

UNIVERSIDADE DO VALE DO RIO DOS SINOS - UNISINOS
UNIDADE ACADÊMICA DE GRADUAÇÃO
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

BRUNO ROZA MARTINS

**ANÁLISE EXPERIMENTAL E TEÓRICA DE UM TROCADOR DE CALOR DE
TUBOS E ALETAS PARA UMA UNIDADE DE TRATAMENTO DE AR**

SÃO LEOPOLDO
2018

BRUNO ROZA MARTINS

**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
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
2018

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente aos meus pais e irmã que não mediram esforços em me apoiar durante todo o trajeto acadêmico e que acreditaram que, com a minha dedicação, conseguiria finalizar mais essa etapa em minha vida, tornando-me engenheiro mecânico.

À minha orientadora, Dra. Jacqueline Biancon Copetti, pela sua paciência, dedicação em me ajudar nos experimentos, cálculos e valiosas sugestões, tornando possível a conclusão deste trabalho.

À minha empresa, BerlinerLuft, no qual tive apoio durante esse trajeto para realizar os procedimentos experimentais fornecendo o protótipo de teste.

Aos professores Mário Macagnan, Paulo Roberto Wander e Walter Fontana que me ajudaram a alcançar os objetivos no laboratório buscando solucionar problemas no funcionamento dos equipamentos.

Aos laboratoristas Anselmo e Willian e ao pessoal da maquetaria que forneceram auxílio fundamental para os testes.

RESUMO

A unidade de tratamento de ar (UTA) do tipo *fan-coil* apresenta características particulares quando comparada com outros sistemas tradicionais do mercado para climatização de ambientes. A exigência de altas capacidades de refrigeração em grandes locais comerciais e industriais, aliados a uma alta gama de configuração de componentes internos possíveis para construção da UTA conforme características técnicas exigidas por parte do projetista em grandes obras. O trocador de calor tubo aletado se encontra como um componente primordial para estas unidades, atuando no controle de temperatura, tanto para fazer a função de resfriamento quanto aquecimento do ar a ser insuflado nos recintos. O trabalho em questão trata-se da análise experimental de um trocador de calor focando na capacidade de transferência de calor, temperatura do ar na saída e a perda de carga no lado do ar. Como resultado, as comparações calculadas mostram o aumento da taxa de calor conforme o aumento da vazão do ar, sendo determinante na diminuição da variação da temperatura do ar. Critérios esses medidos e comparados com a teoria. Na variação da vazão de água, uma maior vazão determina maior variação da temperatura do ar. Por outro, maior é a taxa de calor obtida devido a maior quantidade de água exigida para a troca térmica.

Palavras-chave: Unidade de tratamento de ar (UTA). Conforto térmico. Trocador de calor tubo-aleta.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Desenho representativo dos componentes que compõem uma UTA.	21
Figura 2 – Renderização de uma UTA em programa computacional.....	22
Figura 3 – Sistema de tratamento de ar para abastecimento de plantas industriais.	22
Figura 4 – Desenho representativo de uma câmara de mistura.....	23
Figura 5 – Desenho isométrico do trocador de calor tubo-aletado.	26
Figura 6 – Representação estrutural da disposição de aletado em torno dos tubos.	28
Figura 7 – Vista frontal de aletas corrugadas montadas em tubos.....	28
Figura 8 – Representação de arranjo dos tubos em linha (a) e triangular (b) em uma aleta de placa contínua.	29
Figura 9 – Vista frontal de um tubo de cobre corrugado com ondulações sequenciais e geometria helicoidal sobre a superfície do tubo.	29
Figura 10 – Variação da temperatura do ar com o número de fileiras de tubos na direção do fluxo do ar considerando uma temperatura fixa de água gelada.	30
Figura 11 – Representação dos parâmetros para o trocador de calor tubo aletado..	34
Figura 12 – Matriz de aletas hexagonais.....	35
Figura 13 – Variação da perda de carga do ar com a velocidade de face e o número de fileiras.....	37
Figura 14 – Aleta corrugada em um arranjo de tubos.	40
Figura 15 – Variação da capacidade térmica do trocador com a variação da velocidade de face e do número de fileiras.	45
Figura 16 – Modelo de efetividade baseado na entalpia.	46
Figura 17 – Resistências elétricas para aquecimento do ar instaladas em uma UTA.	50
Figura 18 – Representação do ventilador com pás inclinadas para frente (a) e pás inclinadas para trás (b).	51
Figura 19 – Montagem de ventilador do tipo centrífugo de acoplamento indireto em uma UTA.	52
Figura 20 – Montagem de ventilador do tipo <i>plenum fan</i> de acoplamento direto em uma UTA.	52
Figura 21 – Túnel de vento, componentes e fluxo dos fluidos ar e água (LETEF). ...	58
Figura 22 – Ventilador de acoplamento direto no túnel de vento.	59
Figura 23 – Ventilador de insuflamento do ar visto de fora do túnel de vento.	59

Figura 24 – Difusor de ar montado no interior do túnel de vento.....	60
Figura 25 – Coletores de ar na entrada e saída do túnel de vento.....	60
Figura 26 – Placa de bocais montada no túnel de vento.....	61
Figura 27 – Representação explodida da seção de testes para montagem do trocador de calor.	62
Figura 28 – Montagem do trocador de calor na seção de testes.....	62
Figura 29 – Representação renderizada da seção de testes acoplada ao túnel de vento.	63
Figura 30 – Modelo <i>Chiller Scroll Inverter</i> – Série IAS (<i>Standard</i>).	64
Figura 31 – Representação de instrumentação da bancada de testes.	65
Figura 32 – Desenho do trocador de calor tubo aletado utilizado como estudo experimental.....	66
Figura 33 – Representação frontal e lateral do trocador de calor.....	67
Figura 34 – Variação da temperatura de bulbo seco com a variação da vazão de ar.	70
Figura 35 – Variação da temperatura de bulbo úmido com variação da vazão de ar.	71
Figura 36 – Variação da temperatura de água com a vazão de ar.....	72
Figura 37 – Taxa de calor transferida com a variação da vazão de ar.....	73
Figura 38 – Variação da taxa de condensação com a variação de vazão de ar.	73
Figura 39 –Perda de carga do trocador de calor com a variação da vazão de ar.	74
Figura 40 – Variação da temperatura de bulbo seco com a vazão de água.	75
Figura 41 – Variação da temperatura de bulbo úmido com a vazão de água.	75
Figura 42 – Variação da temperatura de água com a variação da vazão de água. ..	76
Figura 43 – Taxa de calor com a variação da vazão de água.....	77
Figura 44 – Taxa de massa de condensado com a variação de vazão de água.....	77
Figura 45 – Representação da condição de entrada e saída do ar na carta psicrométrica para diferentes vazões de ar: a) Teste 1; b) Teste 2; c) Teste 3; d) Teste 4; e) Teste 5; f) Teste 6 e g) Teste 7	78
Figura 46 – Representação da condição de entrada e saída do ar na carta psicrométrica para diferentes vazões de água: a) Teste 1; b) Teste 2; c) Teste 3; d) Teste 4; e) Teste 5 e f) Teste 6	80

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Temperaturas internas recomendáveis do ar no verão em recintos.....	17
Tabela 2 – Classe mínima de filtragem conforme aplicação.	24
Tabela 3 – Resistência térmica de fluidos para trocadores de calor.	32
Tabela 4 – Perda de carga no lado do ar conforme variação do número de fileiras e velocidade de face do ar.	37
Tabela 5 – Desempenho de um trocador de calor tubo-aletado conforme variação da velocidade de face do ar pelo número de fileiras de tubos.	45
Tabela 6 – Classificação do coeficiente global de transferência de calor para isolamento térmico.	54
Tabela 7 – Condutividade térmica de materiais isolantes em painéis para UTA.....	55
Tabela 8 – Classificação do fator de ponte térmica, K_b	55
Tabela 9 – Representação descritiva de componentes que compõem o túnel de vento.	58
Tabela 10 – Descrição da instrumentação que compõe a bancada de testes.	65

LISTA DE SIGLAS

ANVISA	Agência Nacional de Vigilância Sanitária
AHU	<i>Air Handling Units</i> (Unidade de Tratamento de Ar)
ANSI	<i>American National Standards Institute</i> (Instituto Nacional de Padrões Americanos)
ASHRAE	<i>American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers</i> (Sociedade Americana de Engenheiros de Aquecimento, Refrigeração e Ar Condicionado)
AVAC-R	Aquecimento, Ventilação, Ar Condicionado e Refrigeração
ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
DIN	<i>Deutsches Institut für Normung</i> (Instituto Alemão de Normalização)
HVAC	<i>Heating, ventilation and air-conditioning</i> (Aquecimento, ventilação e ar condicionado)
NBR	Normas Brasileiras de Regulação
NR	Normas Regulamentadoras
ISO	Organização Internacional de Normalização
MDF	Placa de fibra de média densidade
EPS	Poliestireno expandido
EPU	Poliuretano expandido
TR	Tonelada Refrigeração
UTA	Unidade de Tratamento de Ar

LISTA DE SÍMBOLOS

L_3	Altura do aletado [mm]
A_s	Área da seção de isolamento térmico a ensaiar [m ²]
A_o	Área de escoamento livre do ar [m ²]
A_e	Área de superfície externa [m ²]
A_i	Área de superfície interna [m ²]
A_{fr}	Área frontal [m ²]
$A_{sem\ aletas}$	Área sem aletas [m ²]
A_{aletas}	Área total da superfície de aletas [m ²]
A_{total}	Área total de transferência de calor [m ²]
$c_{p,ar}$	Calor específico do ar [kJ/kgK]
$c_{p,f}$	Calor específico do fluido frio [kJ/kgK]
$c_{p,h}$	Calor específico do fluido quente [kJ/kgK]
q_{aq}	Capacidade de aquecimento do ar [W]
$h_{e,ar}$	Coeficiente de transferência de calor convectivo com relação ao fluido externo [W/m ² K]
h_i	Coeficiente de transferência de calor convectivo com relação ao fluido interno [W/m ² K]
U	Coeficiente global de transferência de calor [W/m ² K]
β	Compacidade [m ² /m ³]
L_T	Comprimento total de tubos
L_t	Comprimento total do tubo [m]
UA	Condutância térmica [W/m ² K]
k_f	Condutividade térmica das aletas [W/mK]
d_c	Diâmetro do colarinho [mm]
d_e	Diâmetro externo do tubo [mm]
D_h	Diâmetro hidráulico [mm]
d_i	Diâmetro interno do tubo [mm]
η_f	Eficiência das aletas
η_s	Eficiência do conjunto [-]
s	Espaçamento entre aletas [mm]

t_f	Espessura da aleta [mm]
x_3	Espessura da chapa externa do gabinete [mm]
x_1	Espessura da chapa interna do gabinete [mm]
x_2	Espessura do isolamento entre as chapas [mm]
f	Fator de atrito de Darcy [-]
R_f	Fator de incrustação [m^2K/W]
$R_{f,e}$	Fator de incrustação externo [m^2K/W]
$R_{f,i}$	Fator de incrustação interno [m^2K/W]
K_b	Fator de ponte térmica
L_1	Largura do aletado [mm]
ρ_{ar}	Massa específica do ar [kg/m^3]
ρ_{ent}	Massa específica do ar na entrada do trocador [kg/m^3]
ρ_{sai}	Massa específica do ar na saída do trocador [kg/m^3]
N_f	Número de aletas
N_r	Número de fileiras de tubos
$N_{u,e}$	Número de Nusselt externo aos tubos [-]
$N_{u,i}$	Número de Nusselt interno aos tubos [-]
$P_{r,e}$	Número de Prandtl para o fluido externo aos tubos [-]
$P_{r,i}$	Número de Prandtl para o fluido interno aos tubos [-]
R_e	Número de <i>Reynolds</i> [-]
$R_{e,e}$	Número de Reynolds externo aos tubos [-]
$R_{e,i}$	Número de Reynolds interno aos tubos [-]
N_t	Número de tubos na altura
P_1	Passo entre tubos no eixo x [mm]
P_t	Passo entre tubos no eixo y [mm]
ΔP_{disp}	Perda de carga disponível [kPa]
ΔP_{ar}	Perda de carga do ar [kPa]
ΔP_{total}	Perda de carga total [kPa]
L_2	Profundidade do aletado conforme número de fileiras [mm]
ρ_e	Razão do raio da aleta
R_{cond}	Resistência condutiva da parede [K/W]
$R_{conv,c}$	Resistência convectiva do fluido frio [K/W]

