

UNIVERSIDADE DO VALE DO RIO DOS SINOS – UNISINOS

UNIDADE ACADÊMICA DE GRADUAÇÃO

CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

YURI DOS REIS DE SOUZA

**ANÁLISE TEÓRICA E EXPERIMENTAL DO RESFRIAMENTO E
DESUMIDIFICAÇÃO DO AR EM TROCADOR DE CALOR TUBO ALETADO**

SÃO LEOPOLDO

2019

YURI DOS REIS DE SOUZA

**ANÁLISE TEÓRICA E EXPERIMENTAL DO RESFRIAMENTO E
DESUMIDIFICAÇÃO DO AR EM TROCADOR DE CALOR TUBO ALETADO**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado
como requisito parcial para obtenção do título de
Bacharel em Engenharia Mecânica, pelo Curso de
Engenharia Mecânica da Universidade do Vale do
Rio dos Sinos - UNISINOS

Orientadora: Dra. Jacqueline Biancon Copetti

SÃO LEOPOLDO

2019

Aos meus pais, Davi Lopes de Souza e Cleonice Raupp dos Reis de Souza,
dedico este trabalho.

AGREDECIMENTOS

Agradeço aos meus pais Davi e Cleonice que nunca mediram esforços para me dar uma base e sustentar a minha trajetória acadêmica, que sempre me estimularam e incentivaram a ir atrás dos meus sonhos, que acreditaram em minha dedicação e capacidade de finalizar mais uma etapa da minha formação profissional para me tornar um engenheiro mecânico em uma das melhores universidades da América Latina.

Agradeço a minha namorada, Tais da Silva Bacelar, pela paciência ao me acompanhar e toda a minha graduação, por me acompanhar em diversos finais de semanas e feriados no qual ficamos em casa para que eu ficasse estudando e fazendo extensos trabalhos, por acompanhar meu desenvolvimento e me ajudar a não desistir dos meus sonhos.

Agradeço aos amigos que se fizeram presente nesta graduação e ajudaram em meu desenvolvimento nesta jornada acadêmica com a troca de conhecimento e desenvolvimento de trabalhos e projetos em grupos, que tornaram mais divertida e harmoniosa esta etapa da minha formação profissional.

Agradeço aos amigos que ajudaram e compreenderam a minha ausência por longos períodos e sempre me motivaram a seguir nesta longa estrada da formação acadêmica.

Meus agradecimentos à professora Dra. Jacqueline Biancon Copetti pela orientação e ajuda em todo o desenvolvimento do presente trabalho e aos laboratoristas que me passaram conhecimentos e me ajudaram em todos os testes experimentais.

“Learn from yesterday, live for today,
hope for tomorrow. The important thing is
not to stop questioning.”

(Albert Einstein)

RESUMO

Este trabalho apresenta um método utilizado para a análise do resfriamento e desumidificação do ar considerando a transferência simultânea de calor e massa, assim como análise experimental do resfriamento de ar em um trocador de calor tubo-aletado com a finalidade de comparar os resultados medidos com os resultados calculados através do método. A necessidade do controle da temperatura e da umidade do ar em inúmeras atividades está cada vez mais relevante e através de um trocador de calor é possível efetuar este controle necessário. O trocador de calor tubo-aletado é responsável pela troca de calor dos fluidos e também pela condensação do vapor de água contido no ar atmosférico, causando a desumidificação do ar. O trabalho se trata de uma comparação entre o método da efetividade-NUT baseado na entalpia do ar úmido e dos resultados medidos nos testes experimentais. O método fraciona a superfície do trocador de calor em seca e molhada e para uma aproximação maior foi efetuado uma correção no coeficiente convectivo, h , com as correlações específicas para a geometria da aleta e as condições, seco e molhado, da superfície do trocador de calor. Os resultados obtidos na comparação do método com os dados medidos tiveram uma aproximação com erro relativo menor que 12% e tem uma aproximação maior entre as velocidades do ar de 2,5 a 3 m/s.

Palavras-chave: Resfriamento e desumidificação de ar. Trocador de calor tubo-aleta. Transferência de calor e massa.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Arranjo dos tubos (a) em linha e (b) mostra o arranjo escalonado.....	24
figura 2. Vista lateral e frontal em corte do trocador de calor tubo aletado.	32
figura 3. Arranjo de tubos alternados e dimensões.	34
figura 4. (a) aleta plana contínua e corrugada, com arranjo de tubos escalonado, (b) seção hexagonal de aleta plana.....	36
figura 5. Parâmetros geométricos de aletas planas corrugadas.....	39
figura 6. Túnel de vento.....	44
figura 7. Coletor de ar para medidas de temperatura.....	45
figura 8. Placa de bocais no túnel de vento.....	46
figura 9. Instalação dos sensores de temperatura na entrada e saída da água.....	48
figura 10. Localização dos instrumentos de aquisição de dados no túnel de vento. .	49
figura 11. Tipo de aletas do trocador utilizado.....	50
figura 12. Trocador de calor utilizado.	51
figura 13. Dimensões do trocador de calor.....	51
figura 14. Dimensões do coletor de condensado.	52
figura 15. Instalação do trocador de calor no túnel de vento.....	52
figura 16. Tanque e resistências utilizados no umidificador.	53
figura 17. Efeito da velocidade do ar na temperatura de bulbo seco.....	58
figura 18. Variação da temperatura do ar em relação à velocidade de face.	58
figura 19. Capacidade de resfriamento do trocador de calor.....	60
figura 20. Vazão mássica de condensado em relação à velocidade do ar.....	60
figura 21. Umidade específica na saída com relação a velocidade do ar.....	61
figura 22. Umidade relativa de saída do ar em relação a velocidade de face do ar. .	62
figura 23. Fração seco/molhado do trocador de calor	63
figura 24. Perda de pressão do ar no trocador de calor em relação à velocidade de face do ar.	63
figura 25. Coeficiente de transferência de calor em relação ao re.	64
figura 26. Fator de colburn e de atrito em relação ao número de reynolds.	65

LISTA DE TABELAS

TABELA 1. Equipamentos do túnel de vento.	44
TABELA 2. Descrição dos instrumentos da bancada de testes.	49
TABELA 3. Parametros dos testes.	54
TABELA 4. Velocidades de face do ar.	57

LISTA DE SIMBOLOS

A	área total de transferência de calor, [m ²]
A_0	área mínima de escoamento, [m ²]
A_f	área das aletas, [m ²]
A_{fr}	área frontal do trocador de calor, [m ²]
A_i	área da seção de escoamento interno, [m ²]
$A_{p,t}$	área de superfície dos tubos, [m ²]
A_p	área primária, [m ²]
A_{seco}	área de transferência de calor da superfície seca, [m ²]
$\dot{c}_{ar,s}$	capacidade térmica do ar úmido, [W/K]
$\dot{c}_{ar,molhado}$	capacidade térmica do ar úmido em condições molhado, [W/K]
$c''_{ar,sat}$	calor específico do ar na saturação, [kJ/kgK]
c''_{ar}	calor específico ar úmido à pressão constante, [kJ/kgK]
$\dot{c}_{min,molhado}$	capacidade térmica mínima em condições molhada, [W/K]
\dot{c}_{min}	capacidade térmica mínima, [W/K]
$c_{p,w}$	calor específico da água, [kJ/kgK]
\dot{c}_w	capacidade térmica da água, [W/K]
d_c	diâmetro do colarinho da aleta, [m]
D_h	diâmetro hidráulico, [m]
d_i	diâmetro interno, [m]
d_r	diâmetro externo do tubo, [m]

f_e	fator de atrito externo, [-]
f_i	fator de atrito interno, [-]
$F_{molhada}$	fração de superfície molhada do trocador de calor, [%]
F_{seco}	fração de superfície seca do trocador de calor, [%]
G	velocidade mássica do ar, [kg/m ² s]
\bar{h}_{ar}	coeficiente de transferência de calor médio do ar, [W/m ² K]
\bar{h}_{ar_m}	coeficiente de transferência de calor médio do ar na condição molhada, [W/m ² K]
h_e	coeficiente de transferência de calor convectivo externo, [W/m ² K]
h_i	coeficiente de transferência de calor convectivo interno, [W/m ² K]
i	entalpia, [kJ/kg]
i_{ar}	entalpia na temperatura de saída do ar, [kJ/kg]
i_{ar_sat}	entalpia do ar saturado, [kJ/kg]
j_m	fator de Colburn para a fração molhada, [-]
j_s	fator de Colburn para a fração seca, [-]
Kc	coeficiente de perda por contração, [-]
k_f	condutividade térmica do material da aleta, [W/mK]
k_i	condutividade térmica fluido interno, [W/mK];
l	comprimento da aleta, [m]
L_1	largura do trocador de calor, [m]
L_2	profundidade do trocador de calor, [m]
L_3	altura do trocador de calor, [m]
\dot{m}	taxa de massa, [kg/s]

\dot{m}_{ar}	vazão mássica de ar úmido, [kg/s]
\dot{m}_{as}	vazão mássica do ar seco, [kg/s]
\dot{m}_{con}	taxa de massa de condensado, [kg/s]
\dot{m}_w	vazão mássica da água, [kg/s]
N_f	número de aletas, [-]
N_r	número de fileiras de tubos, [-]
N_t	número de tubos, [-]
p_d	tamanho da crista da onda, [m]
p_f	espaçamento da aleta mais uma espessura da aleta, [m]
P_l	passo longitudinal dos tubos, [m]
Pr_{ar}	Prandtl do lado do ar, [-]
P_t	passo transversal dos tubos, [m]
q_e	calor que entra, [J]
q_{max}	transferência de calor máxima, [W]
$\dot{q}_{molhado}$	taxa de transferência de calor da superfície molhada, [W]
q_s	calor que sai, [J]
$\dot{q}_{seco,max}$	taxa de transferência de calor máxima em condições seca, [W]
\dot{q}_{seco}	taxa de transferência de calor da superfície seca, [W]
\dot{q}_{total}	taxa de transferência de calor total, [W]
\dot{q}_w	taxa de transferência de calor para o fluido, [W]
r_a	raio da aleta, [m]
R_{cond}	resistência térmica por condução nos tubos e aletas, [K/W]
$R_{conv,a}$	resistência térmica de convecção do lado da água, [K/W]

Re_{ar}	Reynolds do lado do ar, [-]
r_{eq}	raio equivalente, [m]
r_e	raio externo do tubo, [m]
Re_i	Reynolds interno, [-]
$R_{molhado}$	resistência térmica do trocador de calor na condição molhada, [K/W]
R_{inc}	resistência térmica de incrustação dos tubos, [K/W]
R_{seco}	resistência térmica do trocador de calor na condição seca, [K/W]
S	espaçamento entre aletas, [m]
$T_{ar,e}$	temperatura de entrada do ar úmido, [°C]
$T_{ar,s}$	temperatura de saída do ar, [°C]
t_f	espessura da aleta, [m]
$T_{s,seco}$	temperatura de saída do ar em condições de superfície seca, [°C]
$T_{w,e}$	temperatura de entrada da água, [°C]
U	coeficiente global de transferência de calor, [W/m ² K]
UA	condutância térmica, [W/K]
$UA_{molhado}$	condutância térmica da superfície molhada, [W/K]
UA_{seco}	condutância térmica da superfície seca, [W/K]
V	volume total do trocador de calor, [m ³]
$v_{f,ar}$	velocidade de face do ar, [m/s]
\dot{W}	trabalho realizado do ventilador, [W]
\dot{W}_e	trabalho que entra, [W]
\dot{W}_s	trabalho que sai, [W]
x_f	distância da metade da onda, [m]

Símbolos gregos

β	compacidade, [m ² /m ³]
Δp	perda de pressão total, [Pa]
$\Delta p_{\text{aceleração}}$	perda de pressão por aceleração, [Pa]
Δp_{atrito}	perda de pressão por atrito, [Pa]
Δp_{ce}	perda de pressão por contração, [Pa]
ΔT_{ar}	variação da temperatura do ar, [°C]
ΔT_{w}	variação da temperatura da água, [°C]
$\varepsilon_{\text{molhado}}$	efetividade da superfície molhada, [-]
$\varepsilon_{\text{seco}}$	efetividade da superfície seca, [-]
μ_{ar}	viscosidade dinâmica do ar, [Ns/m ²]
μ_{w}	viscosidade dinâmica da água, [Ns/m ²]
ρ_e	massa específica do ar, [kg/m ³]
σ	relação entre a área de escoamento mínima e a área frontal, [-]
ϕ	umidade relativa, [-]
ω	umidade específica, [kg _{vapor} /kg _{ar}]
ω_e	umidade específica na entrada, [kg _{vapor} /kg _{ar}]
ω_s	umidade específica na saída, [kg _{vapor} /kg _{ar}]

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	16
1.1 OBJETIVOS.....	18
1.1.1 Objetivos Geral	18
1.1.2 Objetivos específicos	18
1.2 JUSTIFICATIVA.....	18
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	20
2.1 APLICAÇÕES.....	20
2.2 TROCADORES DE CALOR	20
2.2.1 Trocador de calor tubo-aletado	21
2.2.2 Superfície estendida (aletas).....	22
2.2.3 Arranjo de tubos	23
2.2.4 Número de fileira de tubos.....	24
2.3 PROCESSO DE CONDICIONAMENTO DE AR.....	25
2.4 RESFRIAMENTO E DESUMIDIFICAÇÃO	26
2.4.1 ANÁLISE DA TROCA DE CALOR.....	27
2.4.1.1 Método da efetividade-NUT baseado na entalpia do ar	27
2.4.1.2 Parâmetros geométricos do trocador de calor tubo-aletado	32
2.4.1.3 Eficiência das aletas	35
2.4.2 Coeficientes de transferência de calor.....	37
2.4.3 Análise diferença de pressão do lado do ar	40
3 METODOLOGIA.....	43
3.1 BANCADA DE TESTES.....	43
3.1.1 Túnel de vento	43
3.1.2 Chiller scroll inverter.....	46
3.1.3 Instrumentação e aquisição de dados	47
3.1.4 Trocador de calor	50

3.1.5 Umidificador.....	53
3.2 TESTES EXPERIMENTAIS	54
3.3 TRATAMENTO DOS DADOS.....	55
4 RESULTADOS	57
5 CONCLUSÃO	66
5.1 RECOMENDAÇÃO PARA FUTUROS TRABALHOS.....	67
REFERÊNCIAS	68
ANEXO A - DADOS TÉCNICOS DO CHILLER SCROLL INVERTER.....	71
ANEXO B - DADOS TÉCNICOS DO TROCADOR DE CALOR.....	72
APENDICE A - RESULTADOS OBTIDOS.....	73

1 INTRODUÇÃO

O resfriamento do ar é utilizado desde os anos 1800, onde gelo em estado natural era enviado por embarcações dos Estados Unidos para o mundo todo, até meados de 1900. As primeiras máquinas de refrigeração apareceram após esse período no Sul dos Estados Unidos, com o propósito de fabricar gelo artificial. Com o desenvolvimento dos processos de refrigeração, por volta de 1920, a indústria começou a comercializar refrigeradores para uso doméstico, substituindo o gelo artificial pelos refrigeradores. Nesta mesma década, a indústria do ar condicionado teve seu início, primeiramente com instalações domésticas e comerciais. A indústria da refrigeração se expandiu e atualmente abrange uma ampla gama de aplicações. (Rudmar, 2010)

Os estudos relacionados ao resfriamento do ar vêm crescendo. Assim como a utilização de automação para aumentar eficiência dos equipamentos, garantindo qualidade nos mesmos. Esta demanda vem de inúmeras atividades onde é necessário o controle de temperatura e da umidade do ambiente, de modo rápido e eficiente.

O controle das propriedades do ar está sendo utilizado nas mais variadas atividades, onde abrange diferentes requisitos para refrigeração, conforto térmico e controle da proliferação de bactérias. Em hospitais e laboratórios, o resfriamento do ar, além de gerar conforto térmico também é utilizado para controlar a umidade do ar, isso possibilita, juntamente com filtros a jusante do trocador de calor, o controle da proliferação das bactérias no ambiente.

Para que seja possível o processo de resfriamento e a desumidificação do ar atmosférico, o trocador de calor é essencial. Tal equipamento é responsável pela troca de calor entre os fluidos que circulam em seu interior a diferentes temperaturas.

Existem diversas configurações de trocadores de calor para atender aos diferentes projetos. Inicialmente os estudos sobre desumidificação do ar foram feitos em serpentinas de tubo com aletas onde passa água a uma temperatura

relativamente baixa e o ar passa entre as aletas. Atualmente, são utilizados para esta aplicação os trocadores de calor tubo-aletas que se diferenciam pela relação de área de troca e o volume do equipamento, conhecida como compactidade, tendo-se trocadores mais ou menos compactos.

