficiência. Por serem utilizadas energias de fontes térmica e elétrica para atingir os parâmetros de projeto, a bomba de calor demonstra ser uma alternativa para se tornar mais eficiente e otimizar o desempenho.

Como foi demonstrado anteriormente para as condições ambientais definidas previamente em 25 °C e 13 g/kg, as irreversibilidades do sistema sem a bomba de calor, eficiência do ciclo e o índice SMERex, ficaram respectivamente em 316,71 kW, 8,07% e 2,528 kg/kWh. Por outro lado, o sistema com bomba de calor ficou em 282,82 kW, 8,95% e 2,767 kg/kWh.

Comparando os dois sistemas, é possível concluir que existe uma diferença entre as eficiências dos sistemas sem e com a bomba de calor. Notou-se que este último apresentou uma eficiência maior, irreversibilidade menor, e o índice SMERex, maior. Portanto, conforme era esperado, o sistema com a bomba de calor melhora o desempenho do sistema em geral. Como esta avaliação foi feita somente para um ponto de trabalho, assim como no sistema de líquido dessecante, foi avaliada também a eficiência para outros pontos de trabalho, a 30°C, 25°C e 20°C com diferentes umidades relativas, conforme os seguintes gráficos:



Figura 27: Gráfico da eficiência exergética para sólido dessecante a 30 °C, com e sem bomba de calor. Fonte: Próprio autor.



Figura 28: Gráfico da eficiência exergética para sólido dessecante a 25 °C, com e sem bomba de calor. Fonte: Próprio autor.



Figura 29: Gráfico da eficiência exergética para sólido dessecante a 20 °C, com e sem bomba de calor. Fonte: Próprio autor.

Avaliando os gráficos para três temperaturas, é possível verificar que, em todos os pontos, o sistema com a bomba de calor como alternativa apresentou melhor eficiência exergética, sendo as maiores eficiências exergéticas para as menores temperaturas. Portanto, é possível constatar que a bomba de calor aumenta a eficiência do sistema, diminui as irreversibilidades e, consequentemente, o consumo de energia.

8.3 Avaliação do sistema de resfriamento direto utilizando bomba de calor

No sistema de resfriamento direto, como pôde ser avaliado anteriormente, para se chegar à umidade necessária no processo, deve-se abaixar a temperatura para próximo de 5 °C, sendo parte da energia transferida na forma de calor sensível e outra parte de calor latente (variação da entalpia na mudança de fase). Isto ocorre porque, quando a água é condensada, antes de ser transformada de vapor em líquido ela é resfriada até atingir o ponto de orvalho na superfície do trocador de calor. Nesse sistema, o calor sensível na desumidificação é uma consequência do resfriamento, porém é uma energia transferida que não é útil ao produto do sistema.

De acordo com os parâmetros definidos no capítulo 7, para a modelagem do sistema, o sistema de resfriamento direto apresentou irreversibilidades, eficiência exergética e o índice SMERex em 416,84 kW, 4,62% e 1,925 kg/kWh, respectivamente, enquanto o sistema de bomba de calor ficou em 194,5kW, 9,14% e 3,806 kg/kWh.

Analisada a transferência de calor, o calor latente transferido na condição definida foi de 599,4 kW, e o calor sensível, de 657,6 kW. Este calor latente (variação da entalpia na mudança de fase) é o efeito desejado em todos os sistemas de desumidificação. Porém, o calor "sensível" que não é desejado, é uma grande fonte de irreversibilidade para o sistema, apresentada no evaporador (desumidificador). Outro ponto que apresenta considerável irreversibilidade, é o condensador do sistema de refrigeração. No caso do sistema de resfriamento direto, em virtude de o calor não ser aproveitado para o efeito útil, ainda se gera a necessidade de aquecimento do ar, através de um trocador de calor aletado com vapor de fonte térmica, em que o aquecedor é a maior fonte de destruição de exergia. Por isso, como a bomba de calor aproveita o condensador para ter um efeito útil, este sistema apresenta maior eficiência exergética.



Figura 30: Gráfico da eficiência exergética de condensação por resfriamento direto a 30 °C com e sem bomba de calor. Fonte: Próprio autor.



Figura 31: Gráfico da eficiência exergética de condensação por resfriamento direto a 25 °C com e sem bomba de calor. Fonte: Próprio autor.



Figura 32: Gráfico da eficiência exergética de condensação por resfriamento direto a 20 °C com e sem bomba de calor. Fonte: Próprio autor.

Comparando esses sistemas com outros pontos de trabalho com temperaturas de 30 °C, 25 °C e 20 °C, conforme as figuras 30 a 32, também é possível verificar que, em todos os pontos, a bomba de calor é mais eficiente que o sistema de resfriamento direto. Conforme proposto, este sistema pode ser aperfeiçoado, transformando-o com bomba de calor. Nesse caso, o consumo de vapor praticamente pode ser eliminado, sendo necessário apenas em dias frios, e que estiverem com temperaturas abaixo de 18 °C.