$R_{conv,h}$	Resistência convectiva do fluido quente [K/W]
q_{total}	Taxa total de transferência de calor [W]
T_{bs}	Temperatura de bulbo seco [°C]
$T_{bs,ret}$	Temperatura de bulbo seco do ar de retorno [°C]
$T_{bs,ext}$	Temperatura de bulbo seco do ar externo [°C]
$T_{bs,mist}$	Temperatura de bulbo seco do ar misturado com ar externo e retorno [°C]
T_{bu}	Temperatura de bulbo úmido [°C]
$T_{bu,ret}$	Temperatura de bulbo úmido do ar de retorno [°C]
$T_{bu,ext}$	Temperatura de bulbo úmido do ar externo [°C]
$T_{bu,mist}$	Temperatura de bulbo úmido do ar misturado com ar externo e retorno [°C]
$T_{ar,e}$	Temperatura de entrada do ar [°C]
$T_{h,f}$	Temperatura de entrada do fluido frio [°C]
$T_{h,e}$	Temperatura de entrada do fluido quente [°C]
$T_{ar,s}$	Temperatura de saída do ar [°C]
$T_{h,f}$	Temperatura de saída do fluido frio [°C]
$T_{h,s}$	Temperatura de saída do fluido quente [°C]
ΔT_{min}	Variação da Temperatura média do ar interior com a máxima exterior [°C]
ΔT_{ar}	Variação de Temperatura do ar [°C]
\dot{m}_{ar}	Vazão mássica do ar [kg/s]
\dot{m}_e	Vazão mássica do fluido externo [kg/s]
\dot{m}_f	Vazão mássica do fluido frio [kg/s]
\dot{m}_h	Vazão mássica do fluido quente [kg/s]
Q_{ar}	Vazão volumétrica do ar [m ³ /h]
$Q_{ar,ret}$	Vazão volumétrica do ar de retorno [m ³ /h]
$Q_{ar,ext}$	Vazão volumétrica do ar externo [m ³ /h]
V_f	Velocidade de face do ar [m/s]
V_i	Velocidade do fluido interno [m/s]
G	Velocidade mássica do fluido externo [kg/sm ²]
ν_i	Viscosidade cinemática do fluido interno [m ² /s]
μ	Viscosidade dinâmica do fluido [Ns/m ²]
V	Volume total do trocador de calor [m ³]

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	13
1.1 OBJETIVOS	14
1.1.1 Objetivo Geral	14
1.1.2 Objetivos Específicos	15
1.2 JUSTIFICATIVA	15
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	16
2.1 CLIMATIZAÇÃO	16
2.1.1 Conceitos de Condicionamento de Ar	16
2.1.2 Aplicações do Condicionamento do Ar	18
2.1.3 Normas de Conforto Térmico	19
2.2 UNIDADE DE TRATAMENTO DE AR	19
2.2.1 Caracterização e Funcionamento de uma Unidade de Tratamento de Ar	20
2.2.2 Câmara de Mistura de Ar Externo e Ar de Retorno	23
2.2.3 Filtragem de Ar para Insuflamento em Recintos	24
2.2.4 Trocador de Calor Tubo-Aletado	25
2.2.4.1 Especificação de Superfícies Aletadas para Área de Climatização	27
2.2.4.2 Especificação Construtiva de Tubos para Área de Climatização	28
2.2.4.3 Número de Fileiras de Tubos	30
2.2.4.4 Fator de Incrustação de Flúidos	31
2.2.4.5 Equacionamento para Trocador de Calor Tubo Aletado	32
2.2.4.5.1 <i>Áreas de Troca Térmica</i>	32
2.2.4.5.2 <i>Eficiência Térmica</i>	34
2.2.4.5.3 <i>Perda de Carga no Lado do Ar</i>	36
2.2.4.5.4 <i>Coeficiente Global de Transferência de Calor</i>	41
2.2.4.5.5 <i>Coeficiente de Transferência de Calor Convectivo para o Escoamento Interno</i>	42
2.2.4.5.6 <i>Coeficiente de transferência de calor convectivo para o escoamento externo</i>	43
2.2.4.5.7 <i>Capacidade de Refrigeração</i>	44
2.2.5 Resistências de Aquecimento	49
2.2.6 Ventilação para Condicionamento do Ar	50
2.2.7 Isolamento Térmico da Unidade de Tratamento de Ar	53
3 METODOLOGIA	57

3.1 BANCADA DE TESTES	57
3.1.1 Túnel de Vento.....	57
3.1.1.1 Seção de testes.....	61
3.1.2 Chiller Scroll Inverter	63
3.1.3 Instrumentação e Sistema de Aquisição de Dados.....	64
3.2 TROCADOR DE CALOR TUBO ALETADO	66
3.3 TESTES REALIZADOS.....	67
3.4 TRATAMENTO DE DADOS	68
4. ANÁLISE DOS RESULTADOS	69
4.1 EFEITO DA VARIAÇÃO DA VAZÃO DE AR	69
4.2 EFEITO DA VARIAÇÃO DA VAZÃO DE ÁGUA	74
4.3 EFEITO DA VARIAÇÃO DA VAZÃO DE AR NA CARTA PSICOMÉTRICA.....	78
4.4 EFEITO DA VARIAÇÃO DA VAZÃO DE ÁGUA NA CARTA PSICOMÉTRICA...	79
5. CONCLUSÃO	82
5.1 RECOMENDAÇÕES DE TRABALHOS FUTUROS	83
REFERÊNCIAS.....	84
ANEXO A – CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DO CHILLER SCROLL INVERTER	88
ANEXO B – CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DO TROCADOR DE CALOR CONFORME FABRICANTE	89
APENDICE A – RESULTADOS TEÓRICOS PARA VARIAÇÃO NA VAZÃO DE ÁGUA.....	90
APENDICE B – RESULTADOS TEÓRICOS PARA VARIAÇÃO NA VAZÃO DE AR	91
APENDICE C – RESULTADOS EXPERIMENTAIS PARA DIFERENTES CONDIÇÕES DE VAZÃO DE AR E ÁGUA	92

1 INTRODUÇÃO

A refrigeração é o processo de remoção de calor de um ambiente e/ou produto e sua aplicação na indústria atinge uma alta gama de setores, desde o alimentício para preservação de alimentos até o conforto térmico de ambientes. Historicamente, o processo de refrigeração se deu na necessidade de se produzir gelo artificial em larga escala, devido à alta demanda e a necessidade em substituir o gelo natural (provenientes de lagos ou geleiras) em meados de 1880 no sul dos Estados Unidos. Com o desenvolvimento dos processos de refrigeração, a indústria percebeu a necessidade doméstica para uso de refrigeradores em residências em meados de 1920. A partir da década de 1920, a movimentação na indústria de ar condicionado para setores comerciais e alguns domésticos começa a aparecer, ampliando o leque de utilidades da refrigeração na sociedade.

A área térmica relacionada à climatização vem crescendo constantemente nos últimos anos. Desde 1920 a implantação da automação e a ideia de aperfeiçoamento dos equipamentos quanto a sua eficiência vem agregando maior qualidade nos produtos fornecidos. Dentre os fatores para tal fato estão as grandes construções e reformas civis muito difundidas no mercado. Muito condicionado ao grande porte exigido em tais projetos estão as Unidades de Tratamento de Ar (UTA/*fan-coil*) com a finalidade de atender a demanda na área de climatização.

Segundo o relatório da Febrava 2017 (Feira Internacional de Refrigeração, Ar condicionado, Ventilação e Tratamento do ar) (*Post Show Report*, 2017), o evento sediado em São Paulo em meados de setembro de 2017 é considerado o mais importante da cadeia de AVAC-R (aquecimento, ventilação, ar condicionado e refrigeração) da América Latina e alcançou o número de 280 empresas expositoras de produtos das áreas abrangentes. Além disso, 28.000 visitantes foram computados no sistema. Considerando que a feira dura 4 dias, a densidade mostra uma média 7.000 pessoas por dia, enfatizando o crescimento e interesse na área de climatização.

Sabe-se que as principais condições de uso de uma UTA se dá pela exigência da capacidade térmica em grandes áreas e do nível de filtragem de impurezas, conforme o local de instalação e operação. Além disso, o controle de vazão de ar, umidade, resfriamento e aquecimento garantem o projeto personalizado, se diferenciando de outros equipamentos climatizados. Dentre os componentes que compõem a UTA, destaca-se o trocador de calor tubo aletado.

Trocadores de calor são equipamentos cuja função é realizar a troca de calor entre dois fluidos, cujas temperaturas são distintas. Sua construção pode apresentar diversas características conforme a aplicação do mesmo. O tipo trocador de calor aletados se remete ao modelo utilizado em UTA, se diferenciando dos demais pela elevada relação entre área de troca e o volume do mesmo, também conhecido como compacidade.

A necessidade comercial e industrial quanto à climatização de ambientes é crescente. O uso de equipamentos que atendam a demanda e especificação exigida por projetistas é essencial para atingir esse objetivo. O trocador de calor tubo aletado em conjunto com uma unidade de tratamento de ar surge como um equipamento eficiente quanto à necessidade para uma alta capacidade de troca térmica entre ar com fluidos refrigerantes.

A indústria de trocadores de calor possui ferramentas, incluindo *softwares*, capazes de calcular e prever a capacidade de transferência de calor para determinadas condições térmicas de entrada (*input*), fornecendo um valor de saída (*output*) para a temperatura de insuflamento do ar. Porém, a disponibilidade destas ferramentas é limitada apenas aos próprios fornecedores, não sendo disponibilizada aos clientes, que na maioria das vezes se trata de indústrias do segmento de refrigeração industrial, comercial e conforto térmico.

Tendo em vista a crescente demanda de projetos de climatização que necessitam de conceitos e dados térmicos como exigência, nesse trabalho, será desenvolvido um estudo comparativo quanto ao desempenho de um trocador de calor aletado, levando em consideração as condições de entrada do ar e água e os valores de saída serão medidos e comparados em uma metodologia de cálculo.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo Geral

O objetivo geral deste trabalho é analisar experimentalmente um trocador de calor tubo aletado desenvolvido para trabalhar com água gelada como fluido refrigerante, nas condições de operação de uma UTA.

1.1.2 Objetivos Específicos

Os objetivos específicos deste trabalho são:

- a) analisar a capacidade de refrigeração do trocador de calor, as condições de saída do ar e da água;
- b) comparar os resultados experimentais da temperatura do ar na saída do trocador de calor com o teórico considerando o modelo específico de trocador;
- c) relacionar a metodologia de cálculo baseado na transferência de calor e massa.

1.2 JUSTIFICATIVA

O presente trabalho foi desenvolvido pela busca das condições de saída do ar e água no processo de resfriamento do ar em um trocador de calor tubo aletas. Além disso, a capacidade de refrigeração necessária para o resfriamento é parte significativa do custo de operação para *fancoils* na área industrial e comercial. Dessa forma, com os valores obtidos e a partir de uma analogia proposta para transferência de calor e massa será proposto a capacidade de refrigeração necessária sobre algumas condições de entrada.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 CLIMATIZAÇÃO

Neste tópico serão abordados conceitos sobre a área de climatização, condicionamento de ar, aplicações de condicionamento do ar e normas de conforto térmico.

2.1.1 Conceitos de Condicionamento de Ar

Stoecker e Jabardo (2002) dividem o condicionamento do ar em duas categorias: conforto e industrial. Enquanto o conforto visa as pessoas, o industrial satisfaz as condições de processo. A grande diferença entre as duas se dá pelo grau de precisão exigido pela área industrial, tendo como função a condição de precisão de temperatura e umidade em determinados processos industriais.

Segundo Frota e Schiffer (2001) o funcionamento do organismo do ser humano está relacionado com a sua adaptação entre as condições de conforto térmico. O corpo humano é um sistema termodinâmico, sendo comparado inclusive a uma máquina térmica no que diz respeito à produção de calor conforme sua atividade. Sua condição de conforto térmico está submetida a sua temperatura corporal na ordem dos 37°C. Dessa forma, o indivíduo necessita liberar o calor gerado por sua atividade para garantir a manutenção de sua temperatura interna.

Segundo a norma ANSI (*American National Standards Institute*) /ASHRAE (*American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*), o conforto térmico é a condição que expressa a satisfação do ser humano quanto a sua percepção com o ambiente térmico, podendo variar conforme fisiologia e psicologia de cada indivíduo. Dessa forma, as condições ambientais necessárias para o conforto térmico não são necessariamente iguais para todos (ANSI/ASHRAE Standard 55, 2013).

A NBR (Normas Brasileiras de Regulação) define que o condicionamento do ar exige a limitação de valores preestabelecidos das grandezas discriminadas e representativas das condições que devem coexistir nos recintos, em um determinado período em que se considera a aplicação do processo (ABNT - NBR 6401,1980).