As análises feitas neste trabalho tem uma maior complexidade, pois considera a transferência de calor e massa simultaneamente. Esta consideração também tem influência na transferência de calor pela condensação da umidade do ar na superfície do trocador de calor.

O método utilizado para a comparação com as medições pode ser útil para a indústria, proporcionando maior desempenho para seus equipamentos responsáveis pela refrigeração de modo geral, podendo ser utilizado para conforto térmico em grandes unidades de tratamento de ar ou até mesmo em refrigeradores domésticos.

Considerando a importância do controle da temperatura e umidade do ar em diversas atividades necessárias para a sobrevivência e conforto do ser humano, neste trabalho se apresenta o estudo experimental e teórico do resfriamento do ar com água gelada, considerando diferentes condições de vazões de ar em um trocador de calor do tipo tubo-aleta, para verificar o comportamento de modelos de previsão.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivos Geral

Analisar o resfriamento e desumidificação do ar com um método que considera a transferência de calor e massa simultaneamente e comparar os resultados teóricos com os resultados medidos nos testes experimentais.

1.1.2 Objetivos específicos

- Analisar a transferência de calor e massa e a perda de pressão no lado do ar;
- Analisar o efeito da variação da vazão de ar sobre a capacidade de resfriamento do ar;
- Analisar a desumidificação do ar;
- Verificar aplicação de método para a transferência de calor e massa;
- Analisar correlações para o lado do ar (coeficiente de transferência de calor, fator de atrito e eficiência de aletas), considerando condição de superfície seca e molhada.

1.2 JUSTIFICATIVA

No processo de resfriamento do ar, ha uma grande diferença de temperatura nos trocadores de calor do tipo tubo aletados onde ocorre a transferência de calor e massa e, portanto, é necessário testar métodos que levem em consideração a transferência de massa durante o resfriamento para que seja possível realizar o cálculo da capacidade de resfriamento correto. Embora existam vários métodos propostos ainda existem dificuldades.

Para o tipo de trocador de calor utilizado neste trabalho, existem poucos dados experimentais, portanto há uma elevada dificuldade de encontrar correlações para que seja possível uma análise na diferença do comportamento do coeficiente convectivo nas situações de superfície de troca de calor seca e molhada. As correlações estão classificadas para o tipo específico de aleta utilizada e as condições da superfície, seca ou molhada.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo é apresentada a revisão bibliográfica sobre o processo de resfriamento e desumidificação do ar e a fundamentação teórica para a análise do resfriamento e desumidificação do ar em trocadores de calor tubo-aletados.

2.1 APLICAÇÕES

O resfriamento e a desumidificação do ar é geralmente utilizado para fim de conforto térmico, mas também para muitas aplicações onde é necessário o controle das condições do ar.

O resfriamento de ar em trocadores de calor tubulares e aletados de fluxo cruzado são aplicados desde uso doméstico até uso industrial. O resfriamento pode ser feito com uso de água ou fluidos refrigerantes, que escoam no interior dos tubos, sem e com mudança de fase, respectivamente. Nos sistemas de ar condicionado doméstico os trocadores de calor são denominados de evaporador e condensador, onde ocorre a remoção e rejeição de calor para o ar.

A nível industrial, o resfriamento do ar possibilita o transporte, estoque e beneficiamento de alimentos com maior tempo de durabilidade, agindo de modo a retardar o processo de decomposição natural. Assim como também possibilita a climatização para atender alguns requisitos de temperatura e umidade para determinados processos em áreas de eletrônicos, agrícolas, farmacêuticas e outras.

2.2 TROCADORES DE CALOR

Trocador de calor é o equipamento que possibilita a troca de calor entre dois fluidos distintos separados por uma barreira sólida. Este equipamento é

utilizado em diversas aplicações, as mais específicas são encontradas na geração de potência, condicionamento de ar e recuperação de calor em processos e processamentos químicos. (Incropera et. al, 2008).

A transferência de calor entre os fluidos que circulam em um trocador de calor envolve os processos de convecção, em relação aos fluidos, e condução através da parede dos tubos.

Existe uma diversidade de tipos de trocadores de calor e são classificados de acordo com sua configuração de escoamento e do tipo de construção do mesmo.

2.2.1 Trocador de calor tubo-aletado

Este tipo de trocador de calor é aplicado quando um dos fluidos é um gás. No caso do ar, se tem a desvantagem de um baixo coeficiente de transferência de calor convectivo, atingindo uma maior superfície de troca de calor para conseguir aumentar a taxa de transferência de calor.

Este requisito é resolvido com aletas conectadas às superfícies primárias. Os exemplos mais comuns de trocadores com superfície estendida são o tubo-aletas e o placa-aletas que são utilizados para diversas aplicações voltadas a resfriamento, aquecimento e condicionamento de ar.

Trocadores aletados também podem ser compactos, quando a relação entre área de troca e volume é muito elevada. São usados em aplicações de ar condicionado automotivo, refrigeração para eletrônicos, aeroespaciais, recuperação de calor, entre outras aplicações que contenham restrições nas dimensões do trocador, economia de espaço e peso. (Thulukkanam, 2013).

No trocador tubo-aleta, o ar atmosférico, mistura de ar seco e vapor de água, passa pela superfície exterior dos tubos e entre as aletas. O outro fluido que pode ser aquecido, resfriado ou mudar de fase passa através do tubo(s). Os materiais mais utilizados para os tubos é o cobre e para as aletas é o alumínio. (Threlkeld, 1962).

A velocidade dos fluidos influencia na transferência de calor. Quanto maior a velocidade do ar entre as aletas, maior será o coeficiente de transferência de calor, embora também vá aumentar a perda de carga no lado do ar e arrastar as gotas de água que condensam na superfície fria dos tubos e aletas, quando os mesmos estiverem a uma temperatura menor ou igual a temperatura de orvalho do ar. Conforme Nellis e Klein (2009), a velocidade do lado do ar na face do trocador deve ser menor que 10 m/s. Já Mitrovic (2012) fixa uma velocidade máxima em 2,5 m/s.

A velocidade do ar é expressa pela Equação (1):

$$V_{ar} = \frac{Q_{ar}}{A_{fr}} \quad (1)$$

onde Q_{ar} é a vazão de ar que passa pelo trocador de calor e A_{fr} é a área frontal do trocador de calor, considerando a altura e a largura do mesmo.

Os trocadores de calor do tipo tubo aletados são considerados como compactos em função da densidade da área de troca de calor que possui. Esta densidade é conhecida como compacidade (β). A compacidade é dada pela Equação (2).

$$\beta = \frac{A}{V} \quad (2)$$

onde A é a área total de transferência de calor e V é o volume total do trocador de calor.

Um trocador de calor que opera com gás-líquido se caracteriza como compacto quando $\beta \geq 700 \text{ m}^{-1}$. (Thulukkanam, 2013).

2.2.2 Superfície estendida (aletas)

As aletas são utilizadas em trocadores de calor para aumentar a superfície de troca de energia térmica. Com o aumento da área de troca de

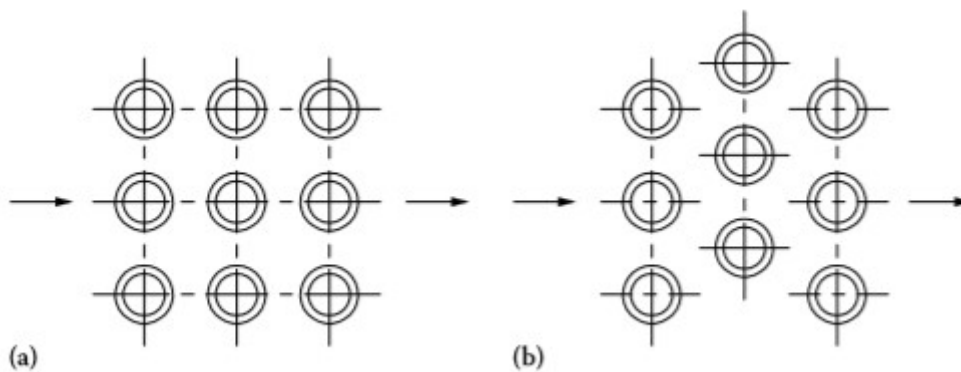
calor utilizando aletas pode-se reduzir o tamanho do trocador de calor e aumentar sua eficiência. Esta extensão da superfície pode ter diversas geometrias, que aumentam a turbulência no interior do trocador de calor e assim aumentam a taxa de transferência de calor.

Na análise das aletas se considera que a condutividade térmica (k) do material é constante ao longo de seu comprimento. O coeficiente de transferência de calor (h) varia desde a base da aleta até sua extremidade, mas se considera um valor médio, constante e uniforme, em toda extensão da aleta. Na extremidade da aleta o fluido encontra uma menor resistência ao movimento, tendo uma velocidade superior à da base da aleta, assim um elevado número de aletas em uma superfície pode diminuir o coeficiente de transferência de calor ao invés de aumentá-lo.

2.2.3 Arranjo de tubos

Para trocadores de calor aletados existem dois tipos de configurações básicas de tubos. Esses arranjos são os escalonados, também conhecidos como triangular, e os arranjos em linha. A diferença de construção entre os dois tipos é que no arranjo escalonado cada fileira de tubos é deslocada para metade do passo transversal, como pode ser visto em Figura (1). As duas configurações se diferem na dinâmica do escoamento devido à diferença no número dos tubos. A configuração de tubos escalonados, com maior número de tubos, leva a uma maior transferência de calor, sendo assim a mais utilizada. No entanto, este arranjo de tubos apresenta dificuldades em relação à limpeza do banco de tubos, o que leva a perda de eficiência quando utilizado em situações na qual existam partículas que possam se acumular no interior do trocador de calor ou no caso de formação de gelo nas aletas. Para que estas dificuldades não se apresentem é utilizado o banco de tubos em configuração linear, mesmo com menor eficiência. (Thulukkanam, 2013).

Figura 1. Arranjo dos tubos (a) em linha e (b) mostra o arranjo escalonado.



Fonte: Thulukkanam, 2013, pg 151.

2.2.4 Número de fileira de tubos

Quando há limitações nas dimensões frontais do trocador de calor, é possível aumentar a área de troca de calor com o aumento do número de fileiras de tubos na direção do escoamento. A adição de fileiras de tubos irá aumentar o comprimento do fluxo de ar dentro do trocador de calor e isto afeta a dinâmica do fluido, com efeitos sobre a troca de calor e a diferença de pressão do ar antes e depois do trocador.

Conforme Thulukkanam (2013), quanto maior o número de fileiras de tubos no sentido do escoamento de ar maior será a perda de pressão, porém maior será a diferença de temperatura do ar entre a entrada e a saída, podendo atingir temperaturas próximas à temperatura do outro fluido, que escoar no interior dos tubos.

De acordo com Thulukkanam (2013), os trocadores de calor que contam com aletas de placas têm um número de aletas que pode variar 120 a 700 aletas/m com espessuras 0,05 a 0,25 mm e comprimentos de 25 a 250 mm, esta variação se dá pela quantidade de fileiras de tubos existentes no sentido do escoamento. Com esta variação do número de aletas no trocador de calor é possível aumentar, ou diminuir, a área de troca de calor, conforme a necessidade.

2.3 PROCESSO DE CONDICIONAMENTO DE AR

Os processos de condicionamento de ar incluem o aquecimento, resfriamento, umidificação e desumidificação. Assim, para que seja possível deixar o ar nas condições desejadas, pode-se utilizar dois ou mais destes processos.

O ar é aquecido e umidificado no inverno e resfriado e desumidificado no verão. Este é o processo mais comum de utilização e pode-se comparar com o processo natural, onde, de acordo com a carta psicrométrica, ao aumentar a temperatura, a temperatura de saturação do ar aumenta e, conseqüentemente, há uma variação na umidade relativa do ar.

Os processos de condicionamento de ar podem ser modelados como escoamento em regime permanente, portanto a equação da conservação de massa pode ser utilizada para o ar seco (as) e para a água (w). Assim tem-se que:

$$\sum_e \dot{m}_{as} = \sum_s \dot{m}_{as} \quad (3)$$

e

$$\sum_e \dot{m}_w = \sum_s \dot{m}_w \quad \text{ou} \quad \sum_e \dot{m}_{as} \omega_e = \sum_s \dot{m}_{as} \omega_s \quad (4)$$

onde \dot{m}_{as} é a vazão mássica do ar seco, \dot{m}_w a vazão mássica da água e ω_e e ω_s são, respectivamente, a umidade específica na entrada e na saída.

Para o balanço de energia as variações de energias cinética e potencial são desprezadas, por não influenciarem de modo relevante no resultado. Logo, pode-se expressar o balanço de energia como:

$$q_e + \dot{W}_e + \sum_e \dot{m}i = q_s + \dot{W}_s + \sum_s \dot{m}i \quad (5)$$

onde q_e e q_s são as taxas de calor de entrada e saída, assim como \dot{W}_e e \dot{W}_s a potência, respectivamente, \dot{m} a taxa de massa e i a entalpia.

Ou de forma mais geral a equação do balanço resulta:

$$q - \dot{W} = +\dot{m} (i_s - i_e) \quad (6)$$

onde termo \dot{W} é proveniente do trabalho realizado do ventilador no ar, e em geral, é pequeno em relação aos outros termos contidos na equação.

2.4 RESFRIAMENTO E DESUMIDIFICAÇÃO

No processo de resfriamento do ar, a umidade específica, ω , permanece constante, porém a umidade relativa do ar, ϕ , aumenta. Se a umidade relativa atingir níveis altos indesejados, pode ser preciso remover umidade do ar, ou seja, desumidificá-lo.

Para que ocorra a condensação do vapor de água contido no ar é necessário que o resfriamento do ar atinja temperaturas inferiores à sua temperatura de ponto de orvalho.

O ar quente e úmido que entra no trocador de calor passa sobre os tubos, onde escoo o fluido de resfriamento. A temperatura do ar diminui e sua umidade relativa aumenta, mas a umidade específica se mantém constante. Ao atingir a temperatura do ponto de orvalho, o ar fica em estado saturado, umidade relativa de 100%, e a diminuição da temperatura causa a condensação do ar nas aletas, desumidificando o ar.

O ar permanece em estado saturado até o fim do processo de condensação. Para fins de controle, pode ser necessário que o ar passe por

uma unidade de aquecimento antes de ser misturado ao ar do ambiente no qual é efetuado o controle do ar, pois ao sair da unidade de resfriamento o ar pode estar a temperaturas muito abaixo do desejado.

2.4.1 Análise da troca de calor

2.4.1.1 Método da efetividade-NUT baseado na entalpia do ar

Para a análise do resfriamento com desumidificação do ar será usado o método da efetividade-NUT com base na entalpia da mistura ar e vapor de água para que seja possível a análise da transferência de calor e massa simultaneamente. Este método usa o conceito da capacidade térmica da saturação, que se dá quando o ar atinge a temperatura de orvalho, que por sua vez faz com que o vapor de água misturado ao ar seco condense na superfície aletada de troca de calor. No momento em que o fluido muda de fase, de vapor para líquido, ocorre a troca de calor latente, que vem a influenciar na troca de energia entre o ar e a água.

Este método, proposto por Braun et al. (1989) e apresentado por Nellis e Klein (2009), fraciona o trocador de calor em dois estados, o estado onde as aletas e tubos se encontram secos e o estado em que os mesmos se encontram molhados. É necessário realizar primeiramente a análise da troca de calor entre o ar úmido e o trocador de calor em estado seco, onde a temperatura de saída do ar será igual a temperatura de orvalho da mistura, para calcular a fração de superfície que se encontra em estado seco nas condições de contorno aplicadas. No entanto, não ocorre transferência de massa neste estado.

A Equação (7) expressa o balanço de energia no fluido frio, a água, como:

$$\dot{q}_w = \dot{m}_w c_{p,w} \Delta T_w \quad (7)$$

onde \dot{q}_w é a taxa de transferência de calor para o fluido, \dot{m}_w é a vazão mássica de água, $c_{p,w}$ o calor específico e ΔT_w a variação da temperatura da água no processo.

A Equação (8) expressa o balanço de energia para o lado quente, o ar, considerando a troca de calor sensível:

$$\dot{q}_{seco} = \dot{m}_{ar} c''_{ar} \Delta T_{ar} \quad (8)$$

onde o \dot{m}_{ar} é a vazão mássica de ar, c''_{ar} é o calor específico da mistura ar seco e vapor de água a uma pressão constante e ΔT_{ar} a variação da temperatura do ar no processo.