8.4 Avaliação do melhor sistema para desumidificação de ar para secadores de gelatina

Por meio da avaliação dos ciclos, foi possível verificar quais tinham a maior eficiência dentro do mesmo princípio de desumidificação, sendo aquele com *chiller* de compressão de vapor para dessecantes líquidos, o rotor dessecante *Honeycomb* ® com a bomba de calor para dessecantes sólidos, e a bomba de calor para os de condensação da umidade. Porém, para verificar qual o melhor entre eles, é importante analisar os gráficos de eficiência exergética apresentados anteriormente e o índice SMERex, além de comparar qual a umidade de saída em cada ponto de operação, para saber se atende à necessidade do processo.

Para isso, foram avaliados alguns pontos de operação selecionados com diferentes umidades e temperaturas, a fim de avaliar qual desses sistemas seria o ideal para ser utilizado em um secador de gelatina (com temperatura de saída a 32 °C). Na Tabela 16, podem ser verificados tais pontos:

Sistema de desumidificação	Temperatura de entrada (ºC)	Umidade absoluta entrada (kg/kg)	Eficiência exergética (%)	SMERex (kg/kWh)	Umidade absoluta saída (kg/kg)
Líquido dessecante (chiller compressão)	35	0,018	1,48	2,342	0,0057
Condensação com bomba de calor	35	0,018	1,96	3,559	0,0056
Sólido dessecante com bomba de calor	35	0,018	0,12	2,705	0,0092
Líquido dessecante (chiller compressão)	33	0,017	2,86	2,473	0,0055
Condensação com bomba de calor	33	0,017	3,35	3,634	0,0056
Sólido dessecante com bomba de calor	33	0,017	0,43	2,747	0,0081
Líquido dessecante (chiller compressão)	31	0,016	4,36	2,593	0,0053
Condensação com bomba de calor	31	0,016	4,79	3,702	0,0056
Sólido dessecante com bomba de calor	31	0,016	2,62	2,775	0,0071
Líquido dessecante (chiller compressão)	28	0,015	6,27	2,762	0,0051

Tabela 16: Comparação entre os sistemas mais eficientes para cada tipo de desumidificador.

Condensação com bomba de cal	~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~	0.015	(()		
condensação com bomba de ca	JI 20	0,015	6,62	3,883	0,0056
Sólido dessecante com bomba d	calor 28	0,015	5,21	2,839	0,0059
Líquido dessecante (chiller com	oressão) 25	0,013	9,05	2,796	0,0048
Condensação com bomba de cal	or 25	0,013	9,14	3,806	0,0055
ólido dessecante com bomba d	calor 25	0,013	8,95	2,767	0,0045
Líquido dessecante (chiller com	oressão) 22	0,012	10,3	2,784	0,0046
Condensação com bomba de cal	or 22	0,012	10,66	3,91	0,0055
ólido dessecante com bomba d	calor 22	0,012	11,24	2,778	0,0036
Líquido dessecante (chiller com	oressão) 20	0,011	10,88	2,667	0,0044
Condensação com bomba de cal	or 20	0,011	11,46	3,814	0,0055
sólido dessecante com bomba d	calor 20	0,011	13,01	2,723	0,0029
Líquido dessecante (chiller com	oressão) 18	0,009	11,27	2,256	0,0038
Condensação com bomba de cal	or 18	0,009	10,29	2,856	0,0054
ólido dessecante com bomba d	calor 18	0,009	15,57	2,472	0,002
Líquido dessecante (chiller com	oressão) 17	0,008	10,93	1,994	0,0035
Condensação com bomba de cal	or 17	0,008	7,13	2,371	0,0054
Sólido dessecante com bomba d	calor 17	0,008	16,61	2,314	0,0017
Condensação com bomba de cal Sólido dessecante com bomba d Líquido dessecante (<i>chiller</i> com Condensação com bomba de cal Sólido dessecante com bomba d Líquido dessecante (<i>chiller</i> com Condensação com bomba de cal Sólido dessecante com bomba d Líquido dessecante (<i>chiller</i> com Condensação com bomba de cal Sólido dessecante com bomba d Líquido dessecante com bomba d Condensação com bomba de cal Sólido dessecante com bomba d Líquido dessecante (<i>chiller</i> com Condensação com bomba de cal Sólido dessecante com bomba d	or 25 c calor 25 oressão) 22 or 22 or 22 oressão) 20 or 20 or 20 or 20 or 20 or 20 oressão) 18 or 18 or 18 oressão) 17 or 17 or 17 or 17	0,013 0,013 0,012 0,012 0,012 0,011 0,011 0,011 0,009 0,009 0,009 0,009 0,008 0,008 0,008	$\begin{array}{c} 9,14\\ 8,95\\ 10,3\\ 10,66\\ 11,24\\ 10,88\\ 11,46\\ 13,01\\ 11,27\\ 10,29\\ 15,57\\ 10,93\\ 7,13\\ 16,61\\ \end{array}$	3,806 2,767 2,784 3,91 2,778 2,667 3,814 2,723 2,256 2,856 2,472 1,994 2,371 2,314	0,00 0,00 0,00 0,00 0,00 0,00 0,00 0,0