As condições para os recintos segundo a norma estão listadas a seguir:

- a) temperatura de bulbo seco do ar;
- b) umidade relativa do ar (obtida pela retirada ou colocação de vapor de água no ar);
- c) movimentação do ar (ventiladores, difusores e dutos);
- d) grau de pureza do ar (filtração);
- e) nível de ruído admissível (uso de atenuadores caso haja necessidade);
- f) porcentagem ou volume de renovação do ar.

As temperaturas de bulbo seco e umidade do ar de verão e inverno são padronizadas conforme local e atividade pela NBR 6401 (1980). A Tabela (1) ilustra os valores para condições internas em ambientes durante a estação do verão. Neste caso, dependendo de cada local de instalação há um valor recomendável para temperatura e umidade. Os índices aplicados são para áreas de escolas, residências, lojas, cinemas, bibliotecas e museus. Alguns desses locais possuem algumas limitações especiais para tais condições, e podem variar conforme legislação ou nível de segurança, como é o exemplo do fator umidade em relação a alguns locais como biblioteca na qual influenciará no desgaste de documentos.

Tabela 1 – Temperaturas internas recomendáveis do ar no verão em recintos.

Finalidade	Local	Recomendável		Máxima	
		TBS (°C)	UR (%)	TBS (°C)	UR (%)
Conforto	Residências	23 a 25	40 a 60	26,5	65
	Hotéis				
	Escritórios				
	Escolas				
Lojas de curto tempo de ocupação	Bancos	24 a 26	40 a 60	27	65
	Lojas				
	Supermercados				
Ambientes com grandes cargas de calor latente e/ou sensível	Teatros	24 a 26	40 a 65	27	65
	Cinemas				
	Bares				
	Restaurantes				
	Bibliotecas				
Locais de reuniões com movimento	Boates	24 a 26	40 a 65	27	65
	Salões de festa				
	Casas noturnas				
Ambientes de arte	Depósitos de livros e obras	21 a 23	40 a 50	-	-
	Museus e galerias de arte	21 a 23	50 a 55	-	-

Fonte: adaptado da ABNT - NBR 6401 (1980, p. 2).

Para o parâmetro sobre as condições de temperatura e umidade do ar durante o inverno para as condições ideais de conforto térmico, a norma NBR 6401 indica uma temperatura de bulbo seco de 20°C a 22°C e uma umidade relativa de 35 a 65%.

A NR17 (2007) fundamenta que os locais de trabalho onde há necessidade intelectual e atenção constante, como salas de controle, laboratórios, escritórios, salas de projeto, são recomendadas condições térmicas diferentes, tais como:

- a) temperatura efetiva entre 20°C e 23°C;
- b) umidade relativa do ar não inferior a 40%.

A NBR 16401 (2008) determina que os parâmetros ideais para conforto térmico durante o verão devem seguir na ordem de 22,5 a 26 °C de temperatura operativa interna, e com a umidade relativa de 35 a 65%. Para as condições de inverno, as temperaturas operativas devem estar em torno de 21 a 24 °C em conjunto com uma umidade de 30 a 60%.

Cada norma possui seus detalhes e critérios de cálculo de forma a explicar os conceitos adotados para seguir determinados valores. Algumas condições como vestimenta de indivíduos, velocidade do ar no recinto, isolamento de paredes são fatores que influenciam na metodologia de cálculo, e proporcionam as variáveis contribuintes de cada norma em questão.

2.1.2 Aplicações do Condicionamento do Ar

As unidades de condicionamento de ar estão ligadas a aplicações de conforto térmico. As pessoas vivem em ambientes diferentes em relação às estações do ano e a localização geográfica. Esse diferencial, mostra as condições por elas vividas com a variação térmica de cada local e estação. Para esses efeitos, a razão do uso do condicionamento de ar é baseada em condições climáticas.

A climatização é utilizada como conforto em ambientes como residências, escritórios, comércio em geral, etc., ou então, em ambientes industriais para o controle de variáveis de processo em áreas como tecelagem, gráfica e eletrônica. A ventilação se dá pelo controle da temperatura do ar em um recinto, limitado à temperatura do ar exterior, ou seja, a energia térmica gerada no interior do recinto (pessoas, equipamentos, etc.) será removida e renovada pelo ar exterior quando as condições térmicas do ar externo forem ideais para a renovação quanto a sua temperatura. A

remoção de poluentes e odores do interior de ambientes também é conveniente a linhas industriais.

2.1.3 Normas de Conforto Térmico

Ao longo da história no avançar tecnológico e desenvolvimento de novos recursos na refrigeração e climatização, os fatores padronizados foram sendo perfilados. Essa ordenação de padrões foi difundida em normas, que por sua vez, tinham a função de equiparar valores e/ou condições em parâmetros pré-estabelecidos. A norma ANSI/ASHRAE Standard 55 (2013) determina condições térmicas aceitáveis em espaços naturalmente ventilados, ou seja, nesses espaços é necessário o uso de janelas operantes para uso por parte dos ocupantes. Além disso, a norma aborda seis fatores primários que devem ser considerados ao definir as condições de conforto: taxa metabólica, isolamento da roupa, temperatura do ar, temperatura de radiação, velocidade do ar e umidade.

A taxa metabólica é considerada uma variável conforme o nível de atividade de cada indivíduo e é definida pela ANSI/ASHRAE Standard 55 (2013) como a taxa de transformação de energia química em calor e trabalho mecânico diante de atividades metabólicas de cada indivíduo. A norma também descreve que o isolamento da roupa é definido pela resistência à transferência de calor sensível. Os demais fatores são considerados variáveis ambientais de acordo com região, clima e estação.

Segundo a ISO 7730 (2005), é possível prever, diante de métodos analíticos e interpretativos, a sensação térmica geral e o grau de desconforto (insatisfação térmica) de indivíduos expostos a ambientes térmicos moderados.

Voltani e Labaki (2008) esclarecem que na última edição da norma foram adicionados novos métodos, maiores informações sobre desconforto térmico local, condições do estado não-estacionário, indicação de categorias de conforto térmico, isolamento térmico da vestimenta, adaptação, umidade e velocidade do ar.

2.2 UNIDADE DE TRATAMENTO DE AR

As exigências humanas quanto à climatização de ambientes, associadas às características térmicas de materiais e premissas em projetos arquitetônicos quanto a

climas particulares, proporciona condições de projetar construções cuja resposta térmica atenda às exigências de conforto térmico. (FROTA e SCHIFFER, 2001).

Este tópico explicará as características e o uso conceitual de uma Unidade de Tratamento de Ar, destacando os principais componentes que compõem e o uso para a área de climatização.

2.2.1 Caracterização e Funcionamento de uma Unidade de Tratamento de Ar

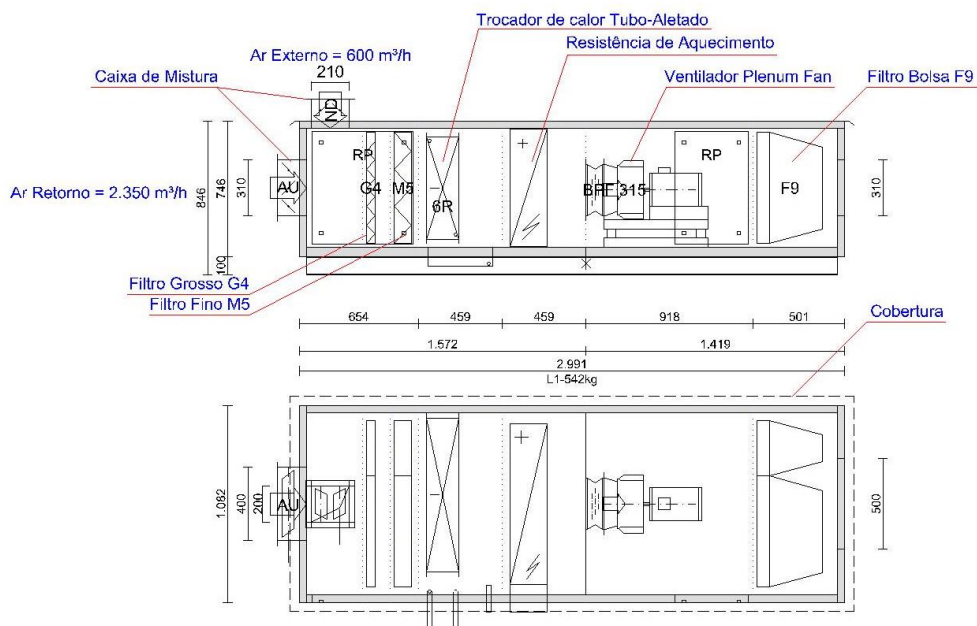
O sistema de tratamento de ar formado por aquecimento, ventilação e ar condicionado (AVAC), ou então referenciado como HVAC (*Heating, Ventilation and Air-Conditioning*) está cada vez mais difundido no mercado, oferecendo diversidade de produtos conforme a utilização e grau de capacidade e precisão do equipamento. Seu uso é extremamente importante quanto às condições confortáveis e seguras aos operadores em fábricas e laboratórios. Além de tratar o ar tanto no insuflamento no interior do laboratório, quanto na exaustão do mesmo ao ambiente, o sistema propicia conforto e qualidade no interior de recintos, e atua na remoção de contaminantes e na renovação do ar. (ANVISA, 2013).

As unidades de tratamento de ar (UTA), também conhecidas como AHU (*Air Handling Units*) são equipamentos constituídos por uma estrutura metálica com painéis isolantes térmicos, sendo utilizados no tratamento do ar em diversas aplicações, tais como: salas limpas, indústria alimentícia, hospitais, shoppings e aeroportos. Este tipo de equipamento engloba diversos componentes e funções de ventilação mecânica e condicionamento de ar. Os sistemas mais utilizados para UTA podem ter funcionalidades de aquecimento e/ou resfriamento, em conjunto com um ventilador, umidificador, desumidificador, atenuador de ruídos, recuperador de energia e câmara de mistura em recirculação de ar para renovação. (DE BRITO, 2010).

A NBR 7256 (2005) informa que a UTA deve ter como característica construtiva um gabinete com paredes internas lisas e com fácil acesso para limpeza. Os painéis com isolamento térmico, geralmente poliuretano, são instalados em dupla parede metálica protegidas contra corrosão devido a uma possibilidade de condensação interna. O painel removível deve ter vedação que assegure estanqueidade do gabinete.

A Figura (1) apresenta uma unidade de tratamento de ar considerando os principais componentes.

Figura 1 – Desenho representativo dos componentes que compõem uma UTA.



A máquina em questão é constituída por uma caixa de mistura, também conhecida como câmara de mistura, filtragem de aspiração, trocador de calor tubo-aletado, aquecimento elétrico, ventilador e filtragem de insuflamento. Neste caso, o ar entra em duas aberturas, sendo uma do ar externo e outra de retorno do ambiente interno. Sua mistura será dada obtendo uma temperatura de mistura. O ar passará por uma seção de filtragem eliminando algumas partículas sólidas e após, irá ser resfriado pelo trocador de calor. O aquecimento elétrico aquecerá o ar no inverno ou então poderá ser adaptado para a desumidificação do ar pós trocador de calor. O ventilador irá realizar o processo de insuflamento e terá seu cálculo baseado na perda de carga dos dutos e de cada componente interno a UTA. Por fim, terá a última seção de filtragem com a função de eliminação de partículas mais finas antes do ar entrar no recinto.

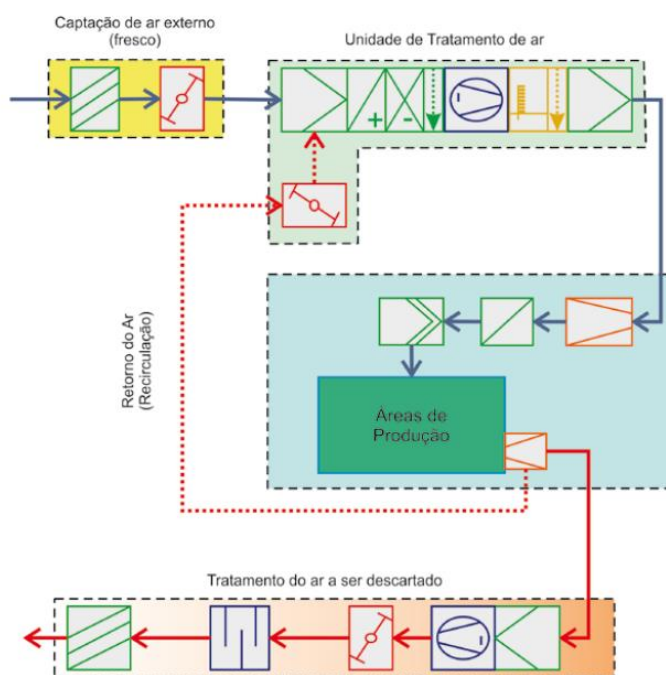
A Figura (2) é uma representação da UTA editada pelo *software* “SolidWorks”. Na figura se tem a saída dos coletores de admissão de água gelada saindo para fora da máquina. É possível identificar os módulos de acesso para manutenção, destacando os painéis que possuem fecho rápido para acesso e futura limpeza de cada parte da estrutura ou então troca de componentes internos, bem como filtros saturados ou do conjunto do ventilador, como motor e correias.