A efetividade do trocador na condição seca, ε_{seco} , é calculada pela razão entre a taxa de transferência de calor do ar, dada pela Equação(8), e a taxa máxima de transferência de calor que poderia ser trocada, considerando o fluido com menor capacidade calorífica e a máxima variação de temperatura, ou:

$$\varepsilon_{seco} = \frac{\dot{q}_{seco}}{\dot{q}_{seco,max}} \quad (9)$$

sendo

$$\dot{q}_{seco,max} = \dot{c}_{min} (T_{ar,e} - T_{w,e}) \quad (10)$$

onde \dot{c}_{min} é a menor capacidade térmica e $T_{ar,e}$ e $T_{w,e}$ são, respectivamente, as temperaturas de entrada do ar e da água.

A menor capacidade calorífica é estabelecida da comparação entre as capacidades do ar e da água, ou Equações (11) e (12), respectivamente:

$$\dot{c}_{ar,s} = \dot{m}_{ar} c''_{ar} \quad (11)$$

e

$$\dot{c}_w = \dot{m}_w c_{p,w} \quad (12)$$

O número de unidades de transferência, NUT , relaciona a condutância térmica do trocador, ou UA , e o fluido com a menor capacidade calorífica, ou:

$$NUT = \frac{UA_{seco}}{\dot{c}_{min}} \quad (13)$$

onde a condutância térmica é o produto do coeficiente global de transferência de calor U e a área de troca, A_{seco} .

Conforme Çengel e Ghajar (2012), para trocadores de calor de fluxo cruzado com ambas as correntes não misturadas, o NUT é dado a partir da Equação (14) para a efetividade.

$$\varepsilon_{seco} = 1 - \exp \left[\frac{NUT^{0,22}}{c_r} \{ \exp(-c_r NUT^{0,78}) - 1 \} \right] \quad (14)$$

onde ε_{seco} é a efetividade da troca de calor no trocador em estado seco, c_r a razão entre a mínima e a máxima capacidade térmica.

Assim, determinada a condutância térmica pelo NUT , a resistência térmica total do trocador de calor na condição seca é expressa pela Equação (15).

$$R_{seco} = \frac{1}{(UA_{seco})} \quad (15)$$

onde UA_{seco} é a condutância da fração de superfície seca do trocador.

A partir da resistência térmica total do trocador na condição seca pode-se calcular a fração seca do trocador, (F_{seco}), através da Equação (16).

$$R_{seco} = \frac{R_{conv,a} + R_{inc} + R_{cond}}{F_{seco}} + \frac{1}{\bar{h}_{ar} \eta_f A F_{seco}} \quad (16)$$

onde o $R_{conv,a}$ é a resistência térmica de convecção do lado da água, R_{inc} a resistência térmica devido à incrustação interna dos tubos, R_{cond} resistência

térmica por condução na parede dos tubos e aletas. A resistência térmica convectiva no lado do ar depende de \bar{h}_{ar} o coeficiente convectivo médio do ar, η_f a eficiência da aleta, A a área de troca térmica e F_{seco} a fração de superfície seca do trocador de calor.

Conforme Nellis e Klein (2009) após o cálculo da fração seca do trocador de calor pode-se calcular a fração molhada conforme a Equação (17).

$$F_{molhada} = 1 - F_{seco} \quad (17)$$

Para a condição molhada, se irá determinar a taxa de calor latente devido à condensação. Para isto, se determina a resistência térmica convectiva do lado do ar considerando a fração molhada, $R_{molhado}$, conforme a Equação (18).

$$R_{molhad} = \frac{R_{conv,a} + R_{inc} + R_{cond}}{F_{molhado}} + \frac{1}{\bar{h}_{ar_m} \eta_{f_m} c''_{ar,sat} A_{tot} F_{molhado}} \quad (18)$$

onde \bar{h}_{ar_m} é o coeficiente convectivo médio do ar na condição molhada, assim como η_{f_m} a eficiência da aleta molhada e $c''_{ar,sat}$ é o calor específico de saturação do ar.

O calor específico de saturação é calculado usando a Equação (19).

$$c''_{ar,sat} = \frac{(i_{ar,sat} - i_{ar})}{(T_{s,seco} - T_{ar,s})} \quad (19)$$

onde $i_{ar,sat}$ é a entalpia do ar saturado na temperatura de saída do ar na condição seca e umidade relativa de 100% e i_{ar} é a entalpia na temperatura de saída do ar. A temperatura $T_{s,seco}$ é a temperatura de saída do ar em condições de superfície seca e é assumida como a temperatura de orvalho do ar por não ocorrer transferência de massa nesta condição. A temperatura $T_{ar,s}$ é a de saída do ar assumida, inicialmente, igual à temperatura de entrada da água gelada, $T_{w,e}$, e posteriormente, em um procedimento de cálculo, ajustada ao valor real.

A capacidade térmica do lado do ar na condição de superfície molhada é dada pela Equação (20).

$$\dot{c}_{ar,molha} = \dot{m}_{ar} c''_{ar,sat} \quad (20)$$

Conhecendo a resistência térmica da fração molhada, é possível calcular o produto (UA_{molha}) e o NUT correspondente à condição molhada do trocador, através das Equações (21) e (22).

$$UA_{molhado} = \frac{1}{R_{molhado}} \quad (21)$$

$$NUT_{molhado} = \frac{UA_{molhado}}{\dot{c}_{min,molha}} \quad (22)$$

onde $\dot{c}_{min,molhado}$ é a menor capacidade térmica entre a do ar e da água, correspondente à condição molhada.

A partir do $NUT_{molhado}$ e da relação das capacidades térmicas, c_r , se encontra a efetividade da fração de superfície molhada para trocadores de calor que utilizam fluxos cruzados, conforme Equação (14).

Assim, a transferência de calor latente, referente à fração de superfície molhada é calculada com base na efetividade $\varepsilon_{molhado}$, conforme a Equação (23).

$$\dot{q}_{molhado} = \varepsilon_{molhado} \dot{c}_{min,molha} (T_{s,seco} - T_{w,e}) \quad (23)$$

A temperatura na qual o ar sai do trocador de calor em condições de superfície molhada é calculada conforme a Equação (24).

$$T_{s,ar} = T_{s,seco} - \frac{\dot{q}_{molha}}{\dot{c}_{ar,molhado}} \quad (24)$$

A taxa de transferência de calor total envolvida no processo é calculada através da soma da taxa de transferência calculada na fração de superfície seca (sensível) e molhada (latente), conforme Equação (25).

$$\dot{q}_{total} = \dot{q}_{seco} + \dot{q}_{molha} \quad (25)$$

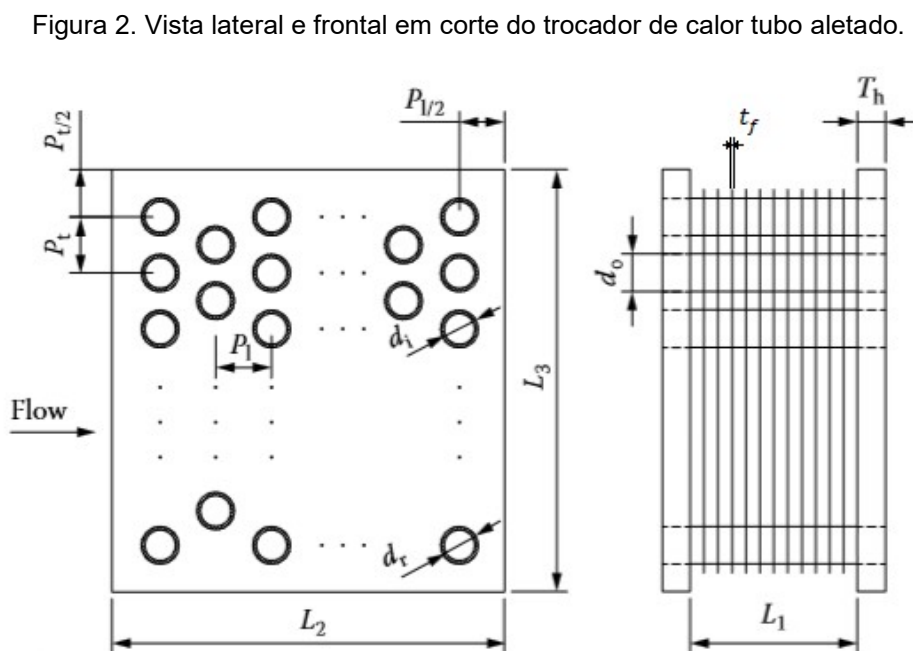
Para análise da transferência de massa é possível calcular a taxa de massa de condensado gerado durante o processo, conforme a Equação (26).

$$\dot{m}_{con} = \dot{m}_{ar} \cdot (\omega_e - \omega_s) \quad (26)$$

onde ω_e e ω_s são, respectivamente, a umidade específica do ar na entrada e na saída.

2.4.1.2 Parâmetros geométricos do trocador de calor tubo-aletado

A Figura (2) apresenta um esquema do trocador de calor tubo-aletado, com as principais dimensões.



Fonte: Thulukkanam, (2013)

Com relação às dimensões da Figura (2), o volume do trocador de calor é dado pelas suas dimensões externas L_1 , L_2 e L_3 , conforme a Equação (27).

$$V = L_1 L_2 L_3 \quad (27)$$

onde L_1 é a largura do trocador, L_2 a profundidade e L_3 a altura.

A área total de transferência de calor, A , é determinada pela soma da área tubos, ou área primária A_p , e a área das aletas do trocador, A_f . A Equação (28) expressa a área primária.

$$A_p = \pi d_r (L_1 - t_f N_f L_1) N_t + 2 \left(L_2 L_3 - \frac{\pi d_r^2}{4} N_t \right) \quad (28)$$

sendo d_r o diâmetro externo do tubo, t_f a espessura da aleta, N_f o número de aletas por metro e N_t o número de tubos.

A área da superfície aletada, A_f , é dada pela Equação (29).

$$A_f = 2 [L_2 L_3 - (\pi d_r^2 / 4) N_t] N_f L_1 + 2 L_3 t_f N_f L_1 \quad (29)$$

A área total é expressa pela Equação (30).

$$A = A_p + A_f \quad (30)$$

A área mínima de escoamento no arranjo alternado é dada pela Equação (31).

$$A_0 = \left\{ \left(\frac{L_3}{P_t} - 1 \right) z'' + [(P_t - d_r) - (P_t - d_r) t_f N_f] \right\} L_1 \quad (31)$$

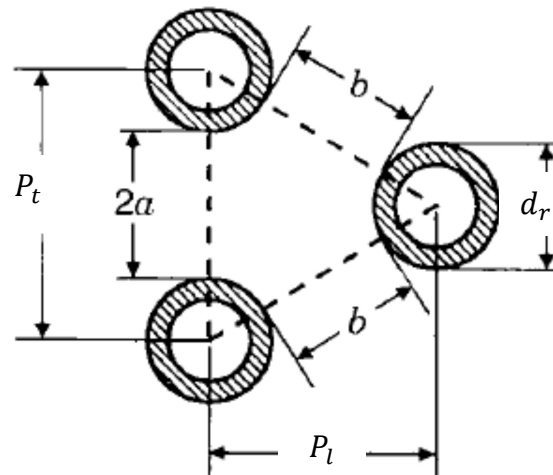
onde P_t é a passo transversal e z'' é definido por:

$$z'' = 2a \quad \text{se } 2a < 2b \quad (32)$$

$$z''=2b \text{ se } 2b < 2a \quad (33)$$

onde $2a$ e $2b$ são as dimensões mostradas na Figura (3) e definidas pelas Equações (33) e (34).

Figura 3. Arranjo de tubos alternados e dimensões.



Fonte: Adaptado de Shah et al. (2003).

$$2a = (P_t - d_r) - (P_l - d_r)t_f N_f \quad (34)$$

$$2b = \left[\left(\frac{P_t}{2} \right)^2 + (P_l)^2 \right]^{0,5} - d_r - (P_t - d_r)t_f N_f \quad (35)$$

onde P_l é o passo longitudinal dos tubos.

Outros parâmetros importantes são:

A área frontal, A_{fr} :

$$A_{fr} = L_1 L_3 \quad (36)$$

A relação entre a área de escoamento livre (mínima) e a área frontal, σ :

$$\sigma = \frac{A_o}{A_{fr}} \quad (37)$$

e o diâmetro hidráulico, D_h :

$$D_h = \frac{4A_oL_2}{A} \quad (38)$$

2.4.1.3 Eficiência das aletas

As aletas aumentam a área de troca e possibilitam o aumento tanto na área superficial para convecção, quanto na condução através da seção transversal da aleta.

As aletas geralmente possuem temperaturas maiores à temperatura da base (tubo) onde são fixadas, que é a superfície principal neste caso, e assim transferem uma taxa de calor inferior à que seria transferida se a mesma se encontrasse na mesma temperatura da base. Isto define a eficiência da aleta, η_f , ou seja, é a relação da transferência de calor real q_a através da aleta, pela transferência de calor máxima, q_{max} , que seria alcançada se toda a aleta estivesse inteiramente na temperatura igual a da base, T_b . Assim:

$$\eta_f = \frac{q_a}{q_{max}} = \frac{q_a}{hA(T_b - T_\infty)} \quad (39)$$

A eficiência para aletas de seção transversal uniforme, considerando o modelo de taxa de calor da aleta pode ser dada por:

$$\eta_f = \frac{\tanh(ml)}{ml} \quad (40)$$

onde l é o comprimento da aleta desde a base e o parâmetro m é calculado por:

$$m = \sqrt{\frac{2h_e}{k_f t_f}} \quad (41)$$

sendo h_e o coeficiente convectivo externo, lado do ar, k_f a condutividade térmica do material da aleta e t_f a espessura da aleta.

Schmidt (1949) inicialmente sugeriu um modelo aproximado para aletas anulares e o comprimento da aleta l , foi modificado conforme a Equação (42):

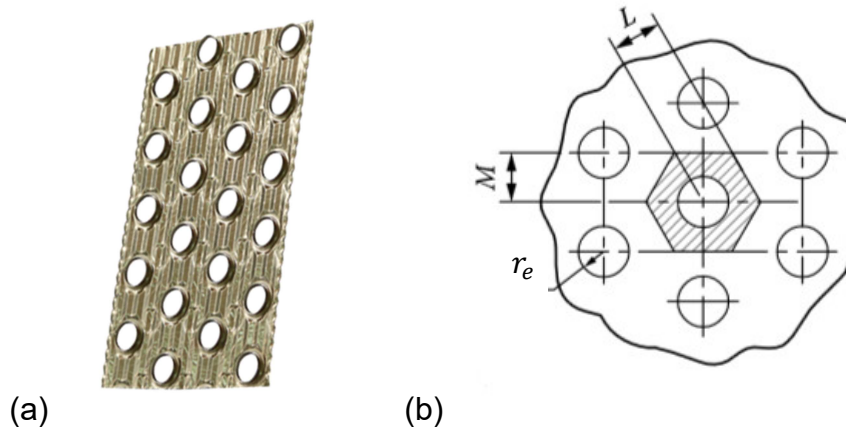
$$l = (r_e) \left(\frac{r_a}{r_e} - 1 \right) \left[1 + 0,35 \ln \left(\frac{r_a}{r_e} \right) \right] \quad (42)$$

sendo r_a o raio da aleta e r_e o raio externo do tubo.

Para o caso de aletas planas contínuas, conforme a Figura (4a), Madi et al. (1998) sugeriram uma aproximação, com uso de um raio equivalente, r_{eq} , (Figura (4b)).

$$l = (r_e)(r_{eq} - 1) \left[1 + 0,35 \ln(r_{eq}) \right] \quad (43)$$

Figura 4. (a) Aleta plana contínua e corrugada, com arranjo de tubos escalonado, (b) Seção hexagonal de aleta plana.



Assim a Equação (44) descreve o raio equivalente, r_{eq} , como:

$$r_{eq} = 1,27 \lambda_1 (\beta_1 - 0,3)^{0,5} \quad (44)$$

onde

$$\lambda_1 = \frac{M}{r_e} \quad \text{e} \quad M = \frac{P_t}{2} \quad (45)$$

e

$$\beta_1 = \frac{L}{M} \quad \text{e} \quad L = \frac{\sqrt{P_l^2 + P_t^2}}{2} \quad (46)$$

onde as variáveis são mostradas nas Figuras (3) e (4b).

A eficiência do conjunto de aletas, η_s , é descrita pela Equação (47).

$$\eta_s = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f) \quad (47)$$

2.4.2 Coeficientes de transferência de calor

2.4.2.1 Coeficiente convectivo para o escoamento interno

Para analisar o coeficiente de transferência de calor no escoamento interno do trocador de calor, em escoamento monofásico, se define o regime de escoamento através do número Reynolds, Re_i :

$$Re_i = \frac{\dot{m}_w d_i}{\mu_w A_i} \quad (48)$$

onde \dot{m}_w é a vazão mássica da água, μ_w é a viscosidade dinâmica da água, d_i o diâmetro interno e A_i a área da seção de escoamento.