Avaliando os dados da tabela, verifica-se que para as temperaturas mais altas, de 35 °C a aproximadamente 25 °C, o sistema que apresenta maior eficiência exergética e melhor índice SMERex é o sistema de desumidificação por bomba de calor. Abaixo dessas temperaturas, o sistema que possui maior eficiência exergética é aquele por sólido dessecante com bomba de calor, porém, o maior índice SMERex continua sendo o do desumidificador de condensação por bomba de calor. Geralmente, esses dois indicadores deveriam apontar o mesmo sistema como melhor desempenho, pois os dois são resultados de razões em que o denominador é a exergia fornecida ao sistema, todavia, no caso de temperaturas menores, isso não ocorre. Pois, apesar da eficiência do sistema de condensação por bomba de calor ser menor que o ciclo do sólido dessecante, ele tem menor consumo de exergia por quilograma de água evaporada. Isso acontece porque, apesar do ciclo de sólido dessecante com bomba de calor ter uma menor umidade do ar na saída, a exergia fornecida pelo sistema não diminui na mesma proporção.

O motivo principal do aumento do consumo de exergia no rotor com sólido dessecante ocorre devido ao ar de regeneração do sistema de sólido dessecante ser aquecido a 120 °C, independente da umidade de entrada do ar ambiente. Este poderia ser apresentado como um ponto para melhoria do sistema, porém, na prática, o fato de o ar entrar mais seco no secador de gelatina propicia um aumento da produção e, por isso, reduzir esta temperatura de regeneração não é interessante para o processo.

Um ponto importante a observar é que os ciclos com sólido dessecante para temperaturas do ar de entrada acima de 31ºC não atingem a umidade do ar necessário para o

processo de secagem. Por isso, esta configuração precisaria de um resfriamento do ar antes de passar para o desumidificador, o que provavelmente aumentaria as irreversibilidades, diminuindo os indicadores de desempenho.

Comparando os sistemas apresentados neste capítulo - do sólido dessecante e líquido dessecante-, o de líquido dessecante mostra ser mais eficiente e ter um índice SMERex para as temperaturas maiores, e o de sólido dessecante, para as temperaturas menores. Portanto, a escolha entre esses dois sistemas está mais ligada à média de temperatura e umidade no local geográfico onde o sistema será instalado.

Por conseguinte, o melhor sistema para desumidificação de ar, levando em consideração o consumo de exergia, é o de condensação por bomba de calor, através de um ciclo de refrigeração cuja condensação ocorre no evaporador, e o reaquecimento do ar, no condensador deste ciclo.

9 CONCLUSÕES

As fábricas de gelatina apresentam diversos processos que consomem energia - a maior parte energia elétrica e calor. Uma das etapas com o maior gasto energético é a de secagem, ainda mais especificamente na etapa de desumidificação do ar. Por isso, este trabalho teve como objetivo avaliar três diferentes sistemas, a fim de verificar qual deles é mais eficiente sob avaliação da Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica.

Como os sistemas têm duas diferentes fontes de energia, é inviável a comparação, considerando-se a Primeira Lei da Termodinâmica. Assim, o foco se deu na avaliação da Segunda Lei, e, de acordo com essa avaliação, o sistema com melhor desempenho seria aquele que apresentasse melhor eficiência exergética na maior faixa de trabalho, menor consumo de exergia para remover a água e menor irreversibilidade.

Sobre o sistema de líquido dessecante, uma avaliação realizada foi a substituição do atual resfriamento por *chiller* de compressão de vapor para um *chiller* de absorção. Porém, provouse que não é viável a substituição do sistema de resfriamento da solução, pois, como o sistema teria que utilizar vapor, a eficiência ficava ainda menor.

Avaliando os sistemas com bomba de calor para o sólido dessecante, em que o condensador do ciclo de refrigeração é utilizado para pré-aquecer o ar para regeneração, foi demonstrado que a eficiência exergética aumenta quando é utilizado. Por isso, é indicado para as fábricas fazerem esta instalação, uma vez que, assim, é possível aprimorar a eficiência do sistema.

Em relação ao sistema de desumidificação por condensação por resfriamento direto, foi avaliada a instalação de uma bomba de calor, com a finalidade de utilizar o calor dissipado no condensador para aquecer o ar que entra no secador. Esse sistema provou-se viável, com aumento da eficiência exergética, pois com as condições climáticas preponderantes na região, o vapor utilizado para aquecer o ar é praticamente eliminado, e somente é necessário, quando o ar estiver com baixas temperaturas, inviabilizando alcançar a temperatura adequada para o secador.