Figura 2 – Renderização de uma UTA em programa computacional.



Para as áreas industriais um sistema AVAC é representado na Figura (3), que ilustra os equipamentos utilizados e a distribuição do fluxo do ar no sistema. A etapa inicia na captação do ar externo em um sistema de pré-filtragem. O ar é processado posteriormente pela UTA sendo seu resfriado e/ou aquecido e insuflado no recinto, neste caso, na área de produção. Em seguida, o processo terá duas variáveis, uma é o retorno do ar interno à UTA no processo de mistura com ar externo, e a outra é o tratamento do ar a ser descartado no ambiente externo. Esse último processo muitas vezes é utilizado para filtragem do ar com intuito de evitar que partículas nocivas possam prejudicar o ar exterior, evitando poluição e seguindo exigências de normas ambientais regulamentadas.

Figura 3 – Sistema de tratamento de ar para abastecimento de plantas industriais.



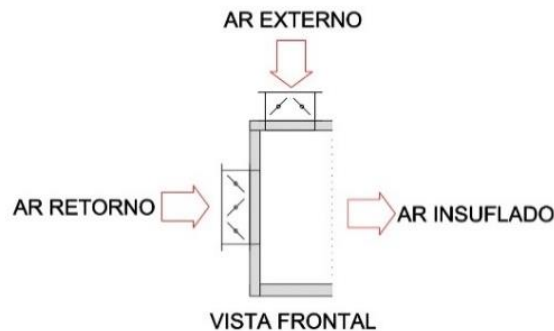
Fonte: Anvisa (2013, p. 10).

2.2.2 Câmara de Mistura de Ar Externo e Ar de Retorno

A câmara de mistura é onde acontece a mistura de uma porção do ar de retorno do ambiente climatizado com uma porção de ar exterior para renovação do ar (De Brito, 2010). Considerando este tipo de UTA como sendo duas vias, sua utilização favorece no reaproveitamento e acondicionamento do ar insuflado no ambiente interno. Fazendo a mistura com o ar do ambiente interno, o ar terá uma temperatura menor em contato com o trocador de calor, diminuindo a variação de temperatura final e a capacidade de refrigeração do *chiller* para a mesma condição final.

Na Figura (4) podemos visualizar uma imagem de uma câmara de mistura com os bocais de aspiração do ar externo e retorno. A mistura é feita em seu interior e segue até o trocador de calor tubo-aletado para ser resfriado e futuramente insuflado no recinto.

Figura 4 – Desenho representativo de uma câmara de mistura.



Com essa configuração haverá uma mistura de ar, que fará uma diminuição na temperatura de entrada, logo exigindo menor capacidade de resfriamento no trocador de calor.

As temperaturas de bulbo seco, $T_{bs,mist}$, e bulbo úmido, $T_{bu,mist}$, da mistura entre o ar externo e o ar de retorno são dadas pelas Equações (1) e (2), respectivamente.

$$T_{bs,mist} = \frac{[(Q_{ar,ret}T_{bs,ret}) + (Q_{ar,ext}T_{bs,ext})]}{Q_{ar,total}} \quad (1)$$

$$T_{bu,mist} = \frac{[(Q_{ar,ret}T_{bu,ret}) + (Q_{ar,ext}T_{bu,ext})]}{Q_{ar,total}} \quad (2)$$

onde $Q_{ar,ret}$ é a vazão volumétrica de retorno, $T_{bs,ret}$ é a temperatura de bulbo seco do ar de retorno, $Q_{ar,ext}$ é a vazão volumétrica de ar externo, $T_{bs,ext}$ é a temperatura de bulbo seco de ar externo e $Q_{ar,total}$ é a vazão volumétrica total do sistema. A Equação (2) apresenta a mesma formulação, mas com dados de temperatura de bulbo úmido. A relação entre as temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido indicará a umidade relativa do ar que entrará no trocador de calor.

2.2.3 Filtragem de Ar para Insuflamento em Recintos

A NBR 16401-3 (2008) cita como filtragem o processo de redução da acumulação de poluentes nos equipamentos e dutos do sistema, contribuindo dessa forma na redução da concentração de partículas sólidas em suspensão como poeiras, pólenes, bolores e bactérias no recinto condicionado a fim de tornar o ar a condições aceitáveis para conforto. Para isso, a norma indica níveis de filtragem conforme aplicação do condicionamento do ar. Em alguns casos específicos como laboratórios, há outras normas referentes a essas situações em especiais. Para aplicações comuns ou semelhantes a Tabela (2) apresenta uma listagem básica quanto ao grau de exigência na filtragem de partículas.

Tabela 2 – Classe mínima de filtragem conforme aplicação.

Aplicação típica	Classe
Supermercado, <i>mall</i> de centros comerciais, agências bancárias e de correios, lojas comerciais e de	G4
Escritórios, sala de reunião, CPD, sala de digitação, <i>call center</i> , consultórios	F5
Aeroporto - saquão, salas de embarque	F5
Aeroporto - torre de controle	G3 + F6
Biblioteca, museu - áreas do público	F5
Biblioteca, museu - exposição e depósito de obras sensíveis	G3 + F8
Hotéis 3 estrelas ou mais - apartamentos, <i>lobby</i> , salas de estar, salões de convenções	F5
Hotéis - outros, motéis - apartamentos	G4
Teatro, cinema, auditório, locais de culto, sala de aula	F5
Lanchonete, cafeteria	G4
Restaurante, bar, salão de coquetel, discoteca, danceteria, salão de festas, salão de jogos	F5
Ginásio (áreas do público), <i>fitness center</i> , boliche, jogos eletrônicos	G4
Centrais telefônicas - sala de comutação	G3 + F6
Residências	G3
Sala de controle - ambiente eletrônico sensível	G3 + F6
Impressão - litografia, <i>offset</i>	G3 + F7
Impressão - processamento de filmes	G3 + F8

Fonte: adaptado da NBR 16401-3 (2008, p. 11).

Os filtros da Tabela (2) são classificados como grosso (G) e fino (F). Os filtros grossos são os responsáveis por reter partículas sólidas mais grossas, enquanto os

finos dispõem da função de reter partículas sólidas mais finas. Logo, o filtro grosso é utilizado para casos onde não haja tamanha necessidade de filtração, enquanto o filtro fino é mais comumente utilizado para maiores exigências de filtração de impurezas. Há mais situações específicas quanto à necessidade de filtros especiais, como é o exemplo dos chamados filtros absolutos. Neste caso, são considerados normas especiais onde há extrema necessidade de filtração, sendo muito utilizados em laboratórios químicos e salas de cirurgia.

2.2.4 Trocador de Calor Tubo-Aletado

Os trocadores de calor aletados podem ser compactos ou não. Os compactos são aqueles em que a relação entre área de troca e volume é elevada, atendendo a restrições de projeto quanto a tamanho e peso. São equipamentos relativamente menores que os trocadores convencionais e promovem uma alta taxa de transferência de calor entre dois fluidos, geralmente ar e água, ou então, ar e um refrigerante. (DE SOUZA e MANZELA, 2015).

Conforme Thulukkanam (2013), trocadores de calor aletados compactos são utilizados em uma variedade de aplicações, como as indústrias automotivas, ar condicionado, refrigeração eletrônica, processos de recuperação de calor, aeronaves e conservação de energia térmica. Sua aplicação se deve ao fato de uma corrente de fluido está em uma pressão mais alta ou então tem um coeficiente de transferência de calor maior se comparado com a outra corrente de fluido. Os fluidos escoam em fluxo cruzado sendo o líquido no interior dos tubos, enquanto o ar passa no exterior entre as aletas.

O projeto construtivo dos trocadores de calor tubo-aletados se difere dos demais quanto a complexidade e variáveis como circuitagem, disposição dos tubos, projeto de aletas, materiais empregados e dimensional.

Conforme Mitrovic (2012), os tubos do trocador de calor sofrem com condensação devido ao contato do ar quente com a superfície fria do tubo. A velocidade de face do ar V_f deve ser limitada no máximo a 2,5 m/s, de forma a evitar o transporte das gotas de condensado às demais seções do equipamento. Comercialmente, essa característica é mais conhecida como arraste de água em tubos.

A velocidade de face do ar no trocador de calor é dada pela Equação (3):

$$v_{f,ar} = \frac{Q_{ar}}{A_{fr}} \quad (3)$$

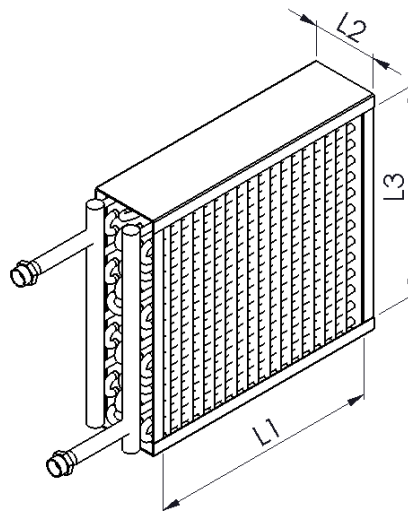
onde Q_{ar} é a vazão volumétrica do ar do ar e A_{fr} é a área frontal do trocador de calor sendo calculada considerando a largura L_1 e altura L_3 do trocador conforme Equação (4).

$$A_{fr} = L_1 L_3 \quad (4)$$

A velocidade da água gelada no tubo possui suas limitações. Com o aumento da velocidade do fluido, haverá o aumento da taxa de transferência de calor. Porém, a perda de carga também aumentará, causando um alto custo de bombeamento do fluido. Além disso, problemas mecânicos como vibração e erosão poderão ocorrer. Janna (2017) estabelece que para selecionamento ideal de bombas hidráulicas, a velocidade da água esteja entre 1,4 m/s e 2,8 m/s. Wang (2001) estabelece uma velocidade de 1,2 m/s para uma tubulação ≤ 50 mm.

Na Figura (5) pode-se visualizar em vista isométrica o trocador de calor tubo aletado com arranjo triangular e constituído por aletas de placas, indicando as cotas L_1 largura, L_2 profundidade e L_3 altura do trocador de calor.

Figura 5 – Desenho isométrico do trocador de calor tubo-aletado.



Quanto à compactidade, β , também conhecida como densidade de área para transferência de calor, varia conforme a aplicação e fluidos. Conforme Shah e Sekulić

(2003), um trocador de calor tubular compacto para troca gás-líquido se caracteriza quando $\beta \geq 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$. Quando a troca for entre líquidos o critério é $\beta \geq 400 \text{ m}^2/\text{m}^3$.

A compacidade, β , é dada pela Equação (5).

$$\beta = \frac{A_{total}}{V} \quad (5)$$

onde A_{total} é a área total de transferência de calor e V é o volume total do trocador de calor.

2.2.4.1 Especificação de Superfícies Aletadas para Área de Climatização

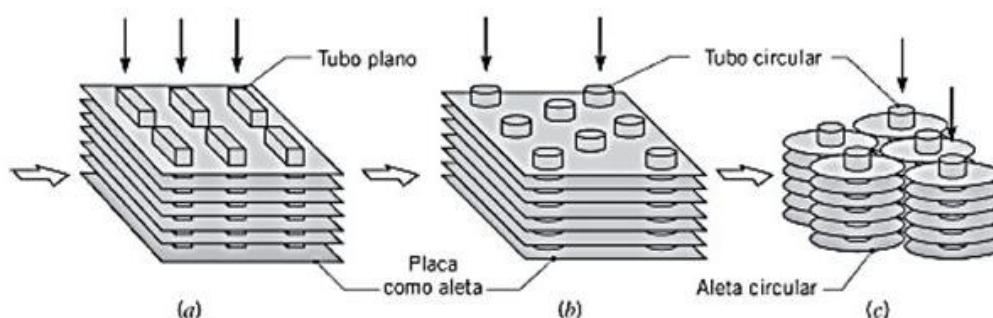
O uso de superfícies aletadas permite o aumento da área de troca térmica por convecção. As aletas podem ser de diferentes geometrias, podendo ser em placas metálicas, onduladas (corrugadas) ou usinadas na superfície dos tubos. Sua montagem junto aos tubos pode ocorrer por meio de soldagem direta ou colocadas nos tubos, sendo expandida por pressão interna dos tubos, de forma que as aletas penetrem na superfície do tubo. Sempre deve ser garantido um bom contato térmico tubo e aleta.