Para um regime transição-turbulento, normalmente encontrado no escoamento de água como fluido refrigerante, Re_i entre 3.000 e 5×10^6 e um número de Prandtl, Pr_i , a uma temperatura média do fluido, entre 0,5 e 2.000 será utilizada a correlação de Gnielinski (1976) para calcular o número de Nusselt, Nu_i , descrito na Equação (49):

$$Nu_i = \frac{\left(\frac{f_i}{8}\right)(Re_i - 100) Pr_i}{1 + 12,7 \left(\frac{f_i}{8}\right)^{0,5} (Pr_i^{2/3} - 1)} \quad (49)$$

onde f_i é o fator de atrito de Darcy que pode ser descrito pela correlação utilizada para tubos lisos conforme a Equação (50).

$$f_i = (0,79 \ln(Re_i) - 1,64)^{-2} \quad (50)$$

Assim para obter o coeficiente convectivo interno utiliza-se a Equação (51):

$$h_i = \frac{k_i}{d_i} Nu_i \quad (51)$$

onde k_i é a condutividade térmica da água na temperatura média do fluido.

2.4.2.2 Coeficiente convectivo para o escoamento externo

O coeficiente de transferência de calor por convecção do ar é determinado pelo fator de Colburn, j , expresso pela Equação (52):

$$h_e = j G c''_{ar} Pr_{ar}^{(-2/3)} \quad (52)$$

onde G é a velocidade mássica do ar, representado pela Equação (53), c''_{ar} o calor específico e Pr_{ar} o número de Prandtl do lado do ar.

$$G = \frac{\dot{m}_{ar}}{A_0} \quad (53)$$

Para determinação do fator de Colburn serão utilizadas as Equações (56) e (58), correlações propostas e validadas por Wang et al. (2000) para superfície seca, que depende do número de Reynolds do lado do ar, Re_{ar} , o qual considera o diâmetro do colarinho do tubo. A Equação (54) descreve o número Reynolds, Re_{ar} :

$$Re_{ar} = \frac{\rho_e v_{f,ar} d_c}{\mu_{ar}} \quad (54)$$

onde μ_{ar} é a viscosidade dinâmica do ar, ρ_e é a massa específica do ar na entrada, $v_{f,ar}$ é a velocidade de face do ar e d_c o diâmetro do colarinho da aleta, dado por:

$$d_c = d_r + 2t_f \quad (55)$$

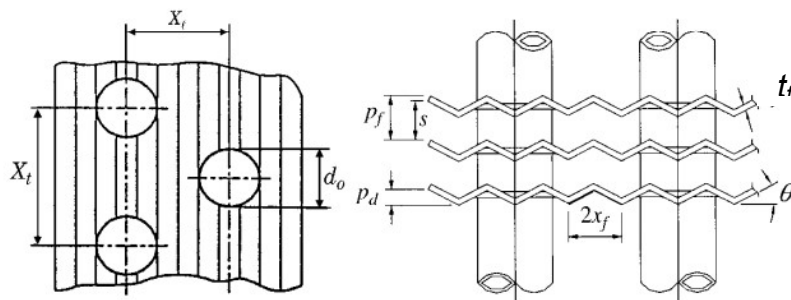
O fator de Colburn para a fração seca é expresso pela Equação (56).

$$j_s = 1,7910 Re_{ar}^{c_1} \left(\frac{p_l}{t_f}\right)^{-0,456} N_r^{-0,27} \left(\frac{p_f}{d_r}\right)^{-1,343} \left(\frac{p_d}{x_f}\right)^{0,317} \quad (56)$$

onde o parâmetro c_1 é uma constante descrita na Equação (57), os parâmetros geométricos das aletas planas corrugadas p_d , p_f e x_f são ilustrados na Figura (5) e N_r é o número de fileiras de tubos.

$$c_1 = -0,1707 - 1,374 \left(\frac{p_l}{t_f}\right)^{-0,493} \left(\frac{p_f}{d_c}\right)^{-0,886} N_r^{-0,143} \left(\frac{p_d}{x_f}\right)^{-0,0296} \quad (57)$$

Figura 5. Parâmetros geométricos de aletas planas corrugadas



Fonte: Shah e Sekulić (2003).

Para validação desta correlação, Wang (2000) levou em consideração as seguintes características do trocador: $3,63 \text{ mm} \leq Dh \leq 7,23 \text{ mm}$; $500 \leq Re_{ar} \leq 10.000$; $27,5 \text{ mm} \leq p_l \leq 33 \text{ mm}$; $31,75 \text{ mm} \leq p_t \leq 38,1 \text{ mm}$; $2,98 \text{ mm} \leq p_f \leq 6,43 \text{ mm}$; $1 \leq N_r \leq 6$; $12,3^\circ \leq \theta \leq 14,7^\circ$; $6,87 \text{ mm} \leq x_f \leq 8,25 \text{ mm}$; $p_d = 1,8 \text{ mm}$; $13,6 \text{ mm} \leq d_r \leq 16,85 \text{ mm}$.

Para a condição molhada o fator de Colburn proposto por Wang et al. (1999) é dado por uma correlação, conforme a Equação (58):

$$j_m = 0,472293 \cdot Re_{ar}^{j_1} \left(\frac{P_t}{P_l}\right)^{j_2} \left(\frac{p_d}{x_f}\right)^{j_3} \left(\frac{p_d}{S}\right)^{j_4} N_r^{-0,4933} \quad (58)$$

onde

$$j_1 = -0,5836 + 0,2371 \left(\frac{S}{d_c}\right)^{0,55} \left(\frac{P_t}{P_l}\right)^{1,2} N_r^{0,34} \quad (59)$$

$$j_2 = 1,1873 - 3,0219 \left(\frac{S}{d_c}\right)^{1,5} \left(\frac{p_d}{x_f}\right)^{0,9} \ln(Re_{ar})^{1,22} \quad (60)$$

$$j_3 = 0,006672 \left(\frac{P_t}{P_l}\right) N_r^{1,96} \quad (61)$$

$$j_4 = -0,1157 \left(\frac{S}{d_c}\right)^{0,9} \ln\left(\frac{50}{Re_{ar}}\right) \quad (62)$$

A Equação (58) é válida para as seguintes configurações de trocador de calor: $8,62 \text{ mm} \leq d_c \leq 10,38 \text{ mm}$; $300 \leq Re \leq 3500$; $19 \text{ mm} \leq P_l \leq 22 \text{ mm}$; $P_t = 25,4 \text{ mm}$; $1,7 \text{ mm} \leq P_f \leq 3,1 \text{ mm}$; $1 \leq N_r \leq 6$; $1,18 \text{ mm} \leq P_d \leq 1,58 \text{ mm}$; $tf = 0,12 \text{ mm}$.

2.4.3 Análise da perda de pressão do lado do ar

A perda de pressão é um dado importante para as análises, devido às condições de projeto para que se obtenha os valores esperados quando é solicitado algum controle da temperatura e desumidificação do ar.

De acordo com Thulukkanam (2013), a perda de pressão do ar tende a aumentar com a quantidade de fileiras de tubos do trocador. Quanto mais fileiras forem adicionadas, maiores serão as perdas, devido à maior resistência formada no escoamento do ar, podendo afetar o desempenho.

A perda de pressão é a soma da perda de pressão por atrito, a perda de pressão por aceleração e a perda de pressão por contração e expansão na entrada e saída, ou seja:

$$\Delta p = \Delta p_{\text{atrito}} + \Delta p_{\text{aceleração}} + \Delta p_{\text{ce}} \quad (63)$$

A perda de pressão por atrito é descrita conforme a Equação (64):

$$\Delta p_{\text{atrito}} = f_e \frac{A}{A_0} \frac{v_m}{v_1} \quad (64)$$

onde f_e é o fator de atrito do ar, v_1 é o volume específico do ar na temperatura de entrada e v_m o volume específico médio do ar entre entrada e saída.

A perda de pressão por aceleração do ar ao entrar no trocador de calor é descrita pela Equação (65):

$$\Delta p_{\text{aceleração}} = 2 \left(\frac{v_2}{v_1} - 1 \right) \quad (65)$$

onde v_2 é o volume específico do ar na temperatura de saída.

A perda de pressão devido à contração e expansão do ar ao passar pelo trocador de calor é dada pela Equação (60):

$$\Delta p_{\text{ce}} = \frac{G^2 v_1}{2} \left[(K_c + 1 - \sigma^2) - (1 - \sigma^2 K_e) \left(\frac{v_2}{v_1} \right) \right] \quad (66)$$

onde K_c é o coeficiente de perda de contração na entrada do trocador, K_e é o coeficiente de perda por expansão na saída do trocador e σ é a razão entre a área livre de escoamento e a área frontal, conforme Equação (37).

Então, conforme Kays e London (1984), a equação da perda de pressão total do lado do ar é descrita pela Equação (67):

$$\Delta p = \frac{G^2 v_1}{2} \left[(K_c + 1 - \sigma^2) + 2 \left(\frac{v_2}{v_1} - 1 \right) + f_e \frac{A}{A_0} \frac{v_m}{v_1} - (1 - \sigma^2 K_e) \left(\frac{v_2}{v_1} \right) \right] \quad (67)$$

Wang et al. (2000), propuseram uma correlação para o fator de atrito no lado do ar para um trocador com aletas corrugadas baseada em um amplo banco de dados experimentais e tubos de maior diâmetro (entre 12,7 e 15,88 mm), conforme a Equação (68):

$$f_e = 0,05273 Re_{ar}^{c_2} \left(\frac{p_d}{x_f}\right)^{c_3} \left(\frac{p_f}{x_t}\right)^{c_4} \left(\ln \frac{A}{A_{p,t}}\right)^{-2,726} \left(\frac{D_h}{d_c}\right)^{0,1325} N_r^{0,02305} \quad (68)$$

onde $A_{p,t}$ é a área de superfície dos tubos.

Os parâmetros c_2 , c_3 e c_4 são descritos conforme as Equações (69), (70) e (71).

$$c_2 = 0,1714 - 0,07372 \left(\frac{P_f}{P_1}\right)^{0,25} \left(\ln \frac{A}{A_{p,t}}\right) \left(\frac{P_d}{x_f}\right)^{-0,2} \quad (69)$$

$$c_3 = 0,426 \left(\frac{P_f}{P_t}\right)^{0,3} \left(\ln \frac{A}{A_{p,t}}\right) \quad (70)$$

$$c_4 = \left(-\frac{10,2192}{\ln(Re_{ar})}\right) \quad (71)$$

Este método de cálculo do fator de atrito não considera o atrito gerado pelo condensado contido na superfície do trocador de calor.

Segundo Shah e Sekulić (2003) para os 18 testes realizados a correlação foi capaz de fazer uma previsão em 92% deles e teve um desvio médio de 5%. Estes testes foram realizados e validados para as seguintes faixas de parâmetros: $3,63 \text{ mm} \leq D_h \leq 7,23 \text{ mm}$; $500 \leq Redc \leq 10.000$; $27,5 \text{ mm} \leq P_l \leq 33 \text{ mm}$; $31,75 \text{ mm} \leq P_t \leq 38,1 \text{ mm}$; $2,98 \text{ mm} \leq P_f \leq 6,43 \text{ mm}$; $1 \leq Nr \leq 6$; $12,3^\circ \leq \theta \leq 14,7^\circ$; $6,87 \text{ mm} \leq x_f \leq 8,25 \text{ mm}$; $P_d = 1,8 \text{ mm}$; $13,6 \text{ mm} \leq d_r \leq 16,85 \text{ mm}$.

3 METODOLOGIA

O estudo teórico-experimental analisa o processo de resfriamento e desumidificação do ar em um trocador de calor do tipo tubo-aleta, com aletas planas corrugadas, e como fluido refrigerante é utilizada água, resfriada por um *chiller*.

Para a análise experimental da transferência de calor entre ar e água será utilizado um túnel de vento no Laboratório de Estudos Térmicos e Fluidodinâmicos da Universidade do Vale do Rio dos Sinos – UNISINOS. Serão avaliadas as temperaturas, pressões, troca de calor e a desumidificação do ar na entrada e saída do trocador de calor para diferentes vazões de ar.

Nesta seção serão apresentados os equipamentos utilizados para o experimento, os testes e também o *software* utilizado para o estudo teórico

3.1 BANCADA DE TESTES

Nesta seção, serão apresentados os equipamentos que compõem a bancada de testes e descritos todos os testes e análises realizadas.

3.1.1 Túnel de vento

O túnel de vento foi construído e devidamente testado conforme especificações da norma ANSI/ASHRAE 51-1999 que determina as condições para avaliação dos testes experimentais. Esta normatiza o cálculo da vazão mássica de ar através da diferença de pressão em uma placa de bocais.

Figura 6. Túnel de vento.



Os equipamentos que compõem o túnel de vento estão listados na Tabela (1).

Tabela 1. Equipamentos do túnel de vento.

1. Conjunto Ventilador/Motor elétrico (2,20 kW-220/380V/3F/60Hz)
2. Resistência elétrica de aquecimento de 2.500 W
3. Malhas homogeneizadoras de ar na entrada e saída do túnel
4. Coletores de ar para medição de temperatura na entrada e saída do túnel
5. Placa de bocais para medição de pressão diferencial e vazão do ar
6. Trocador de calor tubo aletado

O ventilador é instalado na saída do túnel de vento para que não tenha influência na temperatura do ar na entrada e saída do trocador de calor. É acionado por um inversor de frequência para que seja possível controlar a vazão mássica do ar no interior do túnel de vento.

A resistência de aquecimento é instalada na entrada do túnel de vento para que seja possível aumentar e estabilizar a temperatura do ar de entrada

no trocador de calor. Esta resistência tem sua potência variável através de um PID.

Os homogeneizadores de ar se encontram na entrada e na saída do túnel de vento e são formados por duas telas tipo malha de aço e uma chapa perfurada, que permitem homogeneizar o escoamento do ar.

Para a realização das medidas das temperaturas de entrada e saída do ar, a norma ANSI/ASHRAE 51-1999 recomenda que sejam feitas através de coletores de ar. Os coletores são formados por dutos, conforme mostrados na Figura (7), que recebem uma vazão de ar passando pelos sensores de temperaturas de bulbo seco (TBS) e bulbo úmido (TBU) e retorna para o túnel de vento por auxílio de um ventilador auxiliar.

O ventilador auxiliar é responsável por fazer o ar passar pelos sensores de temperatura de entrada e saída. O túnel de vento tem acoplado em cada coletor de medição um ventilador do tipo Falcon com 67 W de potência que serve para gerar um fluxo de ar que passa nos sensores de temperatura, com uma velocidade de 3 a 5 m/s conforme recomendado pela norma.

Figura 7. Coletor de ar para medidas de temperatura.



Os sensores utilizados para a instrumentação do túnel de vento são do tipo PT100 e garantem uma resolução de $\pm 0,1^{\circ}\text{C}$.

Para medir a vazão de ar no interior do túnel de vento é utilizada uma placa de bocais. Esta placa possui bocais com diâmetros variados, conforme a norma ANSI/ASHRAE 51-1999, para que seja possível realizar a medida em uma ampla faixa de vazões mássicas. Os bocais são localizados na face da placa e tem os diâmetros de 25,73 mm; 37,89 mm; 50,61 mm; 73,22 mm; 73,35 mm; 98,69 mm e 99,05 mm.

A placa de bocais é mostrada na Figura (8) e está localizada a 425 mm à montante da seção onde é fixado o trocador de calor.

Figura 8. Placa de bocais no túnel de vento.



3.1.2 Chiller scroll inverter

O *Chiller* é um equipamento de refrigeração utilizado para resfriar água. É composto por compressor, condensador, evaporador, válvula de expansão, ventilador e demais equipamentos. É usado em sistemas industriais

e utiliza um ciclo de expansão de um refrigerante para possibilitar a troca de calor com o fluido a ser resfriado. As características do *chiller* disponíveis pelo fabricante estão no Anexo A.

O *chiller* instalado no laboratório da UNISINOS é uma unidade de 15 TR e utiliza R-410(HFC) como refrigerante. O ajuste da temperatura de entrada da água do *chiller* é feito através da IHM do sistema de automação do *chiller* e está programada para ligá-lo quando estiver em 7 °C e tem uma diferença de temperatura de 2 °C para que entre em repouso.