Comparando as três melhores tecnologias avaliadas, sendo uma para cada princípio de desumidificação, foi possível verificar que a eficiência para cada ciclo é dependente das condições de temperatura e umidade ambientes, ou seja, depende do clima e tempo do local em

que o desumidificador é instalado. Por isso, foi analisado em diferentes situações, de acordo com os modelos, qual seria a melhor tecnologia, comparando-se por meio de indicadores da Segunda Lei da Termodinâmica. Na maioria dos pontos avaliados, o sistema de desumidificação com bomba de calor se mostrou mais eficiente, porém, em alguns pontos com baixas temperaturas, o sólido dessecante teve melhor desempenho. Como os desumidificadores geralmente são utilizados para situações de temperatura e umidades elevadas, pode-se determinar que o sistema de desumidificação com melhor desempenho é aquele por condensação com bomba de calor.

Os sistemas de desumidificação avaliados se basearam naqueles encontrados em fábricas de gelatina e com os parâmetros de saída necessários para os processos de secagem dessas plantas. Portanto, essas avaliações foram feitas com base nesses dados e só podem ser utilizados para esse tipo de aplicação ou para processos semelhantes. Para outros usos do sistema de desumidificação, é necessário fazer uma nova análise, pois dependendo da temperatura e umidade de saída, pode-se eliminar o aquecimento ou resfriamento do ar desumidificado.

Além dos sistemas e configurações analisados nesta dissertação, existem diversas outras formas de determinar os desumidificadores, podendo utilizar outras fontes de energia, diversas tecnologias ou até mesmo associar os diferentes princípios de desumidificação. Um exemplo é utilizar o sólido dessecante com o sistema com princípio de condensação por bomba de calor. Logo, este estudo demonstrou qual a melhor tecnologia entre as já conhecidas e empregadas para as fábricas de gelatina, além de ter procurado formas de aumentar sua eficiência.

Para estudos futuros, podem ser avaliadas novas formas e configurações para sistemas de desumidificação. Também pode ser estudada a desumidificação sem ser para um processo específico e, assim, verificar qual a melhor forma para remover a água do ar em diversas temperaturas e umidades ambientes, com diferentes parâmetros de saída.

Referências

AFONSO, C. F. Recent advances in building air conditioning systems. **Applied Thermal Engineering**, v. 26, n. 16, p. 1961-1971, 2006.

AHMED, C. S.; GANDHIDASAN, P.; FARAYEDHI, A. A. Simulation of a hybrid liquid desiccant based air-conditioning system. **Applied Thermal Engineering**, v. 17, n. 2, p. 125-134, 1997.

AHMED, C. S. et al. Exergy analysis of a liquid-desiccant-based, hybrid airconditioning system. **Energy**, v. 23, n. 1, p. 51-59, 1998.

ALI, A.; VAFAI, K.; KHALED, A. R. A. Comparative study between parallel and conter flow configurations between air and falling film desiccant in the presence of nanoparticle suspensions. **Inter. J. of Energy Research**, v. 27, n. 8, p. 725-745, 2003.

ALI, A.; VAFAI, K.; KHALED, A. R. A. Analysis of heat and mass transfer between air and falling film in a cross flow configuration. **Inter. J. of Energy Research**, v. 47, n. 4, p. 743-755, 2004.

ANSI/ASHRAE55.**Thermal environmental conditions for humam occupancy**. American Society of Heating: Refrigeration and Air-conditioning Engineers, Atlanta, GA; 1992.

ANTONELLIS, S.; INTINI, M.; JOPPOLO, C. M. Desiccant wheels effectiveness parameters: correlations based on experimental data. **Energy and Buildings**, v. 103, p. 296-306, 2015.

AVANESSIAN, T.; AMERI, M.; Energy, exergy, and economic analysis of single and double effect LiBr–H2O232absorption chillers. **Energy and Buildings**, v. 73, p.26–36, 2014.

AYNUR, T. N.; HWANG, Y.; RADERMACHER, R. Field performance measurements of a heat pump desiccant unit in dehumidification mode. **Energy and Buildings**, v. 40, p. 2141-2147, 2008.

AYNUR, T. N.; HWANG, Y.; RADERMACHER, R.A heat pump desiccant unit for dehumidification and humidification.**12th International Refrigeration and Air Conditioning Conference**, p. 1-8, 2008.

BANSAL, P. K.; MARTIN, A. Comparative study of vapour compression, thermoelectric and absorption refrigerators. **International Journal of Energy Research**, v. 24, p. 93-107, 2000.

BECALLI, M. et al. Simplified models for the performance evaluation of desiccant wheel dehumidification. Int. J. of Energy Research, v. 27, p. 17-29, 2003.