Segundo Moran et al. (2005), a condutividade térmica das aletas k_f é um fator importante para a distribuição da temperatura sobre sua superfície, afetando diretamente no aumento da taxa de transferência de calor. Assim, quanto maior a condutividade, relacionada a materiais como cobre e alumínio, por exemplo, menor a variação de temperatura da base até a extremidade da aleta. Comercialmente, o uso do alumínio é o principal material construtivo das aletas devido sua condutividade térmica para tarefas criogênicas, leveza do material, preço e ductilidade para o fácil trabalho em cima delas. O uso de outros materiais como o aço inoxidável e ligas de níquel são condicionados em serviços de alta temperatura e/ou quando há uma restrição de projeto térmico a nível de legislação quanto a possíveis normas de segurança em indústrias alimentícias para climatizadores.

O trocador de calor, com a estrutura tubular aletado pode possuir, basicamente, três formas de composição em seu desenho. A Figura (6) representa as três formas características. O primeiro caso (a) representa tubos planos com placas contínuas

como aletas. O segundo caso (b) representa tubos circulares com placas contínuas como aletas. O terceiro caso (c) representa tubos circulares com aletas circulares.

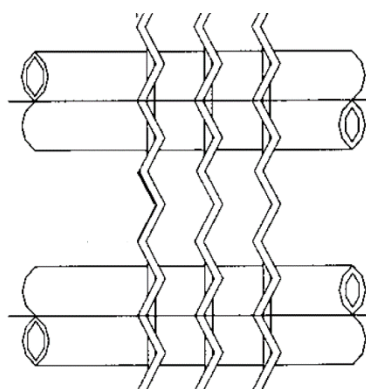
Figura 6 – Representação estrutural da disposição de aletado em torno dos tubos.



Fonte: Incropera et al. (2008).

Os formatos das aletas na construção ao entorno dos tubos podem possuir vários arranjos construtivos dependendo da sua aplicação. Na área da climatização focada em UTA, são consideradas as aletas de placa corrugadas devido ao aumento da turbulência, o que resultará no aumento da transferência de calor. A Figura (7) representa uma vista do formato das aletas de placas contínuas e corrugadas montadas nos tubos.

Figura 7 – Vista frontal de aletas corrugadas montadas em tubos.



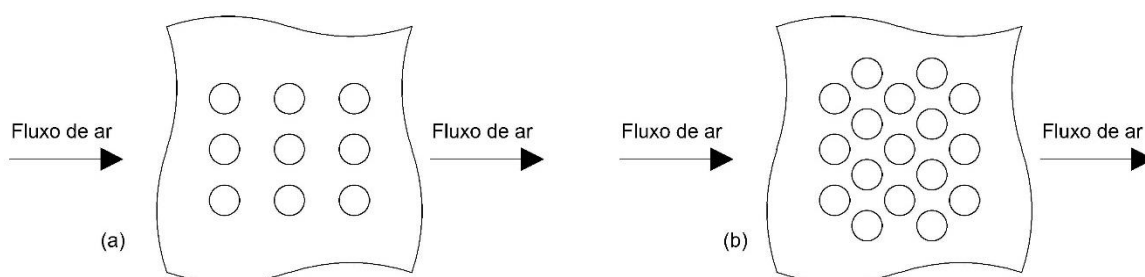
Fonte: Shah e Sekulić (2003).

2.2.4.2 Especificação Construtiva de Tubos para Área de Climatização

Segundo Thulukkanam (2013), o arranjo dos tubos é classificado em dois tipos, tanto para aletas de placas, como para aletas circulares: o arranjo alinhado (a) e o arranjo triangular (b), ambos ilustrados na Figura (8). A diferença construtiva entre

ambos, é que no arranjo triangular o espaçamento entre tubos na largura é a metade do passo transversal, mantendo-se o espaçamento na altura entre os tubos. Como há uma maior compactação e maior valor de transferência de calor nos arranjos triangulares, seu uso na indústria é maior do que o arranjo alinhado. Em contrapartida, seu desempenho poderá cair, levando-se em conta que o arranjo triangular poderá futuramente contrair partículas abrasivas e poeiras, e este arranjo apresenta maior dificuldade de limpeza em comparação com o arranjo em linha.

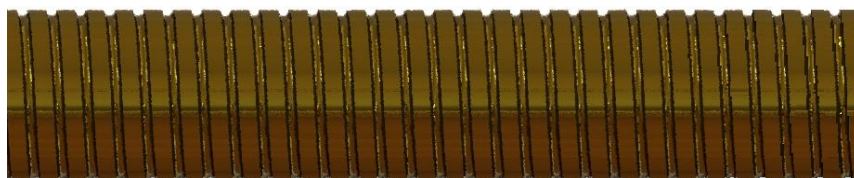
Figura 8 – Representação de arranjo dos tubos em linha (a) e triangular (b) em uma aleta de placa contínua.



Fonte: adaptado de Thulukkanam (2013).

Além do fator do arranjo entre tubos ser determinante para algumas condições, outra condição que poderá afetar no desempenho é quanto a turbulência do fluido no interior dos tubos. Na área de climatização, em geral são empregados tubos lisos devido à facilidade de fabricação. No entanto, o uso de tubos corrugados, com ondulações na superfície externa em formato helicoidal, permite melhorar o desempenho térmico promovido pela turbulência do fluxo de ar e, conseqüentemente, o aumento do coeficiente de transferência de calor. Simulações numéricas correlacionam o aumento do número de Reynolds em uma faixa turbulenta de $15 \times 10^3 \leq Re \leq 40 \times 10^3$ (CÓRCOLES, 2017). A figura (9) mostra um tubo de cobre com uma corrugação helicoidal sobre a superfície do tubo.

Figura 9 – Vista frontal de um tubo de cobre corrugado com ondulações sequenciais e geometria helicoidal sobre a superfície do tubo.



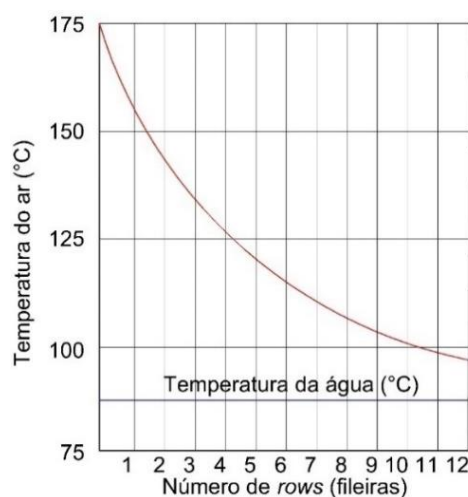
Outras geometrias são consideradas em determinadas aplicações de uso. Inclusive pode-se considerar tubos com ranhuras internas (micro aletas) para aumento da turbulência do fluido refrigerante. Usualmente, os tubos são considerados totalmente lisos na área de climatização e conforto térmico, visto a maior facilidade na fabricação e, conseqüentemente, preço.

Segundo a norma DIN 1946-4 (2008) o uso de tubos de cobre é considerado como ideal, pois possui resistência à corrosão, maleabilidade para expansão mecânica dos tubos e maior facilidade na soldagem do que o alumínio.

2.2.4.3 Número de Fileiras de Tubos

Conforme Thulukkanam (2013), a utilização de fileiras de tubos na direção do fluxo cruzado é uma forma de aumentar a área para transferência de calor quando a área frontal do banco de tubos é limitada. Dessa forma, com o aumento de tubos nessa direção conseqüentemente aumentará a área de aletas, tanto se a construção for aletas circulares ou em placas contínuas. O aumento da perda de carga do sistema será maior conforme o aumento de tubos. Em contrapartida, a queda da temperatura do ar tende a aumentar com o aumento de linhas de tubos. No entanto, o excesso de número de tubos resulta na diminuição de temperatura do ar que será insuflado, conforme a Figura (10).

Figura 10 – Variação da temperatura do ar com o número de fileiras de tubos na direção do fluxo do ar considerando uma temperatura fixa de água gelada.



Fonte: adaptado de Thulukkanam (2013).

A figura (10) ilustra a variação da temperatura do ar conforme o número de fileiras na profundidade do trocador de calor (sentido do fluxo do ar). Se identifica uma diminuição da temperatura conforme o aumento do número de fileiras. Neste caso, a temperatura tende a chegar a um limite máximo de variação, muito próximo a temperatura da água, sendo que em um determinado ponto da curva não influenciará mais a quantidade de fileiras.

Conforme Thulukkanam (2013), para trocadores de calor com aletas de placas, o número de aletas utilizadas nos trocadores compactos varia de 250 a 800 aletas/m (6 a 20 aletas/in). Uma maior quantidade de aletas influenciará em maior área de troca térmica, maior transferência de calor, menor temperatura de saída do ar e preço do produto. As espessuras das aletas seguem uma variação de 0,08 a 0,25 mm (0,003 a 0,010 in). Os comprimentos das placas variam de 25 a 250 mm, sendo que quanto maior o número de fileiras de tubos, maior deverá ser o comprimento da placa de forma a se distribuir sobre as fileiras de tubos.

2.2.4.4 Fator de Incrustação de Fluídos

Os trocadores de calor sofrem, ao decorrer do tempo, com deposição de sujeira nas superfícies de transferência de calor. A camada de depósitos representa uma resistência à transferência de calor, diminuindo a capacidade térmica do sistema. Dependendo do processo industrial, a camada de depósito pode ser considerada como incrustação de sólidos ou produtos químicos sobre a superfície. A limpeza periódica de cada processo é fundamental para manter a capacidade térmica em sua totalidade.

O fator de incrustação surge como uma resistência térmica R_f no cálculo térmico. A Tabela (3) apresenta valores recomendáveis de resistência térmica, conforme o fluido.

Tabela 3 – Resistência térmica de fluidos para trocadores de calor.

Fluido	Temperatura	R_f [m ² K/W]
Água destilada, água marinha, águas fluviais, água de alimentação de caldeiras	≤50°C	0,0001
	≥50°C	0,0002
Óleo combustivel	-	0,0009
Vapor (livre de óleo)	-	0,0001
Refrigerantes (líquido)	-	0,0002
Refrigerantes (vapor)	-	0,0004
Vapores de álcool	-	0,0001
Ar	-	0,0004

Fonte: adaptado de Çengel e Ghajar (2012).

A Tabela (3) ilustra que o aumento da temperatura afeta diretamente na resistência térmica de incrustação. A resistência pode ser considerada tanto externamente, como é o caso no lado do ar, quanto internamente nos tubos, como é o caso da água. Dessa forma pode-se chamar de resistência térmica externa $R_{f,e}$ e resistência térmica interna $R_{f,i}$.

2.2.4.5 Equacionamento para Trocador de Calor Tubo Aletado

Nesta seção será abordado a analogia de cálculo utilizado para solucionar as condições de saída do trocador de calor baseado nos valores de entrada medidos.

2.2.4.5.1 Áreas de Troca Térmica

Shah e Sekulić (2003) também consideram como parâmetro de escoamento o diâmetro hidráulico, D_h , determinando que o trocador pode ser caracterizado como compacto se o mesmo apresentar $D_h \leq 6$ mm. O diâmetro hidráulico D_h , é dado pela Equação (6), sendo a relação entre o volume de passagem e a área de troca.

$$D_h = \frac{4L_2A_o}{A_{total}} \quad (6)$$

onde A_o é a área de escoamento livre do ar ou área mínima de escoamento.

O volume do trocador de calor, V , é dado pela Equação (7).

$$V = L_1 L_2 L_3 \quad (7)$$

Para o cálculo da área total de transferência de calor A_{total} , Nellis e Klein (2009) determinaram que é soma da área sem aletas $A_{sem,aletas}$ com a área total das aletas A_{aletas} , conforme Equação (8).

$$A_{total} = A_{sem,aletas} + A_{aletas} \quad (8)$$

Neste caso, as aletas são consideradas contínuas e os tubo em arranjo triangular. As Equações (9) e (10) indicam, respectivamente, as áreas $A_{sem,aletas}$ e A_{aletas} .

$$A_{sem,aletas} = \pi d_e L_T \left(1 - \frac{t_f}{s}\right) \quad (9)$$

$$(10)$$

$$A_{aletas} = 2 \left(\frac{L_1}{s}\right) \left[(L_3 L_2) - \left(N_t N_r \pi \frac{d_e^2}{4} \right) \right]$$

onde t_f é a espessura da aleta, N_t é o número de tubos na altura, N_r é o número de rows, s é o passo entre aletas e L_T é o comprimento total dos tubos.