3.1.3 Instrumentação e aquisição de dados

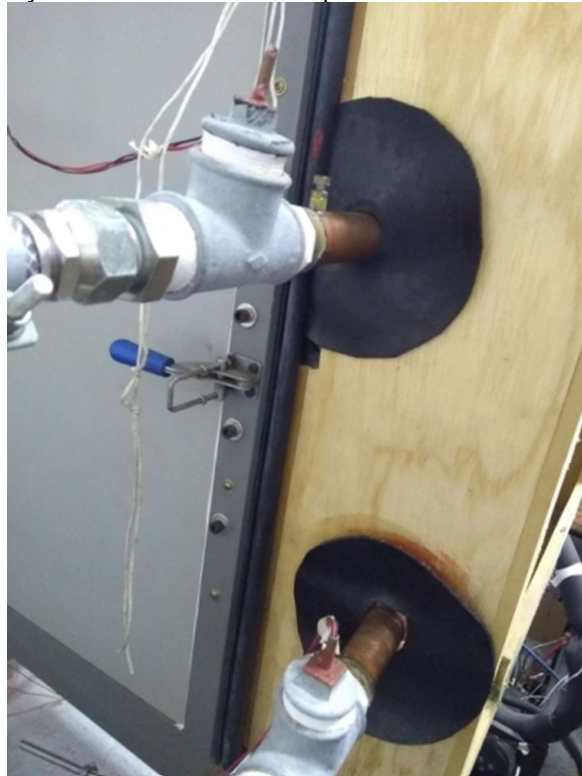
Os dados são coletados nos períodos de testes por sensores do tipo PT100 e transdutores de pressão. Estes dados são processados e registrados por um processador multifuncional de modelo *multifunction switch/Measure Unit* da marca Agilent (modelo 34980A) conectado a um computador. Este equipamento recebe os sinais de todos os sensores e os organiza em uma tabela.

A instrumentação de medida das temperaturas é composta por sensores do tipo PT100 que são instalados nos coletores de entrada do ar e saída do ar no túnel de vento, conforme Figura (7). Neste sensor, a leitura de temperatura é feita através da variação da resistência elétrica resultante da dilatação/contração do material do mesmo.

As temperaturas de entrada e saída da água também são feitas com PT100 localizados próximos dos terminais de entrada e saída do trocador de calor com finalidade de diminuir a influência da temperatura do ambiente externo na temperatura medida pelo sensor, mostrados na Figura (9).

Os sensores PT100 utilizados para medir a temperatura de entrada e saída do ar no túnel de vento e da água gelada são de 4 fios e têm uma faixa operacional de - 200°C até 650°C e tem resolução de 0,1°C com uma incerteza de 0,2°C.

Figura 9. Instalação dos sensores de temperatura na entrada e saída da água.



Para medir o diferencial de pressão é colocado um transdutor de pressão na placa de bocais (Dwyer 603A-11) e outro no trocador de calor (GE Druck LPM1010) para medir a diferença de pressão nestes equipamentos. A partir do diferencial de pressão na placa de bocais é possível obter a vazão de ar no túnel de vento.

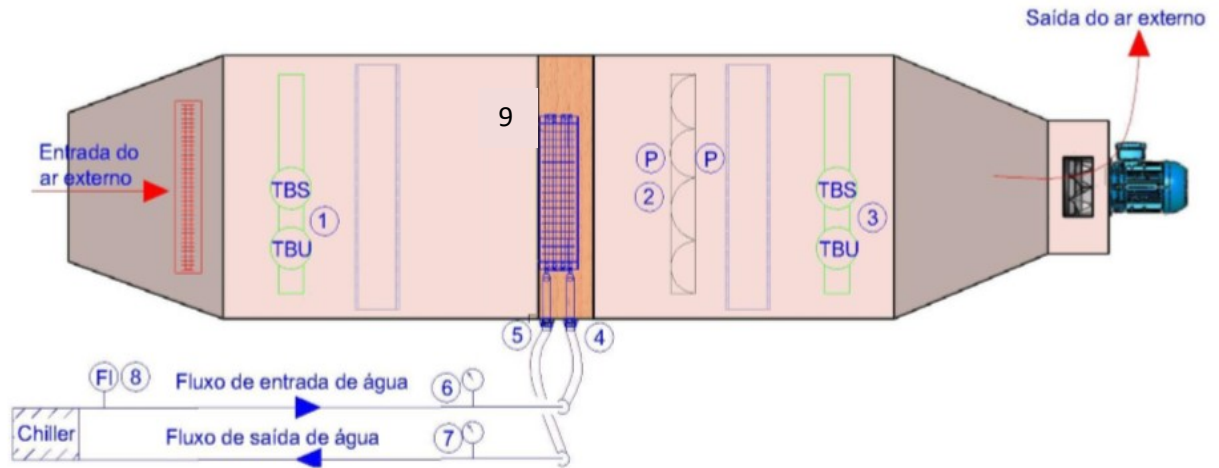
O transdutor utilizado para medir a diferença de pressão no trocador de calor tem uma faixa de operação de 0 a 1,24 kPa e o da placa de bocais de 0 até 170 kPa. As medidas são realizadas através da variação da corrente de saída do sensor.

Para controle de vazão da água do *chiller* é utilizado um medidor de vazão eletromagnético (Endress+Hauser Promag 10), que mede na faixa de vazão de 0 até 200 ml/min. A variação da vazão da água é possibilitada por um inversor de frequência ligado à bomba que alimenta o circuito.

O manômetro utilizado para realizar a medida de pressão da água gelada na tubulação é analógico do tipo Bourdon (Genebra) e tem uma faixa de medição de 0 a 400 kPa.

Para melhor entendimento da instrumentação, a Figura (10) ilustra a localização dos componentes do túnel de vento.

Figura 10. Localização dos instrumentos de aquisição de dados no túnel de vento.



Fonte: Adaptado de Martins (2018).

Conforme a indicação por números na Figura (10) a Tabela (2) descreve os instrumentos utilizados.

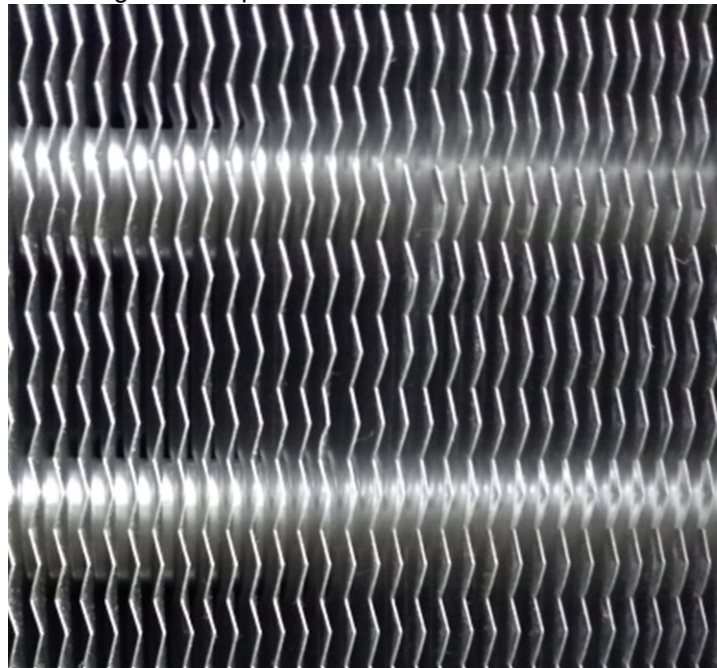
Tabela 2. Descrição dos instrumentos da bancada de testes.

Nº	Descrição
1	Sensor de temperatura PT100 de bulbo seco (TBS) e bulbo úmido (TBU) do ar na entrada do túnel
2	Transdutor de pressão diferencial na placa de bocais do túnel
3	Sensor de temperatura PT100 de bulbo seco (TBS) e bulbo úmido (TBU) do ar na saída do túnel
4	Sensor de temperatura PT100 para entrada de água gelada no trocador de calor
5	Sensor de temperatura PT100 para saída de água gelada no trocador de calor
6	Manômetro para medição de pressão na entrada do trocador de calor
7	Manômetro para medição de pressão na saída do trocador de calor
8	Medidor de vazão de água gelada
9	Transdutor de pressão diferencial do trocador de calor

3.1.4 Trocador de calor

O trocador de calor utilizado nos experimentos é do tipo tubo-aleta e conta com aletas planas corrugadas que influenciam no coeficiente de troca de calor por convecção pelo fato de proporcionar maior turbulência para o fluido que escoar em seu exterior. O tipo de aleta é mostrado na Figura (11).

Figura 11. Tipo de aletas do trocador utilizado.



O trocador de calor possui um banco de tubos com arranjo do tipo escalonado com 4 fileiras de tubos e com 14 tubos no sentido vertical. O trocador conta com 56 tubos de $\frac{1}{2}$ " (12,7 mm) e com 7 circuitos por onde a água passa. Tem passo longitudinal, P_l , de 27,5 mm e um passo transversal, P_t , de 31,75 mm. Os circuitos servem para reduzir a perda de pressão da água no interior do trocador de calor por causa da diminuição da velocidade na qual a água circula no interior do trocador de calor. A Figura (12) mostra a distribuição dos tubos no trocador de calor utilizado.

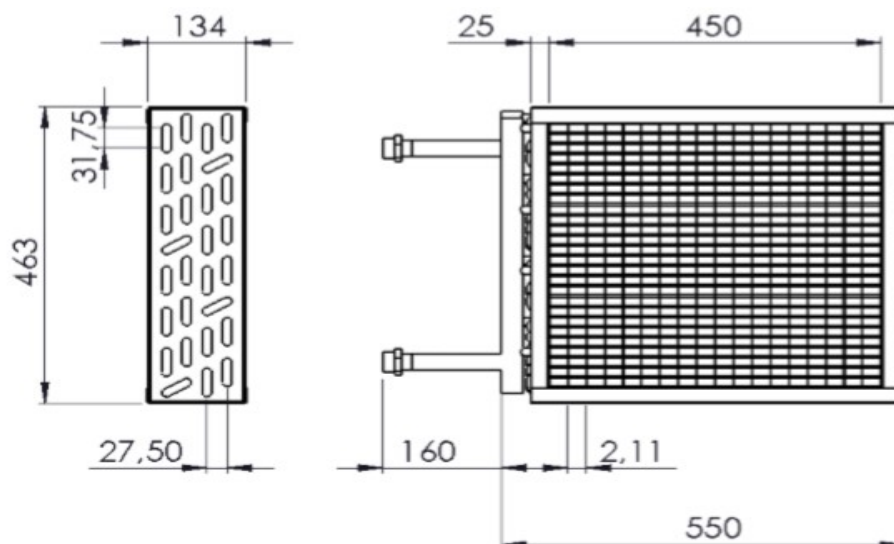
Do lado do escoamento do ar, através das aletas, os principais parâmetros são diâmetro hidráulico de 5,46 mm, espessura das aletas de 0,13 mm, espaçamento entre aletas de 2,11 mm, $\sigma = 0,56$ e $\beta = 413 \text{ m}^2/\text{m}^3$.

Figura 12. Trocador de calor utilizado.



Os coletores de entrada e saída são feitos de tubos de cobre com bitola de 1" e $\frac{1}{4}$ e são brasados nos tubos dos circuitos internos do trocador de calor. A Figura (13) mostra as dimensões do trocador de calor utilizado para os testes no túnel de vento. Os dados fornecidos pelo fabricante estão disponíveis no Anexo B.

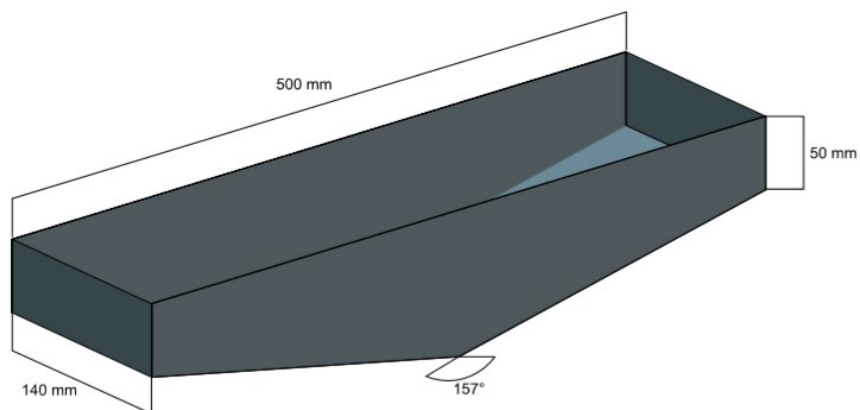
Figura 13. Dimensões do trocador de calor.



Fonte: Martins (2018).

Foi adicionado abaixo do trocador de calor um dispositivo para coletar o condensado gerado durante os testes. A Figura (14) mostra as dimensões do acessório coletor de condensado.

Figura 14. Dimensões do coletor de condensado.



Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura (15) mostra o trocador de calor, com a moldura modificada, instalado no túnel de vento.

Figura 15. Instalação do trocador de calor no túnel de vento.



O coletor de condensado foi construído em chapa galvanizada de 0,5 mm de espessura e a sua fixação no trocador foi feita através de rebites.

Após a fixação foi colocado uma mangueira, em sua parte mais baixa, para a coleta do condensado em um recipiente de fácil acesso.

O coletor de condensado foi construído e instalado, na moldura do trocador, no laboratório de usinagem da UNISINOS.

3.1.5 Umidificador

Para tornar possível a análise da desumidificação do ar foi instalado um tanque de aço inoxidável com aproximadamente 70 L de água, com a finalidade de gerar vapor de água, localizado ao lado da entrada do túnel de vento. Para aquecer a água até a temperatura de ebulição, 100 °C, foram utilizadas duas resistências de 1500 W cada. A Figura (16) mostra o tanque e as resistências utilizadas.

Figura 16. Tanque e resistências utilizados no umidificador.



3.2 TESTES EXPERIMENTAIS

Os testes realizados consideraram o efeito da velocidade do ar no processo de resfriamento e desumidificação. Na Tabela (3) se apresentam os parâmetros considerados e seus respectivos valores ou faixas.

Tabela 3. Parâmetros dos testes.

Parâmetros	Faixa
Vazão de ar	738,5 a 2886 m ³ /h
Velocidade de ar	1,11 a 4,33 m/s
Temperatura de entrada do ar (TBS)	30 °C
Umidade relativa	70 %
Vazão de água gelada	4.2 m ³ /h (70 l/min)
Temperatura de entrada de água	7 °C

Em todos os testes a temperatura de bulbo seco, (TBS), foi mantida a 30 °C e a umidade relativa do ar apresentou algumas variações durante os testes, pelo fato de ter um túnel de vento de circuito aberto, e isto levou a uma variação na temperatura de bulbo úmido, TBU, na entrada de 1 a 1,5 °C, aproximadamente.

Os testes realizados tiveram uma variação na vazão de ar, conforme a Tabela (3), que foram realizadas através do aumento da rotação do ventilador. Nos sete primeiros testes esta variação se deu pelo aumento de 50 Pa na diferença de pressão nos bocais a cada teste realizado, e nos últimos cinco testes realizados foram acrescidos 20 Pa de diferença de pressão na placa de bocais. Em todos os testes a vazão e a temperatura de entrada da água foram mantidas respectivamente em 70 L/min e 7 °C, assim como o bocal 6 da placa de bocais foi fechado para realizar as medidas com uma menor rotação no ventilador.

Os testes realizados no laboratório foram executados da seguinte forma:

- Foi ligado o ventilador e ajustada sua rotação através da medida de diferença de pressão dos bocais;
- Ligam-se as bombas de água para ter a vazão de água no *Chiller* e no trocador de calor;
- Após as bombas estarem com a vazão estável é então ligado o *Chiller* para resfriar a água;
- Após ligam-se as resistências e a temperatura desejada é ajustada;
- Foi esperado o tempo de 10 minutos para a estabilização dos parâmetros ajustados;
- Após os 10 minutos de estabilização, é iniciada a coleta de dados;
- Foram utilizados 20 minutos de coleta de dados, sendo que as medidas foram gravadas a cada 5 segundos;
- Após o tempo de coleta de dados foi desligada a vazão de ar por 5 minutos para extrair, o máximo possível, o condensado gerado no teste. Este passo foi adicionado para que seja reduzida a influência de um teste no teste posterior.

3.3 TRATAMENTO DOS DADOS

Após a coleta dos dados, os mesmos foram tratados para utilização da metodologia de transferência de calor e massa utilizando o método da efetividade-NTU baseado na entalpia, de modo a encontrar a capacidade de resfriamento e as condições de saída do ar, permitindo a comparação experimental e teórico.

Para a realização dos cálculos foram adotadas as condições a seguir:

- A vazão de ar foi obtida através de cálculos conforme a norma ANSI/ASHRAE 51-1999;
- Não ocorre transferência de calor com as paredes do túnel;
- As propriedades dos fluidos foram obtidas a partir do software EES (*Engineering Equation Solver*). Para o ar úmido o EES considera os modelos da ASHRAE (mistura ideal do ar e vapor d'água);

- Foram utilizadas as correlações para o cálculo do coeficiente convectivo do lado ar considerando a fração de superfície seca e a fração de superfície molhada.