BEJAN, A. **Advanced Engineering Thermodynamics. Durham.** North Carolina: John Wiley and Sons, Inc, 2006.

BENHADID-DIB, S.; BENZAOUI, A. Refrigerants and their environmental impact substitution of hydro chlorofluorocarbon HCFC and HFC hydro flurocarbon, search and adequate refrigerant. **Energy Procedia**, v. 18, p. 807-816, 2012.

BOUZENADA, S.; FRAINKIN, L; LÉONARD, A. Experimental investigation on vapor pressure of desiccant for air conditioning application. **Procedia Computer Science**, v. 109C, p. 817-824, 2017.

BRUNDRETT, G. W. **Handbook of Dehumidification Technology**. Londres: Butterworths, 1987.

CAMARGO, J. R.; GODOY JR., E.; EBINUMA, C. D.An evaporative and desiccant cooling system for air conditioning in humid climates. **J. Braz. Soc. Mech. Sci. Eng.**, v. 27, p. 243-247, 2005.

CATTON, W.; CARRINGTON, G.; SUN, Z. Exergy analysis of an isothermal heat pump dryer. **Energy**, v. 36, n. 8, p. 4616-4624, 2011.

CENZI, J.; ALBUQUERQUE, C.; KEUTENEDJIAN MADY, C.; Phenomenological and Thermodynamic Model of Gas Exchanges in the Placenta during Pregnancy: A Case Study of Intoxication of Carbon Monoxide. **International Journal of Environmental Research and Public Health**, v. 16, n. 21, 2019.

CHUA, K. J.; CHOU, S. K.; YANG, W. M. Advances in heat pump systems: a review. Applied Energy, v. 87, p. 3611-3624, 2010.

COLAK, N.; KUZGUNKAYA, E.; HEPBASLI, A. Exergetic Assessment of drying of mint leaves in a heat pump dryer. **Food Process Engineering**, v. 31, n. 3, p. 281-298, 2008.

CONDE, M. R. Properties of aqueous solutions of lithium and calcium chlorides: formulations for use in air conditioning equipment design. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 43, p. 367-382, 2004.

CURBELO, F. D. S. Estudo da remoção de óleo em águas produzidas na indústria de petróleo, por adsorção em coluna utilizando a vermiculita expandida e hidrofobizada. 2002. 102 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) - Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal 2002.

ELEFTHERIADIS, S.; YANNAS, S. Biology e Architecture: a new contract for sustainable solutions in the tropics. **Sustainability Through Biomimicry Conference**, 2012.

ENTERIA, N.; AWBI, H.; YOSHINO, H. **Desiccant heating, ventilating, and air-conditioning systems**. Singapura: Springer Nature, 2017.

FUMO, N.; GOSWAMI, D. Y. Study of an aqueous lithium chloride desiccant system: air dehumidification and desiccant regeneration. **Solar Energy**, v. 72, n. 4, p. 351-361, 2002.

GANDHIDASAN, P.; MOHANDES, M. A. Predictions of vapor pressures of aqueous desiccant for cooling applications by using artificial neural networks. **Applied Thermal Engineering**, v. 28, p. 126-135, 2008.

GE, T. S. et al. A review of the mathematical models for predicting rotary desiccant wheel. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 12, p. 1485-1528, 2008.

GE, T. S.; ZIEGLER, F.; WANG, R. Z. A mathematical model for predicting the performance of a compound desiccant wheel: a model of compoud desiccant wheel. **Applied Thermal Engineering**, v. 30, p. 1005-1015, 2010.

GE, G.; XIAO, F.; XU, X. Model-based optimal control of a dedicated outdoor air-chilled ceiling system using liquid desiccant and membrane-based total heat recovery. **Applied Energy**, v. 88, p. 4180-4190, 2011.

GUO, G. Q.; CHEN, H.; LONG, Y. C. Separation of p-Xylene from C8 aromatics on binder-free hydrophobic adsorbent of MFI Zeolite. I. Studies on static equilibrium. **Microporous and Mesopourous Materials**, v. 39, n. 1-2, p. 149-161, 2000.

HARRIMAN, L. G. The Dehumidification Handbook. Amesbury: Cargocaire, 2002.

HORUZ, I.A comparison between ammonia-water and water-lithium bromide solutions in vapor absorption refrigeration systems. **International Committee Heat Mass Transfer**, v. 25, n. 5, p. 711-721, 1998.

HUZAYYIN, A. S.; NADA; S. A.; ELATTAR, H. F. Air-side performance of a wavyfinned-tube direct expansion cooling and dehumidifying air coil. **International Journal of Refrigeration**, v. 30, p. 230-244, 2007.

JACOBI, A. M.; GOLDSCHMIDT, V. W. Low Reynolds number heat and mass transfer measurements of an overall couterflow, baffled, finned-tube, condensing heat exchanger. **Int. J. Heat Mass Transfer**, v. 33, n. 4, p. 755-765, 1990.