A área de escoamento livre (A_o), ou área mínima de escoamento, é determinada pela Equação (11).

$$A_o = \left\{ \left(\frac{L_3}{P_t} - 1 \right) z'' + [(P_t - d_e) - (P_t - d_e) t_f N_f] \right\} L_1 \quad (11)$$

onde N_f é o número de aletas, d_e é o diâmetro externo do tubo, P_t é o passo na altura e z'' é o um parâmetro determinado conforme as Equações (12) e (13).

$$2z'' = (P_t - d_c) - (P_1 - d_c) t_f N_f \quad (12)$$

$$y'' = \left[\left(\frac{P_t}{2} \right)^2 + (P_1)^2 \right]^{0,5} - d_c - (P_t - d_c)t_f N_f \quad (13)$$

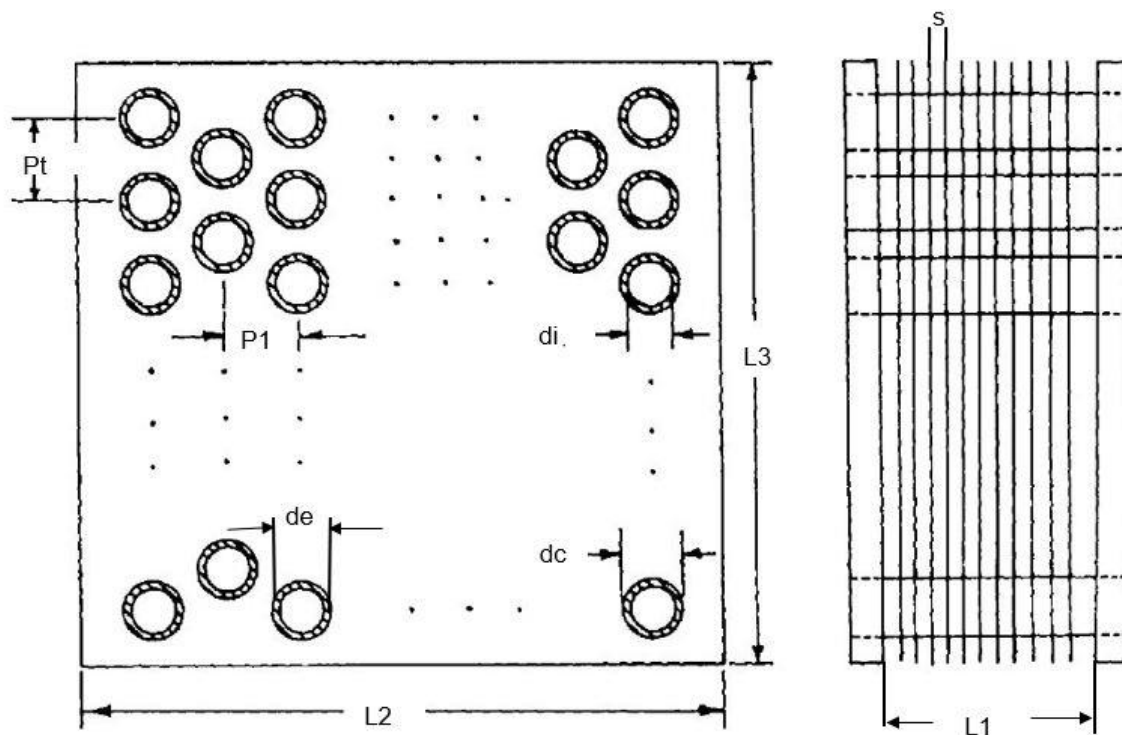
onde P_1 é o passo na largura entre os tubos enfileirados e d_c é o diâmetro do colarinho conforme a Equação (14)

$$d_c = d_e + 2t_f \quad (14)$$

Se $(2x'' < 2y'')$, $z'' = 2x''$, e se $(2y'' < 2x'')$ então $z'' = 2y''$.

A Figura (11) mostra a representação dos parâmetros básicos vistos.

Figura 11 – Representação dos parâmetros para o trocador de calor tubo aletado.



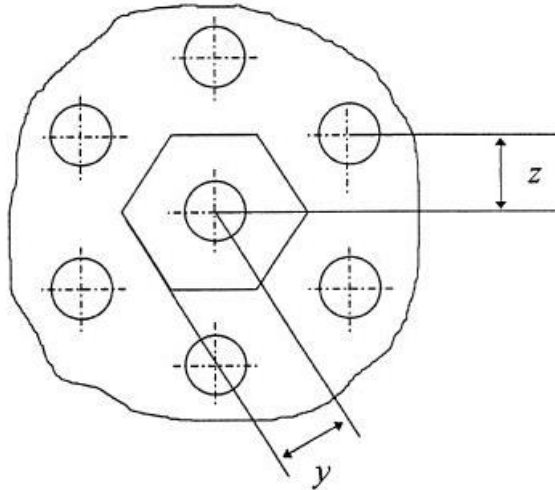
Fonte: adaptado de Thulukkanam (2013).

2.2.4.5.2 Eficiência Térmica

Trocadores de calor aletados possuem como vantagem a vasta possibilidade de alteração na geometria de aletas.

Madi et al. (1998) propuseram uma metodologia para o cálculo da eficiência de aletas planas e corrugadas com tubos alternados e alinhados, conforme Figura (11).

Figura 12 – Matriz de aletas hexagonais.



Fonte: Madi et al. (1998).

A eficiência da superfície aletada η_f é definida conforme a Equação (15):

$$\eta_f = \frac{\tanh (ml\varphi)}{ml\varphi} \quad (15)$$

onde o parâmetro m é calculado pela Equação (16):

$$m = \sqrt{\frac{2h_e}{k_f t_f}} \quad (16)$$

onde h_e é o coeficiente de transferência de calor convectivo do lado do ar, k_f é a condutividade térmica da aleta e t_f é a espessura da aleta.

A Equação (17) define o comprimento da aleta da raiz ao centro.

$$l\varphi = \left(\frac{d_e}{2}\right) (r_{eq} - 1)[1 + 0,35 \ln(r_{eq})] \quad (17)$$

O raio equivalente da aleta ao raio do tubo r_{eq} conforme a Equação (18).

$$r_{eq} = 1,27\lambda_1(\beta_1 - 0,3)^{0,5} \quad (18)$$

A figura (12) mostra as cotas z e y , onde y deve sempre ser maior que z . As equações (19) e (20) mostram os cálculos das relações para λ_1 e β_1 para arranjo triangular de tubos baseados nas cotas da figura (11).

$$\lambda_1 = \frac{P_t}{r_e} \quad (19)$$

$$\beta_1 = \frac{y}{z} \quad (20)$$

onde valores de z e y podem ser encontrados pelas Equações (21) e (22).

$$z = \frac{P_t}{2} \quad (21)$$

$$y = \sqrt{P_1^2 + \frac{P_t^2}{2}} \quad (22)$$

A eficiência do conjunto de aletas, η_s , é considerada a Equação (23).

$$\eta_s = 1 - \frac{A_f}{A_{total}}(1 - \eta_f) \quad (23)$$

2.2.4.5.3 Perda de Carga no Lado do Ar

A perda de carga no lado do ar é considerada um fator importante, devido às condições de projeto que devem estabelecer as potências dos ventiladores distribuídos na rede de dutos.

Mitchell e Braun (2018) realizaram um experimento de perda de carga em alguns trocadores de calor, e comparam os valores conforme a variação da velocidade

de face em 4 modelos, cuja a diferença entre si se dava pela quantidade de fileiras de tubos. A Tabela (4) destaca os valores encontrados do experimento.

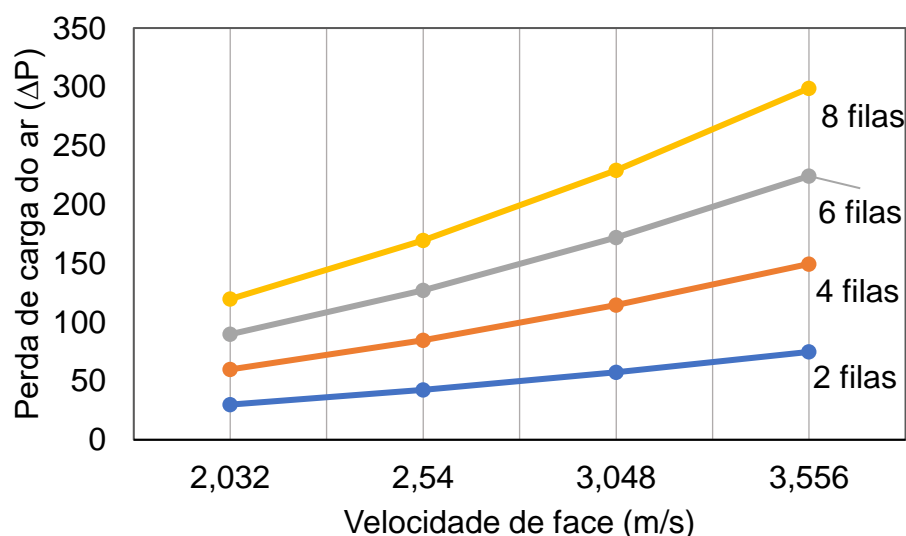
Tabela 4 – Perda de carga no lado do ar conforme variação do número de fileiras e velocidade de face do ar.

Velocidade de face do ar	2,032 m/s	2,54 m/s	3,048 m/s	3,556 m/s
Número de fileiras	ΔP , ar	ΔP , ar	ΔP , ar	ΔP , ar
2	29,9	42,3	57,3	74,7
4	59,8	84,7	114,6	149,5
6	89,7	127,0	171,9	224,2
8	119,6	169,4	229,2	298,9
Und.	Pa	Pa	Pa	Pa

Fonte: adaptado de Mitchell e Braun (2018).

A Figura (13) apresenta as variações da perda de carga conforme os dados da Tabela (4).

Figura 13 – Variação da perda de carga do ar com a velocidade de face e o número de fileiras.



Fonte: adaptado de Mitchell e Braun (2018).

De acordo com a Figura (13) a perda de carga tende a aumentar de forma proporcional ao número de fileiras de tubos. Em relação à velocidade de face, a pressão aumenta de forma progressiva, ou seja, há aumento crescente nos intervalos de velocidade de face.

Para a perda de carga do ar, ΔP_{ar} , do trocador de calor tubo-aletado, Kays e London (1984) consideraram para critério de cálculo os efeitos de aceleração, contração e expansão nas seções de entrada e saída e os efeitos de atrito, conforme Equação (24):

$$\Delta P_{ar} = \Delta P_{atrito} + \Delta P_{aceleração} + \Delta P_{contração-expansão} \quad (24)$$

onde ΔP_{atrito} é a perda de carga por atrito, $\Delta P_{aceleração}$ é a perda de carga por aceleração e $\Delta P_{contração-expansão}$ é a perda de carga por contração e expansão.

A perda de carga por atrito é dada pela Equação (25):

$$\Delta P_{ar} = f_e \frac{A_{total} v_m}{A_o v_1} \quad (25)$$

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

A Equação (26) define o volume específico médio do ar.

$$v_m = \frac{v_1 + v_2}{2} \quad (26)$$

onde v_2 é o volume específico na saída do ar.