Para a análise teórica dos parâmetros de saída do ar foi desenvolvido um programa no software EES, que é composto pelo método da efetividade-NTU baseado na entalpia do ar, conforme apresentado na revisão bibliográfica, e a correção no coeficiente convectivo do lado do ar através de correlações para ajustar o coeficiente relacionado à superfície nos modos seca e molhado. Este programa foi utilizado para calcular a transferência de calor e massa e o cálculo das condições de saída do ar através dos dados coletados nos experimentos.

Todos os dados coletados nos testes foram analisados e utilizados para os cálculos, do método teórico, nos softwares EES e Excel. Os resultados obtidos serão apresentados por gráficos.

4 RESULTADOS

Através dos experimentos realizados foi gerado um conjunto de dados que possibilitou avaliar, através do método utilizado, a transferência de calor, a perda de carga do ar no trocador e a taxa de massa de condensado gerado em cada teste, todos os testes foram tratados como regime permanente.

Foram realizados 12 testes ao total, com variação da vazão de ar no interior do túnel de vento. Para a variação de vazão efetuada nos testes foram calculadas, através da perda de pressão nos bocais, as velocidades de face correspondentes obtidas em cada teste. A Tabela (4) mostra os resultados obtidos.

Tabela 4. Velocidades de face do ar.

Teste	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
V_{ar} (m/s)	1,1	1,6	2	2,3	2,6	2,8	3	3,8	3,9	4,1	4,2	4,3

Os dados medidos e os dados calculados apresentam-se no Apêndice A.

A Figura (17) mostra os valores medidos de temperatura de bulbo seco na entrada e saída do túnel de vento em função da velocidade do ar. Juntamente com os valores medidos são apresentados os valores da temperatura de saída do ar calculados pelo método da análise da efetividade pela entalpia para condições de superfície seca e molhada.

Como pode ser visto na Figura (17), conforme a velocidade de face do ar aumenta a temperatura de saída do ar também aumenta, e conseqüentemente, menor será a variação de temperatura do ar. A variação da diferença de temperatura do ar em função da velocidade de face do ar é apresentada na Figura (18).

Os resultados de temperatura de bulbo seco de saída medido e calculado apresentaram comportamento semelhante, porém o erro médio

relativo do teórico em relação ao experimental foi de 11,9 % e isto acarreta em uma capacidade de resfriamento sensível calculada menor do que os resultados medidos.

Figura 17. Efeito da velocidade do ar na temperatura de bulbo seco.

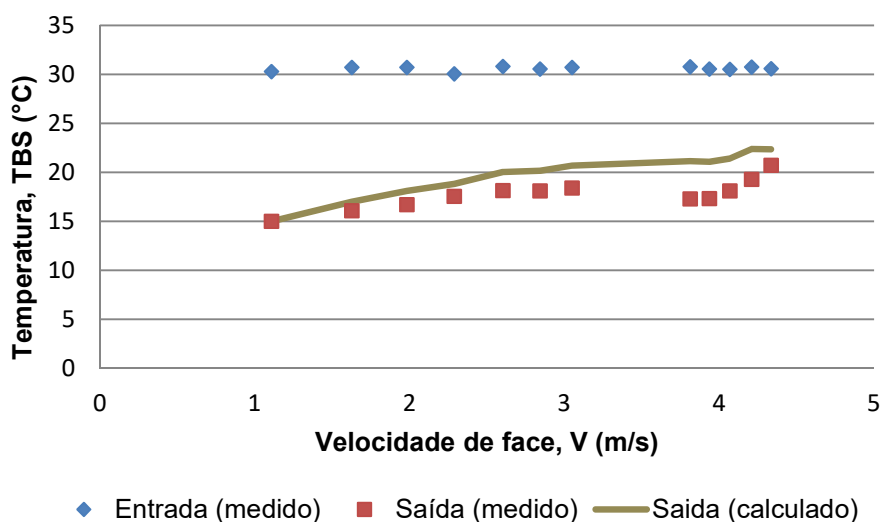
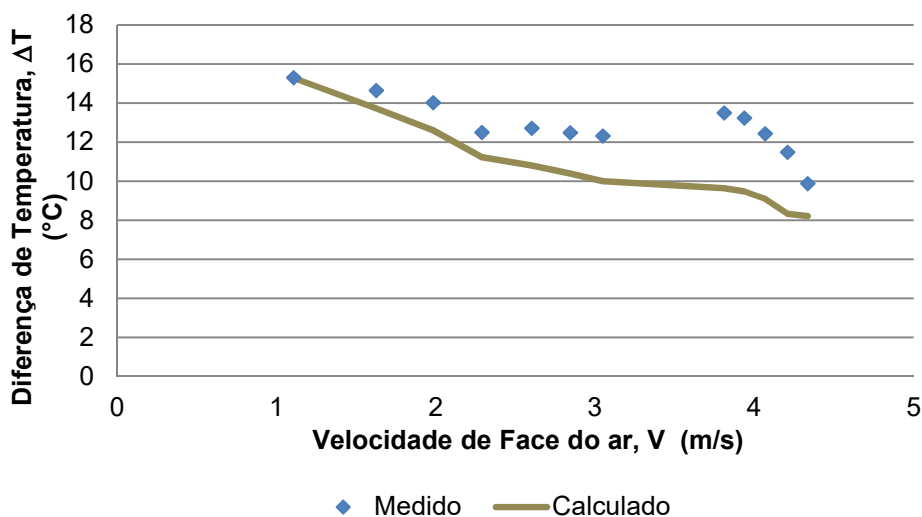


Figura 18. Variação da temperatura do ar em relação à velocidade de face.



A variação de temperatura calculada apresentou valores menores do que o resultado oriundo dos dados medidos, o erro relativo apresentado pelo método foi de 17,1% subestimado, porém a tendência dos resultados

apresentados se assemelha e mostra a diminuição da variação com o aumento da velocidade de face do ar. A curva dos dados medidos teve uma mudança de comportamento devido á modificação na programação do *chiller*, pois o mesmo estava desligando durante os primeiros testes gerando diferenças na temperatura de saída do ar. Os testes foram realizados da maior velocidade para a menor.

A Figura (19) apresenta os resultados da capacidade de resfriamento do trocador de calor em relação à velocidade de face do ar, medidos e calculados. As curvas da capacidade total medida (pelo balanço na corrente de água gelada) e calculada tiveram valores muito próximos e apresentaram a mesma tendência. O método utilizado apresentou uma aproximação dos resultados medidos com um erro médio relativo de 1,2%.

A capacidade de resfriamento com a superfície molhada leva em consideração o calor latente da condensação e se mostrou de magnitude maior do que a transferência de calor pela superfície seca (troca de calor sensível) do trocador, mostrando que a capacidade latente tem uma influência relevante na transferência de calor. Como pode ser visto na Figura (23) entre as velocidades do ar de 3 a 4,33 m/s a fração de superfície seca do trocador de calor aumenta de aproximadamente 42% para quase 70%, assim a troca de calor latente reduz em 42% e a troca de calor sensível continua a subir. Isto explica a tendência da curva de capacidade total de resfriamento.

A Figura (20) mostra que os resultados da vazão mássica de condensado obtidos a partir das umidades específicas com as temperaturas de saída calculada e medida, apresentam a mesma tendência, mas com um erro relativo médio subestimado de 40,36%. A vazão de condensado medida aumenta até uma certa velocidade e depois tende à diminuir. Verificou-se que quanto maior a velocidade de face do ar, menor é a fração molhada do trocador ocorrendo uma menor taxa de transferência de calor latente e reduzindo a vazão mássica de condensado.

Figura 19. Capacidade de resfriamento do trocador de calor

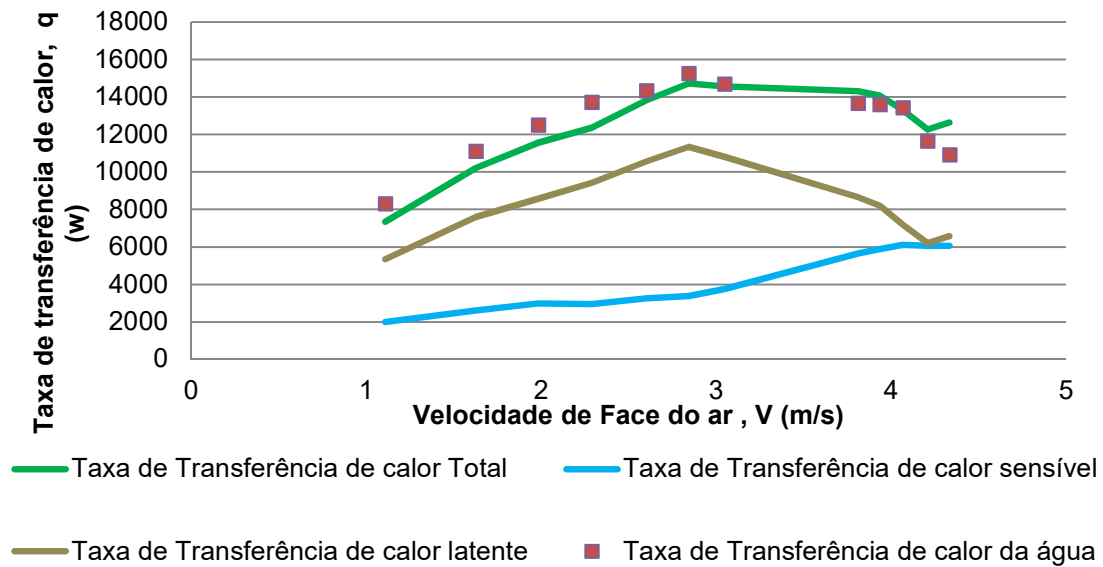
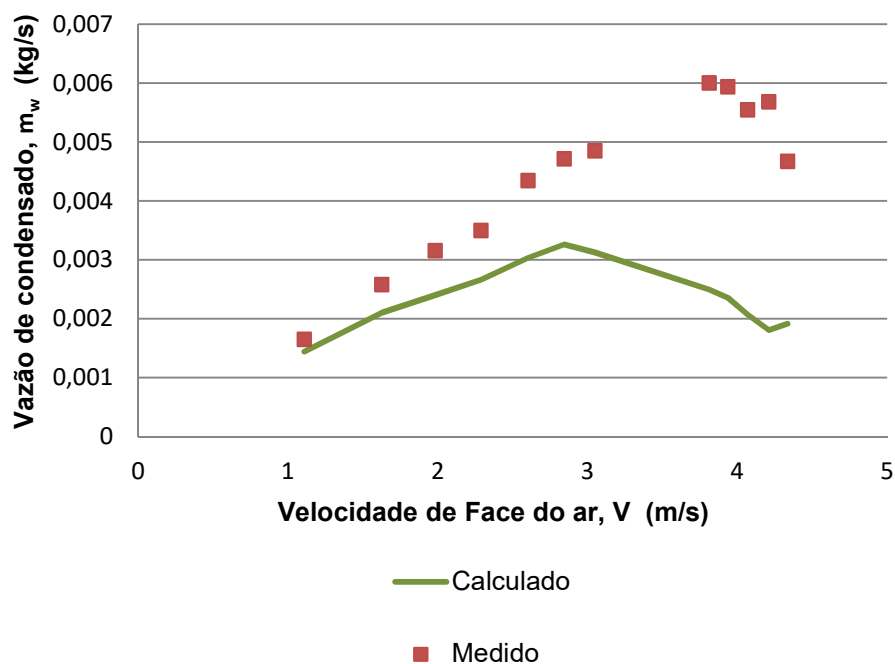
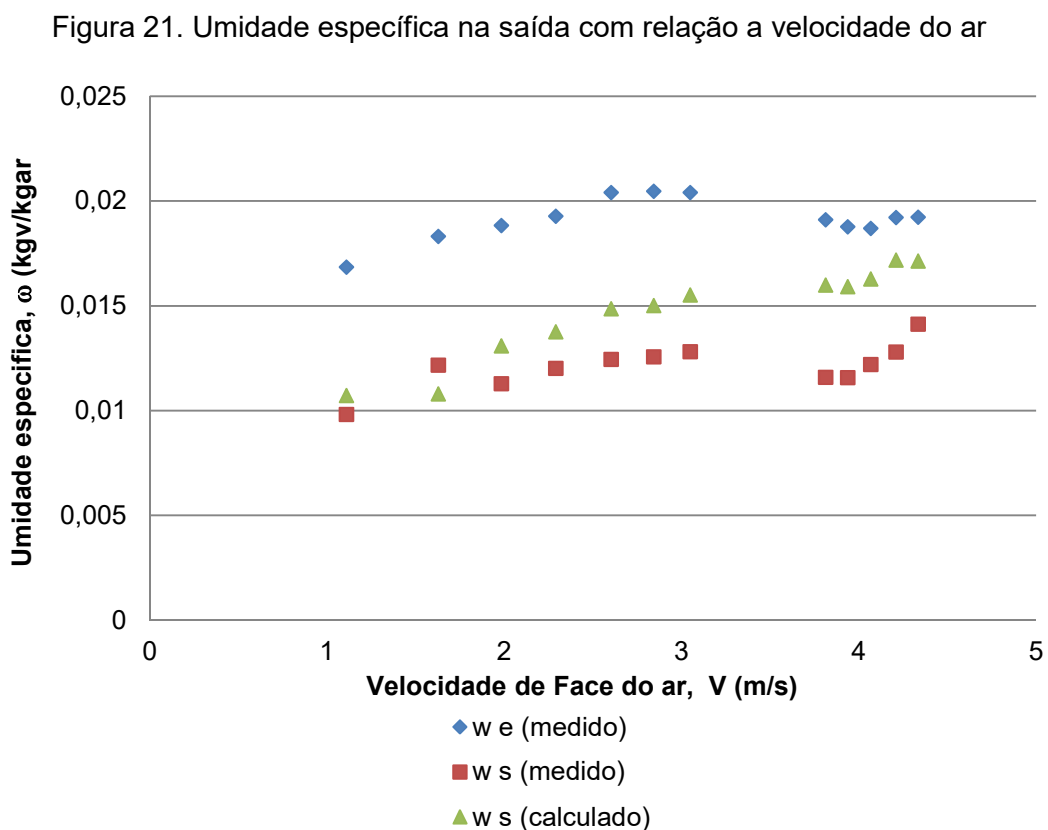


Figura 20. Vazão mássica de condensado em relação à velocidade do ar



Os resultados obtidos da umidade específica na saída do ar em relação à variação da velocidade do ar são apresentados na Figura (21). O erro médio relativo é subestimado em 21,2% e esta variação teve influencia nos resultados de vazão de condensado, pois esta é calculada através do produto da vazão

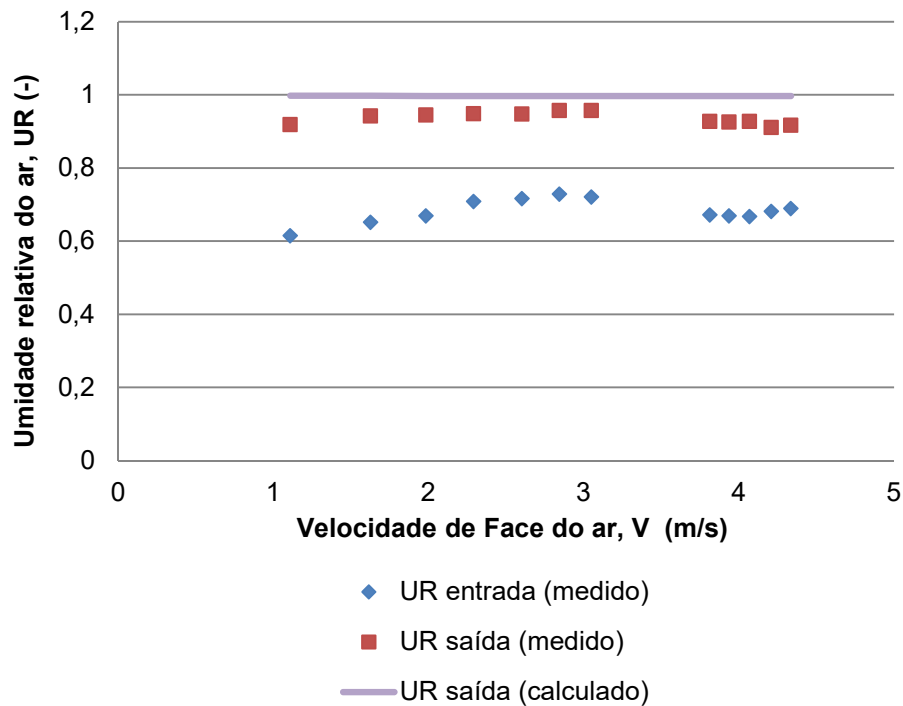
mássica de ar e a diferença entre as umidades de entrada e saída. É possível visualizar uma discrepância nas velocidades maiores que 3 m/s e esta discordância aconteceu, pois a temperatura de entrada da água teve variações por problemas no *chiller*. Da figura se verifica que a umidade específica de saída do ar aumenta com o aumento da velocidade e os valores calculados têm um aumento na diferença relativa com os valores medidos. O resultado desta variação crescente, com a velocidade, resulta em uma distorção nos resultados da vazão de condensado apresentada na Figura (20).