JAIN, S.; TRIPATHI, S.; DAS, R. S. Experimental performance of a liquid desiccant dehumidification system under tropical climates. **Energy Conversion and Management**, v. 52, p. 2461-2466, 2011.

JANI, D. B.; MISHRA, M.; SAHOO, P.K. Exergy analysis of solid desiccant – vapor compression hybrid airconditioning system. International Journal of Exergy, v. 20, n. 4, p. 517-535, 2016.

JOLLY, P.; JIA, X.; CLEMENTS, S. Heat pump assisted continuous drying - part 1: simulation model. **Energy Research**, v. 14, p. 757-770, 1990a.

JOLLY, P.; JIA, X.; CLEMENTS, S. Heat pump assisted continuous drying - part 2: simulation results. **Energy Research**, v. 14, p. 771-782, 1990b.

JURINAK, J.J.; **Open Cycle desiccant cooling – component models and system simulations**. 1982. Tese (DoutoradoemEngenhariaMecânica) – Universidade de Wisconsin, Madison, 1982.

KOTAS, T. J. **The exergy method of termal plant analysis**. Malabar, Florida: Krieguer Publishing Company, 1995.

LABUS, J. M.; BRUNO, J. C.; CORONAS, A. Review on absorption technology with emphasis on small capacity absorption machines. **Thermal Science**, v. 17, n. 3, p. 739-762, 2013.

LAKE, A.; REZAIE, B.; BEYERLEIN, S. Use of exergy analysis to quantify the effect of lithium bromide concentration in naabsoption chiller. **Entropy**, v. 19, n. 156, p. 1-16, 2017.

LIANG, C. H.; ZHANG, L. Z.; PEI, L. X. Performance analysis of a direct expansion air dehumidification system combined with membrane-based total heat recovery. **Energy**, v. 35, n. 9, p. 3891-3901, 2010.

LIQUID DESICCANT. Disponível online em: https://www.kathabar.com/liquid-desiccant/system-controls/advanced-controls. Acesso em: 02 set. 2019.

LIU, M. et al. Energy, exergy and economic analyses on heat pump drying of lignite. **Drying Technology**, v. 37, n.13, 2019.

LIU, X. H.; JIANG, Y.; QU, K. Y. Heat and mass transfer model of cross flow liquid desiccant air dehumidifier/regenerator. **Energy Conversion and Management**, v. 48, p. 546-554, 2007.

LIU, X. et al. Analytical solutions of coupled heat and mass transfer processes in liquid desiccant air dehumidifier/regenerator. **Energy Conversion and Management**, v. 48, p. 2221-2232, 2007.

LIU, X. H.; YI, X. Q.; JIANG, Y. Mass transfer performance comparison of two commonly used liquid desiccants: LiBr and LiCl aqueous solutions. **Energy Conversion and Management**, v. 52, p. 180-190, 2011.

LONGO, G. A.; GASPARELLA, A. Experimental and theoretical analysis of heat and mass transfer in a packed column dehumidifier/regenerator with liquid desiccant. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 46, p. 5240-5254, 2005.

LOW, M. J. D. Kinetics of chemisorption of gases on solids. **Chem. Rev.**, v. 60, n. 3, p. 267-312, 1960.

LUIZ, M. R. **Bomba de calor para desumidificação e aquecimento de ar**. 2007. 83 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa, 2007.

LUZ, D. A. Estudo de equilíbrio e dinâmica de adsorção em leito fixo para o sistema glicose/frutose em resinas catiônicas: aplicação ao suco de caju clarificado. 2006. 105 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) - Universidade Federal do Ceará, Fortaleza, 2006.

MANDEGARI, M.; FARZAD, S.; PAHLAVANZADEH, H. Exergy performance analysis and optimization of a desiccant wheel system. **J. of Thermal Sci. and Eng. Applications**, v. 7, n. 3, p. 1-11, 2015.

MCQUISTON, F. C.; PARKER, J. D.; SPITLER, J. D. Heating, ventilating, and air conditioning analysis and design. Hoboken, Estados Unidos: Wiley, 2004.

MIRTH, D.R.; RAMADHYANI, S. Prediction of cooling-coil performance under condensing conditions. **Int. J. Heat Fluid Flow**, v. 17, n. 4, p. 391-400, 1993.

MOHAMMAD, A.T. et al. Implementation and validation of na artificial neural network for predicting the performance of a liquid desiccant dehumidifier. **Energy Conversion and Management**, v. 67, p. 240-250, 2013.

NARAYANAN, R. et al. Comparative study of different desiccant wheel designs. **Applied Thermal Engineering**, v. 31, n. 10, p. 1613-1620, 2011.

NIA, F. E.; PAASSEN, D.; SAID, M. H. Modeling and simulation of desiccant wheel for air conditioning. **Energy and Buildings**, v. 38, p. 1230-1239, 2006.