A perda de carga por aceleração do ar é dada pela Equação (27).

$$\Delta P_{aceleração} = 2 \left(\frac{v_2}{v_1} - 1 \right) \quad (27)$$

e a perda de carga por contração e expansão, conforme a Equação (28):

$$\Delta P_{contração-expansão} = \frac{G^2 v_1}{2} \left[(K_c + 1 - \sigma^2) - (1 - \sigma^2 - K_e) \left(\frac{v_2}{v_1} \right) \right] \quad (28)$$

onde G é a velocidade mássica, K_c é o coeficiente de perda por contração para a vazão na entrada do trocador de calor, K_e é o coeficiente de perda por expansão para

vazão na saída do trocador de calor, σ é a razão entre áreas livre de escoamento e a área frontal, conforme a Equação (29).

$$\sigma = \frac{A_o}{A_{fr}} \quad (29)$$

Assim, a equação da perda de carga do ar, considerando todos os efeitos é escrita conforme Equação (30).

$$\Delta P_{ar} = \frac{G^2 v_1}{2} \left[(K_c + 1 - \sigma^2) + 2 \left(\frac{v_2}{v_1} - 1 \right) + f_e \frac{A_{total}}{A_o} \left(\frac{v_m}{v_1} \right) - (1 - \sigma^2 - K_e) \left(\frac{v_2}{v_1} \right) \right] \quad (30)$$

A Equação (30) pode ser simplificada desprezando os efeitos de expansão e contração quanto à perda de carga localizada, e considerando os efeitos de entrada e saída dentro do fator de atrito.

$$\Delta P_{ar} = \frac{G^2 v_1}{2} \left[(1 + \sigma^2) \left(\frac{v_2}{v_1} - 1 \right) + \left(f_e \frac{A_{total}}{A_o} \frac{v_m}{v_1} \right) \right] \quad (31)$$

Para o cálculo do fator de atrito do ar, Shah e Sekulić (2003) indicam a correlação de Wang (2000) para condições de aletas corrugadas em formato “espinha de peixe” e tubos cujos diâmetros externos estejam entre 12,7 mm e 15,88 mm, conforme a Equação (32).

$$f_e = 0,05273 Re_{dc}^{c_2} \left(\frac{P_d}{x_f} \right)^{c_3} \left(\frac{P_f}{P_t} \right)^{c_4} \left(\ln \left(\frac{A_{total}}{A_{pt}} \right) \right)^{-2,726} \left(\frac{D_h}{d_r} \right)^{0,1325} N_r^{0,02305} \quad (32)$$

onde Re_{dc} é o número de Reynolds considerando o diâmetro do colarinho do tubo e a velocidade do fluido, conforme a Equação (33).

$$Re_{dc} = \frac{\rho_e v_{f,ar} d_c}{\mu_{ar}} d_c \quad (33)$$

onde μ é a viscosidade dinâmica do ar.

Os parâmetros c_1 , c_2 , c_3 e c_4 são dados conforme as Equações (34), (35), (36) e (37):

$$c_1 = -0,1707 - 1,374 \left(\frac{P_1}{t_f} \right)^{-0,493} \left(\frac{P_f}{d_r} \right)^{-0,886} N_r^{-0,143} \left(\frac{P_d}{x_f} \right)^{-0,0296} \quad (34)$$

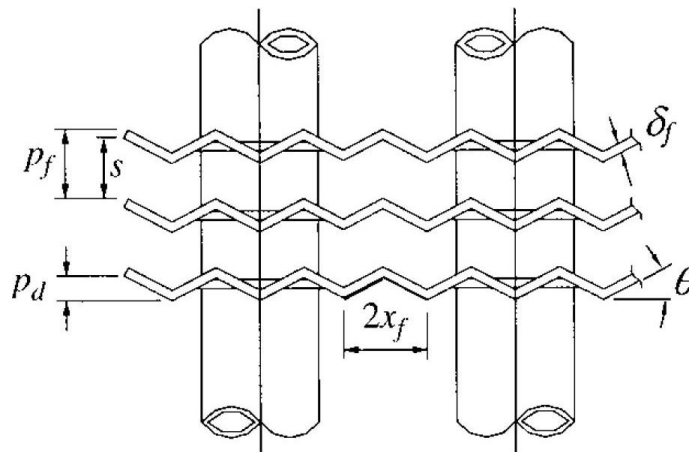
$$c_2 = 0,1714 - 0,07372 \left(\frac{P_f}{P_1} \right)^{0,25} \left(\ln \left(\frac{A_{total}}{A_{pt}} \right) \right) \left(\frac{P_d}{x_f} \right)^{-0,2} \quad (35)$$

$$c_3 = 0,426 \left(\frac{P_f}{P_t} \right)^{0,3} \left(\ln \left(\frac{A_{total}}{A_{pt}} \right) \right) \quad (36)$$

$$c_4 = \left(-\frac{10,2192}{\ln(Re_{dc})} \right) \quad (37)$$

onde P_f , P_d , x_f , θ , t_f são consequentemente o passo máximo de aletas, altura de inclinação da aleta, passo longitudinal da aleta, ângulo de inclinação da aleta e espessura da aleta conforme apresentado na Figura (14), e A_{pt} é a área de superfície dos tubos.

Figura 14 – Aleta corrugada em um arranjo de tubos.



Fonte: Shah e Sekulić (2003).

Esta correlação foi validada para as faixas: $500 \leq Re_{dc} \leq 10.000$; $3,63 \text{ mm} \leq D_h \leq 7,23 \text{ mm}$; $13,6 \text{ mm} \leq d_e \leq 16,85 \text{ mm}$; $31,75 \text{ mm} \leq P_t \leq 38,1 \text{ mm}$; $27,5 \text{ mm} \leq P_1 \leq 33 \text{ mm}$; $2,98 \text{ mm} \leq P_f \leq 6,43 \text{ mm}$; $1 \leq N_r \leq 6$; $12,3^\circ \leq \theta \leq 14,7^\circ$; $6,87 \text{ mm} \leq x_f \leq 8,25 \text{ mm}$;

$P_d = 1,8$ mm. Segundo Shah e Sekulić (2003) para 18 testes realizados a correlação é capaz de prever em 92% com um desvio médio de 5%.

2.2.4.5.4 Coeficiente Global de Transferência de Calor

Em trocadores de calor, a transferência de calor está associada às resistências térmicas de convecção interna (água – superfície interna dos tubos), $R_{conv,i}$, de condução na parede dos tubos, R_w , e de convecção externa (do lado do ar – aletas), $R_{conv,e}$. A condutância térmica UA_{total} , que é o produto do coeficiente global U com área total de transferência de calor A_{total} , é relacionada ao somatório das resistências térmicas, conforme Equação (38).

$$UA_{total} = \frac{1}{R_{conv,e} + R_w + R_{conv,i}} \quad (38)$$

A resistência térmica de convecção externa $R_{conv,e}$ é dada pela Equação (39).

$$R_{conv,e} = \frac{1}{h_e \eta_s A_{total}} \quad (39)$$

onde h_e é o coeficiente de transferência de calor convectivo com relação ao fluido externo e η_s é a eficiência total do trocador de calor.

A resistência térmica de convecção interna, $R_{conv,i}$, é dada pela Equação (40).

$$R_{conv,i} = \frac{1}{h_i \eta_s A_i} \quad (40)$$

onde h_i é o coeficiente de transferência de calor convectivo com relação ao fluido interno e A_i é a área de superfície interna dos tubos.

A resistência térmica de condução R_w na parede do tubo é calculada pela Equação (41).

$$R_w = \frac{\ln(d_e/d_i)}{2\pi kL} \quad (41)$$

onde d_i o diâmetro interno do tubo, L o comprimento total do tubo e k a condutividade térmica do material do tubo.

Se a espessura da parede do tubo é pequena e a condutividade do material, elevada, é possível desconsiderar a resistência de condução ($R_w \cong 0$).

Segundo Incropera et al. (2008), para trocadores de calor aletados, valores representativos do coeficiente global de transferência de calor U considerando água nos tubos e ar no escoamento cruzado estão na faixa de 25 a 50 W/m²K.

Em alguns casos, há necessidade de considerar o fator de incrustação, R_f para o cálculo da condutância térmica UA_{total} . Assim, tem-se a Equação (42):

$$UA_{total} = \frac{1}{\frac{1}{h_e \eta_s A_{total}} + \frac{1}{h_i \eta_s A_i} + \frac{R_{f,i}}{A_i \eta_s} + \frac{R_{f,e}}{A_{total} \eta_s}} \quad (42)$$

neste caso, $R_{f,i}$ é o fator de incrustação interna e $R_{f,e}$ é o fator de incrustação externa.

2.2.4.5.5 Coeficiente de Transferência de Calor Convectivo para o Escoamento Interno

Para análise do coeficiente de transferência de calor convectivo interno para escoamento monofásico, o regime de escoamento é definido pelo número de Reynolds, Re_i , conforme Equação (43):

$$Re_i = \frac{\dot{m}_{ag} d_i}{\mu A_{iotal}} \quad (43)$$

onde \dot{m}_{ag} é a vazão mássica da água e μ é a viscosidade dinâmica do fluido.

Para regime transição – turbulento ($3.000 < Re_i < 5 \times 10^6$) e ($0,5 < Pr_i < 2.000$) a correlação de Gnielinski (1976) para o número de Nusselt Nu_i é conforme a Equação (44).

$$Nu_i = \frac{\left(\frac{f_i}{8}\right) (Re_i - 1000) Pr_i}{1 + 12,7 \left(\frac{f_i}{8}\right)^{0,5} \left(Pr_i^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (44)$$

onde Pr_i é o número de Prandtl a temperatura média $T_{m,i}$ do fluido, f_i é o fator de atrito de Darcy que pode ser obtido pela correlação para tubos lisos de Petukov (1970) conforme a Equação (45).

$$f_i = (0,79 \ln(Re_i) - 1,64)^{-2} \quad (45)$$

A partir do Nu , pode-se obter o coeficiente de calor convectivo interno conforme Equação (46).

$$h_i = \frac{k_i}{d_i} Nu_i \quad (46)$$

onde k_i é a condutividade térmica do fluido a temperatura média $T_{m,i}$.

2.2.4.5.6 Coeficiente de transferência de calor convectivo para o escoamento externo

O coeficiente de transferência de calor convectivo externo é obtido através do fator de Colburn, j , conforme Equação (47):

$$h_e = \frac{jG cp_{ar}}{Pr_{ar}^{2/3}} \quad (47)$$

onde G é a velocidade mássica, cp_{ar} é o calor específico do ar e Pr_e é o número de Prandtl do ar.

A velocidade mássica considera a vazão mássica do ar e a área de escoamento livre conforme a Equação (48).

$$G = \frac{\dot{m}_e}{A_o} \quad (48)$$

Para o fator de Colburn, j , considera-se a correlação de Wang (2000) dada pela Equação (49):

$$j = 1,7910 Re_{dc}^{c_1} \left(\frac{P_1}{t_f} \right)^{-0,456} N_r^{-0,27} \left(\frac{P_f}{d_r} \right)^{-1,343} \left(\frac{P_d}{x_f} \right)^{0,317} \quad (49)$$

sendo o Re_{dc} da Equação (34), o parâmetro c_1 da Equação (35) e os parâmetros P_d , P_f e x_f conforme Figura (14).

Da mesma forma considerada para o fator de atrito a correlação é válida conforme as faixas: $500 \leq Re_{dc} \leq 10.000$; $3,63 \text{ mm} \leq D_h \leq 7,23 \text{ mm}$; $13,6 \text{ mm} \leq d_c \leq 16,85 \text{ mm}$; $31,75 \text{ mm} \leq P_t \leq 38,1 \text{ mm}$; $27,5 \text{ mm} \leq P_1 \leq 33 \text{ mm}$; $2,98 \text{ mm} \leq P_f \leq 6,43 \text{ mm}$; $1 \leq N_r \leq 6$; $12,3^\circ \leq \theta \leq 14,7^\circ$; $6,87 \text{ mm} \leq x_f \leq 8,25 \text{ mm}$; $P_d = 1,8 \text{ mm}$.

Segundo Shah e Sekulić (2003), essa correlação prevê 93% de certeza com um desvio médio de 4%.

2.2.4.5.7 Capacidade de Refrigeração

Mitchell e Braun (2018) definem que o processo de resfriamento do ar por meio de um trocador de calor tubo aletado resulta nas seguintes considerações. O ar úmido entra em um trocador de calor. Nas primeiras fileiras de tubos ocorre o resfriamento sensível, ou seja, é retirado calor sem mudança de fase. A temperatura de superfície da área de troca térmica fica entre a temperatura do ar e a do refrigerante. Quando o diferencial de temperatura é grande, em geral a temperatura de superfície irá se manter abaixo do ponto de orvalho, e a água contida no ar úmido não irá condensar. Neste caso, ocorre a troca de calor sensível em zona seca.

Posteriormente, a temperatura de superfície ficará abaixo do ponto de orvalho. Neste caso, o ar úmido começará o processo de condensação da parcela de vapor d'água do ar, onde ocorre a troca de calor latente (resfriamento latente) em zona úmida (molhada). Para este ponto, além da transferência de calor, iniciará a transferência de massa a partir da corrente de ar em contato com a superfície de troca térmica.

O desempenho para um trocador de calor tubo-aleta se diferencia conforme as variações do sistema. Em critério de projetos, a variação da vazão do ar deverá ser considerada, pois com o passar do tempo a saturação dos filtros fará com que diminua a vazão na UTA. Da mesma forma que filtros novos terão efeito contrário, visto que a perda de carga tende a ser menor do que a estimada em projeto, havendo neste caso o aumento da vazão do ar. A Tabela (5) representa a variação térmica obtida conforme a mudança de número de fileiras e velocidade de face do ar pelo trocador de calor.

Tabela 5 – Desempenho de um trocador de calor tubo-aletado conforme variação da velocidade de face do ar pelo número de fileiras de tubos.