A Figura (22) mostra os resultados da umidade relativa do ar na entrada medido e os resultados na saída do trocador de calor medidos e calculados, os qual têm mesma tendência e valores muito próximos. Os resultados medidos para a umidade de saída do ar estão próximos a 100% de umidade relativa, o que resulta na saturação do ar e, conseqüentemente, na condensação do vapor de água contido no mesmo. O resultado calculado mostra um valor fixo de 100% que mostra que o ar sai do trocador de calor em estado saturado. A diferença entre os resultados medidos e calculados tem influencia pela medida

ser efetuada na saída do túnel de vento, que não é isolado e distante do trocador de calor. O erro médio relativo entre medido e calculado é sobre estimado de 6,63%.

Figura 22. Umidade relativa de saída do ar em relação a velocidade de face do ar.



A Figura (23) apresenta a fração de superfície seca e molhada do trocador calculada pelo método utilizado, em função da velocidade de face do ar. As curvas obtidas mostram uma tendência de aumento da fração de superfície seca juntamente com o aumento da velocidade do ar e, conseqüentemente, uma redução na fração de superfície molhada do trocador. Esta redução da superfície molhada tem influência direta com a redução da capacidade de resfriamento mostrado na Figura (19).

A Figura (24) mostra os resultados da perda de pressão do ar no trocador de calor em relação à velocidade de face do ar. Pode-se ver que o aumento da velocidade do ar ocasiona aumento da perda de pressão do ar no trocador de calor, isto ocorre por conta do aumento na tensão de cisalhamento do ar na superfície do mesmo.

O modelo utilizado para cálculo do fator de atrito, expresso pela Equação (68), não calcula o aumento da queda de pressão devido ao condensado na superfície do trocador de calor e o erro médio relativo em relação ao medido é subestimado, 4,85%.

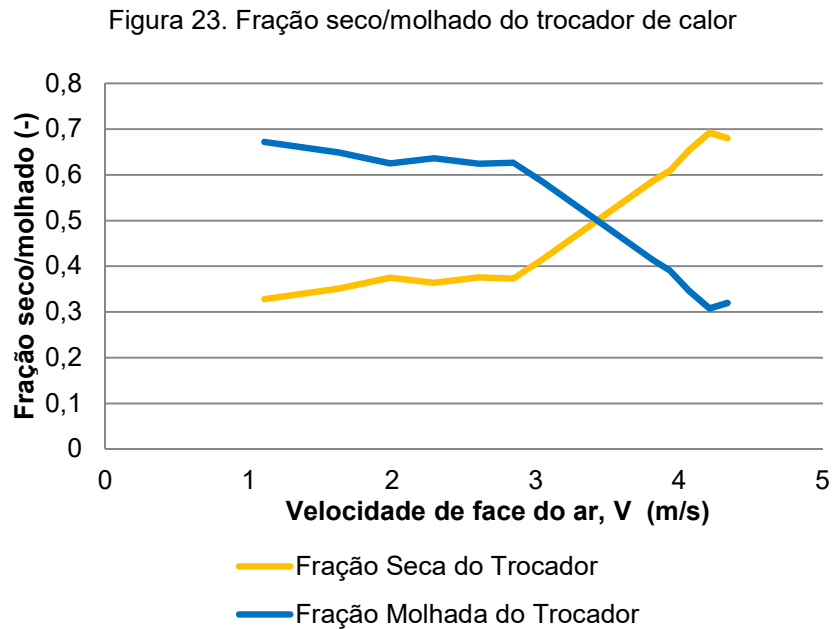
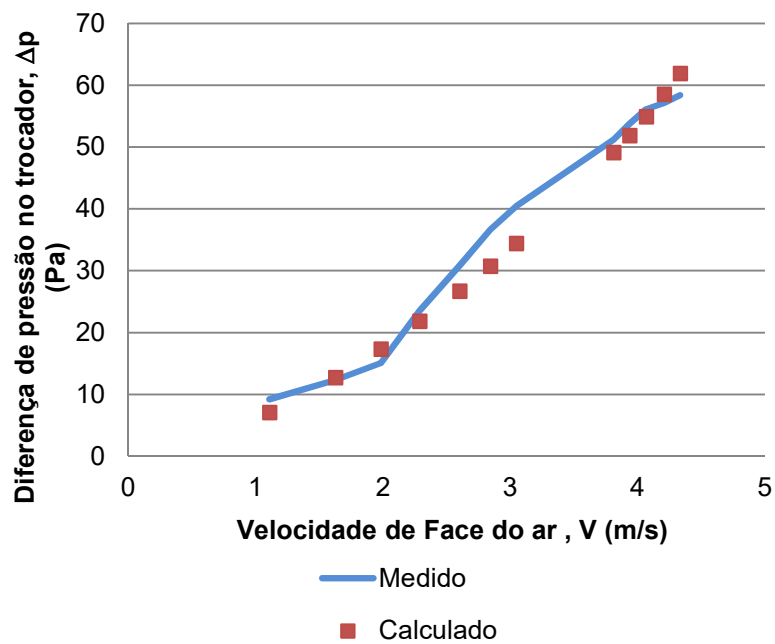


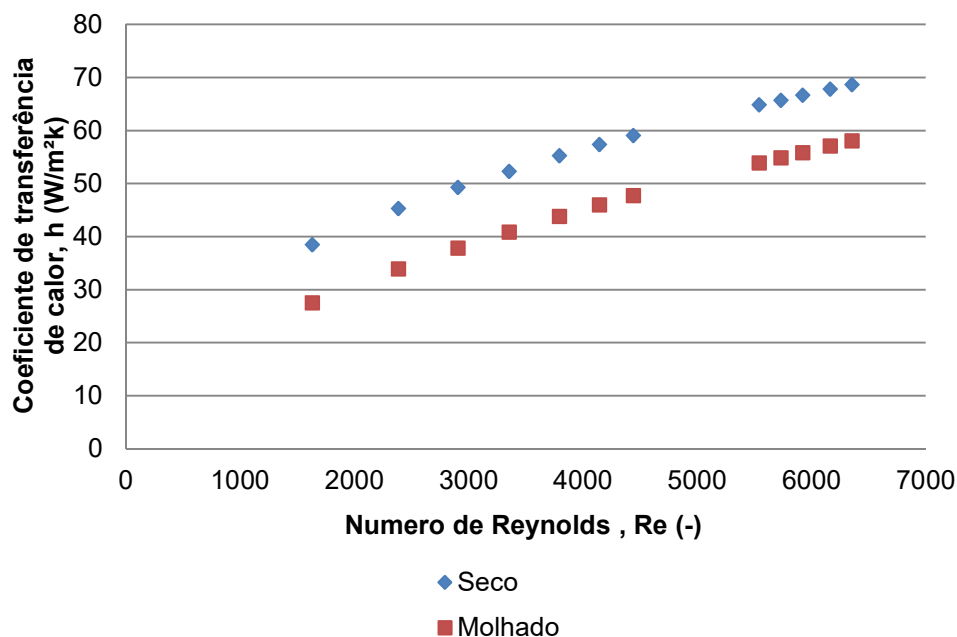
Figura 24. Perda de pressão do ar no trocador de calor em relação à velocidade de face do ar.



A Figura (25) apresenta os resultados obtidos para o coeficiente de transferência de calor convectivo, h , considerando a correlação para o fator de Colburn, j , (Equações (56) e (58), para superfície seca e para a superfície molhada.

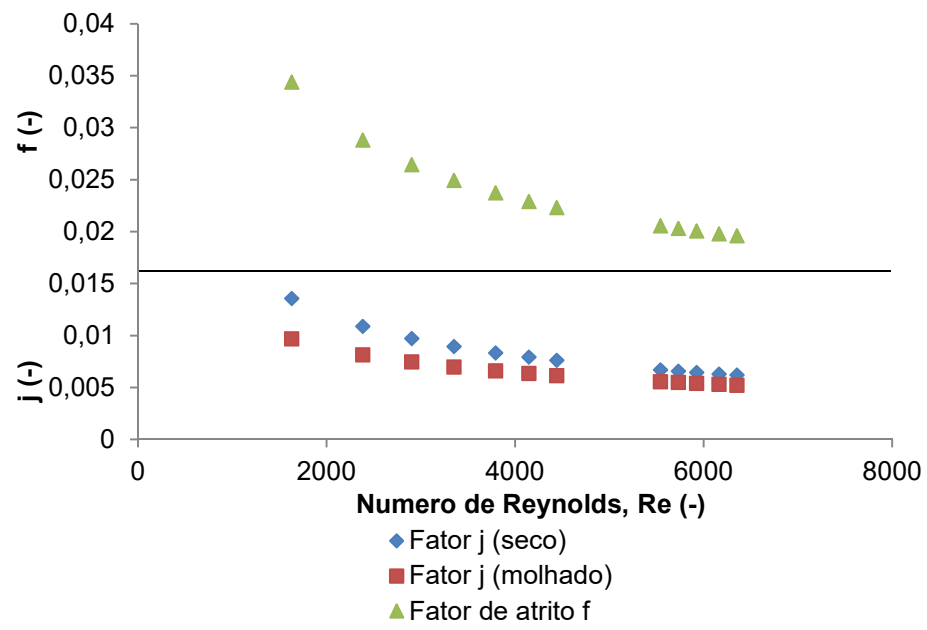
Os resultados obtidos para o coeficiente h foram apresentados em relação ao número de Reynolds, Re , pelo fato de que as correlações são válidas para uma faixa de valores de Reynolds. Os valores de Re são dependentes da velocidade de face do ar, então, conforme a velocidade aumenta, Re aumenta. Os valores obtidos têm uma mesma tendência para ambas as correlações, porém o trocador de calor utilizado tem algumas dimensões fora da faixa a que as correlações foram validadas, principalmente a correlação para superfície molhada.

Figura 25. Coeficiente de transferência de calor em relação ao Re .



A Figura (26) apresenta os resultados obtidos pelo método para os fatores de Colburn, j , para as superfícies seca e molhada, e o fator de atrito, f . O comportamento das curvas corresponde aos encontrados na bibliografia e com o aumento da velocidade de face do ar e, portanto, do Re , os fatores diminuem, com aumento do h e da perda de pressão.

Figura 26. Fator de Colburn e de atrito em relação ao número de Reynolds.



5 CONCLUSÃO

O trabalho apresentado foi resultado da comparação entre o estudo teórico, realizado através do método da efetividade-NUT baseado na entalpia do ar, considerando as condições de superfície seca e molhada, e os dados medidos em bancada experimental (túnel de vento), em laboratório, no processo de resfriamento e desumidificação do ar em um trocador de calor do tipo tubo e aletas.

Os experimentos foram realizados com o equipamento em regime permanente, e a temperatura de entrada do ar no túnel de vento se manteve a 30 °C durante todos os testes realizados e a temperatura de saída foi em média de 20,43 °C. A temperatura da água na entrada do trocador foi fixada em 7°C e a média da temperatura de saída dos testes realizados foi de 10,22 °C.

Para a realização dos testes não foi possível controlar as condições do ambiente onde o túnel de vento se encontra, mas foi possível verificar a capacidade térmica exigida com a variação da vazão de ar na entrada do trocador de calor. O aumento da vazão também aumenta a capacidade de resfriamento do ar, porém também eleva a sua perda de pressão, exigindo maior potência no ventilador. Também foi possível observar que, com velocidades superiores a 2,5 m/s, condensado é arrastado juntamente com o ar.

Com base nos resultados analisados neste estudo verificou-se que os valores obtidos através do uso do método da efetividade-NUT com base na entalpia do ar úmido, que estabelece as frações seca e molhada, conforme a vazão de ar varia, apresentam boa concordância na maioria das comparações feitas com os dados experimentais, com erros médios menores que 12% para os parâmetros analisados como temperaturas, capacidade de resfriamento, perda de pressão e umidade.

5.1 RECOMENDAÇÃO PARA FUTUROS TRABALHOS

Algumas recomendações para os trabalhos acadêmicos voltados a área de resfriamento e trocador de calor do tipo tubo aletado:

- Analisar outros métodos para cálculo da transferência de calor e massa;
- Analisar a influência do tipo de aletas utilizadas para o resfriamento e desumidificação do ar;
- Analisar a influência da troca térmica com as paredes do túnel de vento;
- Analisar a influência do condensado no fator de atrito;
- Analisar a influência do condensado na eficiência das aletas.

REFERÊNCIAS

AMERICAN NATIONAL STANDARDS INSTITUTE, AND AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS. **ANSI/ASHRAE STANDARD 51-1999**. Laboratory Methods of Testing Fans for Aerodynamic Performance Rating. Atlanta, GA, 2001.

ASHRAE. 1993. **FUNDAMENTALS**. 1ª Edição. Atlanta, ed. ASHRAE handbook staff, 1993.

ASHRAE. 1996. **HVAC Systems and Equipment**. 1ª Edição. Atlanta, ed. ASHRAE handbook staff, 1996.

ASHRAE. 1997. **FUNDAMENTALS**. 1ª Edição. Atlanta, ed. ASHRAE handbook staff, 1997.

BRAUN, J.E, S.A KLEIN, and J. W. MITCHEL, “**Effectiveness Models for Cooling Towers and Cooling Coils**,” ASHRAE Transactions, vol 95, No 2, pp. 164-174 (1989).

ÇENGEL, Y. A. e BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 7ª Edição, São Paulo, ed. McGraw-Hill, 2013.

ÇENGEL, Y. A. e GHAJAR, A. J. **Transferência de calor e massa**. 4ª Edição, São Paulo, ed. McGraw-Hill, 2012.

DEITOS, D. **Estudo experimental do desempenho de uma nova geometria de tubos para evaporadores de túneis de congelamento**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica. Universidade do Vale do Rio dos Sinos – UNISINOS, São Leopoldo, 2012.

HITACHI. **Manual de Instalação, Operação e manutenção da Família Chiller Scroll Inverter RCU2A HMIS-RCUAR002 Rev00**. Disponível em: <<http://www.jci-hitachi.com.br/produto/chiller-rcu2a>>. Acesso em: 23 out. 2019.

INCROPERA, F. P. et al. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 6ª Edição, Rio de Janeiro, ed. LTC, 2008.

KAYS, W. M.; LONDON, A. L. **Compact Heat Exchangers**. 3ª Edição, New York, ed. McGraw-Hill, 1984.

KERN, D. Q. **Processo de Transmissão de Calor**. Ed. Guanabara Koogan S.A. Rio de Janeiro, 1980

MARTINS, B.R. **ANÁLISE EXPERIMENTAL E TEÓRICA DE UM TROCADOR DE CALOR DE TUBOS E ALETAS PARA UMA UNIDADE DE TRATAMENTO DE AR**. Trabalho de Conclusão de Curso de Engenharia Mecânica. Universidade do Vale do Rio dos Sinos – UNISINOS, São Leopoldo, 2018.

MILLER, R.; MILLER, M. R. **Ar-Condicionado e Refrigeração**. 2ª Edição, Rio de Janeiro, ed. LTC, 2014.

MITROVIC, J. **Heat Exchangers – Basics Design Applications**. Intech Open, Croácia, 2012.

NELLIS, G; KLEIN, C. **Heat Transfer**. University of Wisconsin, Madison, ed. University of Cambridge, 2009.

RUDMAR. **História da refrigeração universal**. UFPR, 2010.

SHAH, R. K. e SEKULIĆ. D. P. **Fundamentals of heat exchanger design**. 1ª Edição, New Jersey, ed. John Wiley & Sons, 2003.

SCHMIDT, T. E., **Heat Transfer Calculations for Extended Surfaces, Refrigerating Engineering**, vol. 57, pp. 351–357, 1949.r.

THULUKKANAM, K. **Heat exchanger design handbook**. 2ª Edição, Boca Raton, ed. CRC Press, 2013.

WANG, C. C. **Recent progress on the air-side performance of fin-and-tube heat exchangers, International Journal of Heat Exchangers**, vol. 1, pp. 57 - 84, 2000.

WANG, S. K. **Handbook of Air Conditioning and Refrigeration**. 2ª Edição, Nova Iorque, ed. McGraw-Hill, 2001.