NIU, X.; XIAO, F.; GE, G. Performance analysis of liquid desiccant based airconditioning system under variable fresh air ratios. **Energy and Buildings**, v. 42, p. 2457-2464, 2010.

NOBREGA, C. E.; BRUM, N. C. **Desiccant-assisted cooling**: fundamentals and applications. Rio de Janeiro: Springer-Verlag London, 2014.

OBERG, V.; GOSWAMI, D.Y. Performance simulation of solar hybrid liquid desiccant cooling for ventilation air preconditioning. **Solar Engineering**, p. 176-182, 1998.

OBERG, V.; GOSWAMI, D. Y. Experimental study of the heat and mass transfer in a packed bed liquid desiccant air dehumidifier. **J. Solar Energy Eng.Trans.**, v. 120, p. 289-297, 1998.

OLIVEIRA JUNIOR, S.; LE GOFF, P. Analyse exergétique des processus de séparationet de mélangeage: application aux thermotransformaterus, **Revue Générale de themique**, v. 33, n. 385, 1994.

OLIVEIRA JUNIOR, S. Exergy: production, cost and renewability; **Springer Science & Business Media**, 2012.

PALACIOS-BERECHE, R.; GONZALES, R.; NEBRA,S. A. Exergy calculation of lithium bromide-water solution and its application in the exergetic evaluation of absorption refrigeration systems LiBr-H₂O. **Int. J. Energy Res.**, v. 36, n. 2, p. 1-16, 2010.

PANAHIZADEH, F. The energy and exergy analysis of single effect absorption chiller. **Int. J. Advanced Design and Manufacturing Technology**, v. 6, n. 4, 2011.

PANARAS, G. et al. Experimental validation of a simplified approach for a desiccant wheel model. **Energy and Buildings**, v. 42, p. 1719-1725, 2010.

PANIAGUA, I. L. et al.A new simple method for estimating exergy destruction in heat exchangers. **Entropy**, v. 15, p. 474-489, 2013.

PARK, J. Y. et al. Empirical model for predicting the dehumidification effectiveness of a liquid desiccant system. **Energy and Buildings**, v. 126, p. 447-454, 2016.

PATNAIK, S.; LENZ, T. G.; LOF, G. O. Performance studies for an experimental solar open-cycle liquid desiccant air dehumidification system. **Solar Energy**, v. 44, n. 3, p. 123-135, 1990.

PERERA, C. O.; RAHMAN, M. S. Heat pump dehumidifier drying in food. **Trends in Food Science and Technology**, v. 8, n. 3, p. 75-79, 1997.

PRASERTSAN, S. et. al. Heat pump dryer part 1: Simulaiton of the models. **Int. J. of Energy Research**, v. 20.P. 1067-1079, 1996.

RAFIQUE, M. M. et al. A review on desiccant based evaporative cooling systems. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 45, p. 145-159, 2015.

RAFIQUE, M. M.; GANDHIDASAN, P.; BAHAIDARAH, M.S. Liquid desiccant materials and dehumidifiers – a review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 56, p. 179-195, 2016.

RANE, M. V.; REDDY, S. V.; EASOW, R. R. Energy eficient liquid desiccant-based dryer. **Applied Thermal Engineering**, v. 25, p. 769-781, 2005.

REN, C.Q. et. al. Analysis of exergy of moist air and energy saving potential in HVAC by evaporative cooling or energy recovery. **Int. J. on Architectural Science**, v. 2, n.4, p. 113-117, 2001.

ROGALA, Z.; KOLASINSKI, P. Exergy analysis of fluidized desiccant cooling system. **Entropy**, v. 21, n. 8, p. 1-22, 2019.

RUTHVEN, D. M. **Principles of adsorption processes**. New York: Wiley Interscience Publicacion, 1984.

SAFETY DATA SHEET.Disponível online em: https://www.kathabar.com/wp-content/uploads/2010/12/Kathene-SDS-2016.pdf>. Acesso em: 28 ago. 2019.

SAHLOT, M.; RIFFAT, S. B. Desiccant cooling systems: a review. International Journal of Low-Carbon Technologies, v. 11, p. 489-505, 2016.

SCHRIEBER, R.; GAREIS, H. **Gelatine handbook**: theory and industrial practice. Eberbach, Germany: Wiley-VCH, 2007.

SENCAN, A.; YAKUT, K. A.; KALOGIROU, S. A. Exergy analysis of lithium bromide/water absoption systems. **Renewable Energy**, v. 30, p. 654-657, 2005.

SILVA, J. S. et al. Princípios básicos da psicometria. **Aprenda Fácil**, v. 1, p. 37-62, 2008.

SILVA, M. G. Estudo experimental de um sistema de condicionamento de ar com rotores dessecantes. 2010. 177 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa, 2010.

SOUZA, F.A.S. **Simulação de forçadores de ar pelo método tubo-por-tubo**. 1996. 150 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1996.