ANEXO A - DADOS TÉCNICOS DO CHILLER SCROLL INVERTER

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS - CHILLER SCROLL INVERTER

Série RCUIAS - R-410A 60Hz

Conjunto		Unid.	15 TR	30 TR	45 TR	60 TR	75 TR	90 TR
Combinação de módulos		-	1 INV	1 INV + 1 FIXO	1 INV + 2 FIXOS	1 INV + 3 FIXOS	1 INV + 4 FIXOS	1 INV + 5 FIXOS
Kit Interligação elétrica		-	-	KC00055	KC00056	KC00057	KC00058	KC00059
Capacidade Nominal (60 Hz)		kcal/h	43.691,47	87.382,94	131.074,40	174.765,87	218.457,34	262.148,81
		kW	50,8	101,6	152,4	203,2	254	304,8
		TR	14,44	28,90	43,34	57,79	72,24	86,69
Acabamento Externo		-	A estrutura é construída em chapa de aço tratada contra corrosão, pintura a pó eletrolítica à base de poliéster na cor bege aplicada em chapa de aço curada em estufa.					
Dimensões (1)	Comprimento	mm	1.195	2.445	3.695	4.945	6.195	7.445
	Profundidade	mm	900					
	Altura	mm	1.661					
Compressor	Tipo	-	Scroll					
	Módulo Inverter (opt)	-	VSH 117 (1)					
	Módulo Fixo (opt)	-	-	SH 184 (1)	SH 184 (2)	SH 184 (3)	SH 184 (4)	SH 184 (5)
Condensador	Tipo	-	Tubular de Cobre com Aletas de Alumínio em Corrente Cruzada					
Ventilador	Tipo (opt)	-	Axial (1/ módulo)					
Resfriador	Tipo	-	PLACAS BRASADO					
	Vazão de Água	m³/h	7,94	15,89	23,83	31,78	39,72	47,66
Dispositivo de Controle de Refrigeração	Módulo Inverter	-	VÁLVULA EXPANSÃO ELETRÔNICA					
	Módulo Fixo	-	VÁLVULA EXPANSÃO TERMOSTÁTICA					
Nº de Ciclos	-	1	2	3	4	5	6	
Refrigerante	Tipo	-	R-410A					
	Carga	kg	8,2	2 x 8,2	3 x 8,2	4 x 8,2	5 x 8,2	6 x 8,2
Faixa de Controle de Capacidade		%	33 a 100	17 a 100	11 a 100	8 a 100	7 a 100	5 a 100
Dispositivo Anti-Vibração		-	Borracha Anti-Vibração sob o Equipamento					
Controle de Operação	Controle de Capacidade	-	Transmissor de Temperatura na Entrada e Saída de Água					
	Comando	-	BIM - Display LCD Alfa Numérico (2)					
Características Elétricas	Consumo Nominal	kW	17,84	33,9	50,02	66,16	82,29	98,44
	Corrente Nominal	A	50,89	100,47	150,06	199,64	249,23	298,81
	COP	kWh/kWh	2,82	2,91	2,94	2,95	2,96	2,97
	PLV	-	13,6	14,46	14,12	14,9	14,5	14,84
	Fonte de Energia	Força	V	220 V / 380 V / 440 V / 60 Hz - Trifásico + ou - 10%				
Comando		V	220 V / 60 Hz - Monofásico + ou - 10% (auto alimentado)					
Nível de Ruído Standard	1,5 m Altura e 1,0 m Distância	dB(A)	À declarar					
	1,5 m Altura e 10 m Distância	dB(A)	À declarar					
Conexões do Resfriador	Entrada e Saída de Água	-	Junta de expansão Victaulic Ø1 1/4" com filtro "Y" fornecidos					
			1 entrada/ 1 saída	2 entradas/ 2 saídas	3 entradas/ 3 saídas	4 entradas/ 4 saídas	5 entradas/ 5 saídas	6 entradas/ 6 saídas
Peso Líquido		kg	320	640	960	1.280	1.600	1.920

Notas:

A Capacidade Nominal e Características Elétricas são baseadas nas condições abaixo:

Temperatura de Entrada de Água no Resfriador: 12,2° C.

Temperatura de Saída de Água do Resfriador: 6,2° C.

Temperatura de Entrada do Ar no Condensador: 35° C.

Dados elétricos baseados em 220 V/60 Hz.

Consumo nominal, Corrente nominal indicados são somente para os compressores.

COP inclui consumo dos compressores e dos ventiladores. Valores baseados em 107,2 tcd/54,4 e SH 11,1K.

A quantidade de módulos dos equipamentos é proporcional a quantidade de ciclos. O quadro elétrico

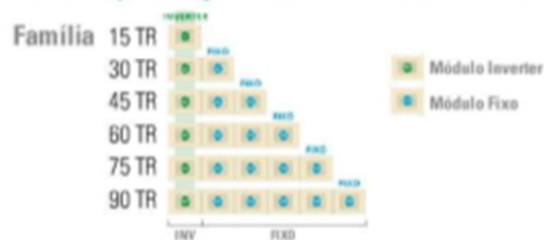
do módulo inverter:

é o mestre e os quadros elétricos dos demais ciclos são os escravos.

(1) Dimensões do equipamento considerando montagem lateral entre os módulos.

(2) No módulo inverter (principal).

Combinações disponíveis de Módulos Inverter/Fixo



Hitachi Ar Condicionado do Brasil Ltda.

www.hitachiapb.com.br

São Paulo - SP
Tel.: (11) 3549-2722
Fax: (11) 3287-7184 / 3287-7908

Porto Alegre - RS
Tel.: (51) 3012-3842
Fax: (51) 3012-3842

Recife - PE
Tel.: (81) 3414-9888
Fax: (81) 3414-9854

Salvador - BA
Tel.: (71) 3289-5299
Fax: (71) 3379-4528

Rio de Janeiro - RJ
Tel.: (21) 2551-9046
Fax: (21) 2551-2749

Brasília - DF
Tel.: (61) 3322-6867
Fax: (61) 3321-1612

Manaus - AM
Tel.: (92) 3211-5000
Fax: (92) 3211-5001

Belo Horizonte - MG
Tel.: (31) 3296-3226
Fax: (31) 3296-3226



09/11
HWS-ROJ: 14.05

ANEXO B - DADOS TÉCNICOS DO TROCADOR DE CALOR

BATERIA DE ARREFECIMENTO - 1/2 27,5x31,75 14T 4NR 450A 2,11P 7NC

Geometria	1/2 27,5x31,75	Comprimento da bateria	450,0 mm		
Número de tubos por fileiras	14	Passo das aletas	2,11 mm		
Número de fileiras	4	Número de circuitos	7	Formato tubo	Circul
Capacidade				5,82	kW
Potencialidade sensível				4,83	kW
Potencialidade latente				0,98	kW
Relação da potência sensível / potência total				0,8308	
Quantidade de água produzida				1,47	kg/h
Superfície de troca				18,59	m ²
Coefficiente de transformação global				19	W kg/(m ² kJ)
Delta H Médio Logaritmico				16,71	kJ / kg
Material das aletas / Material dos tubos			Aluminio / Cobre		
Espessura das aletas				0,1300	mm
Volume interno da bateria				3,1	l
Diâmetro externo dos tubos				13,3	mm
Diâmetro interno dos tubos				12,6	mm
Número dos tubos saltados				0	

LADO VENTILAÇÃO

Pressão atmosférica / altitude	1,01 / 0,00	bar A / m
Fluxo volumétrico de ar	1600,0	m ³ /h
Fluxo máximo de ar	2064	kg/h
Velocidade frontal na bateria	2,22	m/s
Densidade do ar na entrada	1,29	kg/m ³
Temperatura do ar na entrada	25,0	°C
Humidade relativa do ar na entrada	50,00	%
Humidade específica do ar na entrada	9,80	g/kg DA
Entalpia do ar na entrada	49,95	kJ / kg
Temperatura do ar na saída	16,8	°C
Humidade relativa do ar na saída	76,96	%
Humidade específica do ar na saída	9,00	g/kg DA
Entalpia do ar na saída	39,73	kJ / kg
Queda de pressão	89	Pa
Coefficiente de transformação parcial	66	W/(m ² K)
Coefficiente de sujidade	0,00000	(m ² h °C)/kcal
Espessura do gelo	0,00	mm

LADO DO FLUIDO

Fluido	ÁGUA (1 bar A)	
Fluxo Volumétrico do fluido	1,0	m ³ /h
Fluxo máximo do fluido	999	kg/h
Velocidade do fluido	0,32	m/s
Temperatura de entrada do fluido	7,0	°C
Temperatura de saída do fluido	12,0	°C
Queda de pressão total do lado do fluido	1,358904	kPa
Coefficiente de transformação parcial	1198	W/(m ² K)
Coefficiente de sujidade	0,00000	(m ² h °C)/kcal

APENDICE A - RESULTADOS OBTIDOS.

	Patm_medido	TBU_cond_ent	TBS_cond_ent	TBU_cond_sai	TBS_cond_sai	Te_agua	Ts_agua	Dp_ar_medido	Q_dot_agua	Dp_bocais	UR_e	UR_s	URs_calc
	[kPa]	[C]	[C]	[C]	[C]	[C]	[C]	[Pa]	[l/min]	[Pa]		[-]	
Run 1	100,7	25,82	30,56	19,72	20,69	9,262	11,53	58,41	68,88	509,1	0,6891	0,9166	0,9964
Run 2	100,7	25,85	30,73	18,26	19,26	9,487	11,89	57,16	69,24	480	0,6816	0,9101	0,9964
Run 3	100	25,41	30,52	17,3	18,09	7,665	10,41	56,12	69,78	445,7	0,6675	0,9269	0,9965
Run 4	100	25,46	30,54	16,52	17,31	6,934	9,72	53,72	69,73	417,5	0,669	0,9253	0,9965
Run 5	100	25,71	30,78	16,52	17,29	7,017	9,817	51,2	69,74	391,3	0,6715	0,9273	0,9965
Run 6	100,2	26,46	30,7	17,92	18,39	7,724	10,73	40,51	69,74	350,2	0,7202	0,9565	0,9966
Run 7	100,2	26,46	30,55	17,62	18,08	7,232	10,34	36,67	70,11	305,1	0,7285	0,9568	0,9967
Run 8	100,3	26,5	30,81	17,54	18,11	7,636	10,55	30,78	70,14	256	0,7164	0,9473	0,9967
Run 9	100,3	25,66	30,04	17	17,55	7,298	10,1	23,54	69,93	199,1	0,7086	0,9483	0,9968
Run 10	100,7	25,62	30,71	16,13	16,7	6,835	9,392	15,08	69,83	150,1	0,669	0,9445	0,9969
Run 11	100,7	25,31	30,7	15,47	16,06	6,67	8,944	12,31	69,68	101,3	0,6513	0,9417	0,9971
Run 12	100,7	24,32	30,29	14,18	14,99	6,993	8,701	9,194	69,32	47,67	0,6151	0,9187	0,9973
	Tsagua_calc	Tar_sai	Var_h	m_dot_ar	Re_ar	he_ar	j	DELTA_p_ar	he_ar_m	j_m	f_ar	m_dot_agua	Re_agua
	[C]	[C]	[m³/h]	[kg/s]	[-]	[W/m²-K]	[-]	[Pa]	[W/m²-K]	[-]	[-]	[kg/s]	[-]
Run 1	11,89	22,36	2886	0,9156	6354	68,66	0,006206	61,91	58	0,005242	0,0196	1,148	12831
Run 2	12,02	22,4	2803	0,8887	6164	67,82	0,006315	58,56	57,07	0,005314	0,01981	1,154	13006
Run 3	10,39	21,42	2709	0,8537	5924	66,62	0,006461	54,93	55,79	0,00541	0,02009	1,163	12500
Run 4	9,82	21,07	2621	0,826	5732	65,71	0,006584	51,86	54,8	0,005491	0,02033	1,162	12232
Run 5	9,953	21,14	2538	0,7991	5542	64,83	0,006713	49,13	53,85	0,005576	0,02057	1,162	12266
Run 6	10,71	20,7	2030	0,6401	4441	59,05	0,007627	34,4	47,72	0,006163	0,02233	1,162	12562
Run 7	10,24	20,17	1893	0,5973	4145	57,33	0,007935	30,74	45,94	0,006358	0,02292	1,168	12466
Run 8	10,46	20,02	1733	0,5468	3793	55,25	0,008352	26,67	43,78	0,006619	0,02373	1,169	12585
Run 9	9,828	18,82	1525	0,4826	3353	52,28	0,008965	21,81	40,81	0,006998	0,02493	1,165	12402
Run 10	9,2	18,11	1321	0,4188	2905	49,27	0,009737	17,32	37,78	0,007466	0,02645	1,164	12173
Run 11	8,764	16,99	1083	0,3436	2383	45,28	0,01091	12,69	33,88	0,008166	0,02881	1,161	12037
Run 12	8,509	15,02	738,5	0,2348	1630	38,46	0,01358	7,077	27,45	0,009694	0,03439	1,155	11988
	hi_agua	f_agua	DELTA_p_agua	m_dot_condensado	m_dot_condensado_med	omega_e	omega_s	omega_s_medido	q	q_mol	q_ssec	q_agua	UAmol
	[W/m²-K]	[-]	[Pa]	[kg/s]	[kg/s]	[kg/kgas]	[kg/kgas]	[-]	[W]	[W]	[W]	[m³/h]	[W/k]
Run 1	5558	0,02939	21441	0,001913	0,004674	0,01923	0,01714	0,01413	12631	6571	6061	10905	508,5
Run 2	5607	0,02928	21637	0,001806	0,005685	0,01921	0,01718	0,01281	12259	6200	6059	11634	485,6
Run 3	5504	0,0296	22059	0,002073	0,005549	0,0187	0,01628	0,01221	13303	7191	6112	13416	524,8
Run 4	5440	0,02977	22074	0,002355	0,005939	0,01877	0,01592	0,01158	14081	8195	5886	13591	578,8
Run 5	5448	0,02975	22074	0,002495	0,006005	0,01911	0,01599	0,0116	14321	8666	5655	13657	610,6
Run 6	5517	0,02956	22023	0,003123	0,004851	0,0204	0,01552	0,01282	14575	10819	3756	14679	796,6
Run 7	5504	0,02962	22274	0,003262	0,004715	0,02047	0,01501	0,01257	14727	11345	3382	15242	823,4
Run 8	5532	0,02955	22274	0,003034	0,004347	0,0204	0,01486	0,01245	13828	10566	3262	14316	788,8
Run 9	5485	0,02966	22170	0,002664	0,0035	0,01928	0,01376	0,01202	12372	9424	2948	13706	735,1
Run 10	5429	0,02981	22151	0,0024	0,003155	0,01883	0,0131	0,01129	11555	8567	2988	12497	665,4
Run 11	5393	0,02991	22080	0,002103	0,002579	0,01831	0,0108	0,01218	10210	7603	2607	11088	615,9
Run 12	5373	0,02994	21857	0,00144	0,00165	0,01685	0,01072	0,009821	7350	5349	2001	8283	506,2
	vel_face	Vel_agua_trecho	Fmol	Fsec	epsilon	NUT	T_o	DELTA_T_medido	DELTA_T_calculado				
	[m/s]	[m/s]	*100[%]	*100[%]	[-]	[-]	[C]	[C]	[C]				
Run 1	4,335	1,315	0,3197	0,6803	0,2987	0,3712	24,2	9,87	8,2				
Run 2	4,21	1,322	0,308	0,692	0,3084	0,3858	24,18	11,47	8,33				
Run 3	4,068	1,332	0,3464	0,6536	0,3013	0,374	23,63	12,43	9,1				
Run 4	3,937	1,331	0,39	0,61	0,2902	0,3565	23,69	13,23	9,47				
Run 5	3,812	1,332	0,4144	0,5856	0,2862	0,35	23,98	13,49	9,64				
Run 6	3,049	1,332	0,5844	0,4156	0,2449	0,2883	25,07	12,31	10				
Run 7	2,844	1,339	0,6267	0,3733	0,2328	0,2711	25,12	12,47	10,38				
Run 8	2,603	1,339	0,6242	0,3758	0,2468	0,2898	25,09	12,7	10,79				
Run 9	2,29	1,335	0,6362	0,3638	0,2581	0,3047	24,17	12,49	11,22				
Run 10	1,984	1,333	0,6249	0,3751	0,2873	0,3453	23,85	14,01	12,6				
Run 11	1,627	1,331	0,6488	0,3512	0,3039	0,3684	23,4	14,64	13,71				
Run 12	1,109	1,324	0,672	0,328	0,3529	0,4411	22,07	15,3	15,27				