SOSLE, V.; RAGHAVAN, S. V.; KITTLER, R. Low-temperature drying using a versatile heat pump dehumidifier. **Drying Technology**, v. 21, n. 3, p. 539-554, 2003.

SRIVASTAVA, N. C.; EAMES, I. W.A review of adsorbents and adsorbates in solid-vapour adsorption heat pump systems. **Applied Thermal Engineering**, v. 18, n. 9-10, p. 707-714, 1998.

STEVENS, D. I.; BRAUN, E.; KLEIN, A. An effectiveness modelo f liquid-desiccant system heat/mass exchangers. **Solar energy**, v. 42, n. 6, p. 449-455, 1989.

SZARGUT, J.; MORRIS, D.R.; STEWARD, F.R. **Exergy analysis of thermal, chemical and metallurgical process**. Estados Unidos: Hemisphere Publishing Corporation, 1988.

TALBI, M. M.; AGNEW, B. Exergy analysis: an absorption refrigerator using lithium bromide and water as the working fluids. **Thermal Engineering**, v. 20, p. 619-630, 2000.

TURAGA, M.; LIN, S.; FAZIO, P. P. Performance of direct expansion plate finned tube coils for air cooling and dehumidification. **International Journal of Refrigeration**, v. 11, n. 2, p. 78-86, 1988.

VIANA, F. C. Modelagem, simulação e análise de sistemas de condicionamento de ar puramente dessecante por compressão de vapor e híbrido. 2017. 256 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa, 2017.

WANG, J.; HIHARA, E. Prediction o fair coil performance under partially wet and totally wet cooling conditions using equivalente dry-bulb temperature method. **International Journal of Refrigeration**, v. 26, n. 3, p. 293-301, 2003.

WANG, J. et al. A new air-conditioning system of liquid desiccant and evaporation Cooling. **Asia-Pacific Power and Energy Engineering Conference**, p. 1-4, 2009.

WANG, L.; LI, N.; ZHAO, B. Exergy performance and thermodynamic properties of the ideal liquid desiccant dehumidificantion system. **Energy and Buildings**, v. 42, p. 2437-2444, 2010.

WANG, X. et al. A hybrid dehumidifier model for real-time performance monitoring, control and optimization in liquid desiccant dehumidification system. **Applied Energy**, v. 111, p. 449-455, 2013.

WAUGAMAN, D. G.; KINI, A., KETTLEBOROUGH, C. F. A review of a desiccant cooling systems. J. Energy Resour. Technol., v. 115, n. 1, p. 1-8, 1993.

XIONG, Z. Q.; DAI, Y. J.; WANG, R. Z. Development of a novel two-stage liquid desiccant dehumidification system assisted by CaCl₂ solution using exergy analysis method. **Applied Energy**, v. 87, p. 1495-1504, 2010.

ZHANG, G. et al. Review of experimentation and modeling of heat and mass transfer performance of in-and-tube heat exchangers with dehumidification. **Applied Thermal Engineering**, v. 146, p. 701-717, 2019.

ZHANG, L.; LIU, X.; JIANG, J.; JIANG, Y.; Exergy calculation and analysis of a dehumidification system using liquid desiccant. **Energy Buildings**, v. 69, p. 318-328, 2014.

ZHOU, X.; BRAUN, J. E. A simplified dynamic model for chilled-water cooling and dehumidifying coils - part 1: Development (RP-1194). **HVACandR Research**, v. 13, n. 5, p. 785-804, 2011.



ANEXO A – Curva rotores dessecantes





MOISTURE REMOVAL PERFORMANCE



AUTORIZAÇÃO DA EMPRESA GELITA

A Empresa Gelita do Brasil Ltda., CNPJ: 12.199.337/0001-59, através do seu representante legal Sr. Rodrigo Trentini da Costa, portador da cédula de identidade RG 29.353.926-1 e CPF: 024.814.099-06, autoriza o funcionário Lucas Sandoli Lima, portador da cédula de identidade RG 9.192.914-7 e CPF: 052.531.709-01, a utilizar e divulgar informações técnicas sobre seus processos de secagem de ar das filiais da empresa, sendo em Mococa o sistema Kathabar e em Maringá o sistema denominado central de tratamento de ar (CTA), para elaboração de sua dissertação de mestrado na instituição Universidade Estadual de Campinas (UNICAMP).

Rodrigo Trentini da Costa Gerente de Plania Gelita do Brasii CRQ 9ª - 09302528

Rodrigo Trentini da Costa Gerente de Planta

23/05/19

GELITA DO BRASIL LTDA. Rua Phillip Leiner, 200 – Bairro Rio Cotia CEP 06714-285 – Cotia – São Paulo Phone: (55) 11 2163-8039 / Fax: (55) 11 2845 2280 www.gelita.com / service.sa@gelita.com