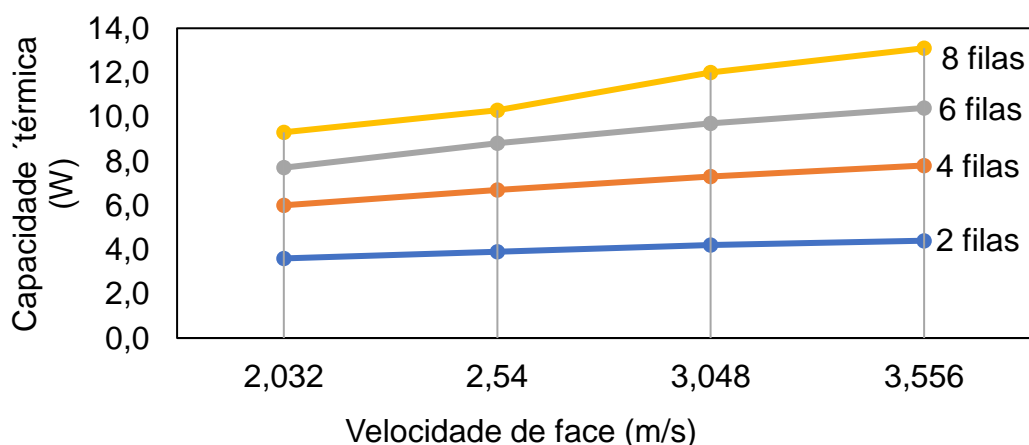
Velocidade de face do ar	2,032 m/s			2,54 m/s			3,048 m/s			3,556 m/s		
Número de fileiras	q, total	Tbs, s	Tbu, s	q, total	Tbs, s	Tbu, s	q, total	Tbs, s	Tbu, s	q, total	Tbs, s	Tbu, s
2	3,6	22,6	19,4	3,9	23,5	20,1	4,2	24,3	20,5	4,4	24,9	20,8
4	6,0	16,8	15,9	6,7	17,9	16,9	7,3	18,9	17,7	7,8	19,7	18,3
6	7,7	13,4	13,2	8,8	14,7	14,3	9,7	15,7	15,3	10,4	16,6	16,1
8	9,3	10,6	10,5	10,3	12,4	12,3	12,0	12,8	12,7	13,1	13,7	13,6
Unid,	W	°C	°C	W	°C	°C	W	°C	°C	W	°C	°C

Fonte: adaptado de Mitchell e Braun (2018).

Nessa tabela, q_{total} , é considerado para uma área de face de $0,092 \text{ m}^2$. As temperaturas Tbs_s e Tbu_s indicam as temperaturas de saída de bulbo seco e úmido, respectivamente. Tendo como condições de operação $Tbs_e = 35^\circ\text{C}$, $Tbu_e = 23,9^\circ\text{C}$, $T_{e,agua} = 5,6^\circ\text{C}$, $T_{s,agua} = 12,2^\circ\text{C}$ e densidade de aletas de 120 aletas a cada 0,30 metros, ou seja, um espaçamento entre aletas de 2,54 mm. Nota-se que a capacidade do trocador de calor aumenta conforme o número de fileiras devido ao aumento da área de superfície. A partir disso, as temperaturas de saída do ar se tornam menores e se aproximam dos mesmos valores, quando a umidade relativa se aproxima de 100%. À medida que a velocidade do ar aumenta, a quantidade de umidade removida diminui nos primeiros tubos. Somente com 6 e 8 fileiras a diferença cai novamente.

A Figura (15) ilustra a taxa de transferência de calor em função da velocidade de face do ar no trocador de calor e conforme a variação no número de fileiras

Figura 15 – Variação da capacidade térmica do trocador com a variação da velocidade de face e do número de fileiras.



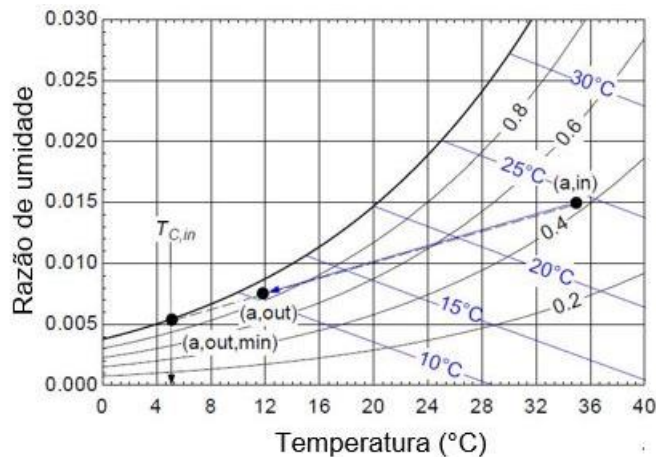
Fonte: adaptado de Mitchell e Braun (2018).

Conforme aumenta a velocidade de face de 2,032 m/s para 3,56 m/s, ocorre o aumento da transferência de calor. Esse ganho é maior em trocadores de calor com maior quantidade de fileiras.

Nellis e Klein (2009) propuseram uma metodologia de cálculo para a taxa de calor e as temperaturas de saída do ar e água considerando que toda a área de transferência está “molhada”. Ao invés de considerar o processo ideal em que o ar é resfriado com umidade específica constante até a saturação, e depois seguiria sendo resfriado saturado diminuindo a umidade específica, esse método pressupõe que pode ocorrer uma condensação de vapor d’água na superfície das aletas mesmo quando a temperatura média do ar é um pouco superior ao ponto de orvalho, conforme Figura (16). O ar, portanto, vai tendo sua umidade específica diminuída gradualmente enquanto é resfriado.

Com isso, a capacitância do lado do ar é calculada usando o calor específico de saturação e a transferência de energia devido à transferência de calor e massa combinada na condição de condutância úmida.

Figura 16 – Modelo de efetividade baseado na entalpia.



Fonte: Nellis e Klein (2009).

onde (a,in) é a condição de entrada da entalpia e (a,out) é a condição de saída.

Assim, considerando a transferência de massa, a condutância térmica é calculada como o inverso da resistência térmica conforme a Equação (50).

$$UA = \frac{1}{R_{ebe}} \quad (50)$$

e a resistência térmica total é dada conforme a Equação (51).

$$R_{ebe} = (R_{conv,i} + R_{fi} + R_{cond}) + \left(\frac{cp_{ar}}{he_{ar}cp_{sat}A_{total}\eta_s} \right) \quad (51)$$

onde cp_{ar} é o calor específico de mistura de ar-vapor de água (ar úmido) na umidade relativa de entrada e cp_{sat} é o calor específico de saturação, ar saturado com 100% de umidade relativa, conforme Equação (52).

$$cp_{sat} = \left(\frac{i_e - i_s}{T_{bs,e} - T_{bs,s,p}} \right) \quad (52)$$

onde i_e e i_s são, respectivamente, a entalpia do ar úmido saturado (100% de umidade relativa) na entrada e na saída.

O método da efetividade baseado na entalpia considera inicialmente valores de entalpia de entrada e saída a 100% de umidade relativa.

Após obter-se o valor de UA, calcula-se o número de unidades de transferência ou NUT pela Equação (53).

$$NUT = \frac{UA}{C_{min}} \quad (53)$$

sendo C_{min} a capacidade calorífica mínima entre as correntes.

A capacidade calorífica entre os fluidos ar e água é conhecida conforme as Equações (54) e (55).

$$C_{ar} = \dot{m}_{ar}cp_{ar} \quad (54)$$

$$C_{agua} = \dot{m}_{ag}cp_v \quad (55)$$

onde C_{ar} é a capacidade calorífica do ar, $C_{água}$ é a capacidade calorífica da água, \dot{m}_{ar} é a vazão mássica do ar, cp_{ar} é o calor específico de mistura de ar-vapor de água, \dot{m}_{ag} é a vazão mássica da água e cp_v é o calor específico da água considerando uma temperatura média T_m entre a temperatura de entrada de bulbo seco do ar com a temperatura de entrada da água.

A capacidade calorífica do ar saturado, $C_{a,ebe}$, é dada pela Equação (56).

$$C_{a,ebe} = \dot{m}_{ar} cp_{sat} \quad (56)$$

A capacidade calorífica mínima C_{min} é o menor valor entre $C_{a,ebe}$ e C_{agua} .

A efetividade do trocador de calor é considerada conforme parâmetros, NUT , $C_{a,ebe}$ e C_{agua} . Sua correlação é baseada em fluxo cruzado de correntes com ambos os fluidos não misturados.

A efetividade, neste caso, será relativa aos valores mínimos de entalpia e umidade específica possíveis, conforme Equações (57) e (58).

$$\varepsilon = \frac{i_{ar,e} - i_{ar,s}}{i_{ar,e} - i_{ar,s,min}} \quad (57)$$

$$\varepsilon = \frac{w_e - w_s}{w_e - w_{s,min}} \quad (58)$$

onde os mínimos valores de entalpia, $i_{ar,s,min}$, e umidade específica, $w_{s,min}$, correspondem ao ar deixando o trocador saturado (umidade relativa de 100%) na temperatura de entrada da água. A entalpia de entrada do ar $i_{ar,e}$ considera a umidade relativa conforme o valor de entrada, ou seja, $T_{bs,e}$ e $T_{bu,e}$.

A partir das equações da efetividade é possível encontrar a entalpia real de saída do ar $i_{ar,s}$ e a umidade específica do ar na saída, w_s .

Assim, com os valores obtidos da umidade específica e entalpia de saída do ar é possível encontrar a temperatura de bulbo seco na saída do ar $T_{bs,s}$, a umidade relativa do ar na saída UR_s e a temperatura de bulbo úmido na saída $T_{bu,s}$.

A taxa de calor total q_{total} é encontrada pelo balanço de energia na corrente de ar, a partir da diferença de entalpia conforme a Equação (59)

$$q_{total} = \dot{m}_{ar}(i_{ar,e} - i_{ar,s}) \quad (59)$$

e o valor da temperatura de saída da água $T_{\text{água},s}$ pode ser encontrado aplicando o balanço de energia na corrente de água conforme a Equação (60).

$$q_{\text{total}} = \dot{m}_{\text{ag}} c p_v (T_{\text{água},s} - T_{\text{água},e}) \quad (60)$$

A vazão mássica de condensação \dot{m}_{cond} é calculada a partir da vazão do ar e da variação de umidade específica, conforme a Equação (61):

$$\dot{m}_{\text{cond}} = \dot{m}_{\text{ar}} (w_e - w_s) \quad (61)$$

onde w_e é a umidade específica de entrada do ar.

2.2.5 Resistências de Aquecimento

Segundo De Brito (2010), a UTA assume função de resfriamento e aquecimento do ar, dependendo da época do ano e região de instalação. Além da função de aquecimento em estações de inverno, a unidade deve atender ao nível de umidade relativa de acordo com as normas de conforto térmico, operando em conjunto com o trocador de calor tubo-aleta. Dessa forma, o ar com alta umidade relativa que sai do trocador de calor, irá desumidificar ao ser insuflado no ambiente.

Resistências elétricas são então instaladas para aquecer o ar que circula na unidade. A Figura (17) mostra um exemplo de um conjunto de resistências de aquecimento tubulares instaladas em um módulo de uma UTA.

Figura 17 – Resistências elétricas para aquecimento do ar instaladas em uma UTA.



Fonte: foto retirada pelo autor na empresa BerlinerLuft.

A capacidade de aquecimento da resistência elétrica, q_{aq} , pode ser calculada com relação ao aquecimento da corrente de ar, conforme a Equação (62).

$$q_{aq} = Q_{ar} \rho_e c p_e (T_{ar,s} - T_{ar,e}) \quad (62)$$

onde q_{aq} é a potência ou capacidade de aquecimento, Q_{ar} a vazão do ar, $T_{ar,s}$ a temperatura do ar na saída e $T_{ar,e}$ a temperatura do ar na entrada.

2.2.6 Ventilação para Condicionamento do Ar

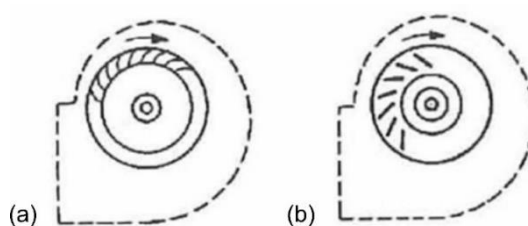
Ventilação é a troca do ar em um recinto fechado, ou seja, a renovação do ar para o conforto térmico. Classificada em dois tipos, ventilação natural para troca em meios naturais, ou ventilação mecânica quando a troca é executada por equipamentos mecânicos.

O ventilador é composto por um rotor ou impelidor, acoplado diretamente a um motor elétrico, ou indiretamente através de polias e correias. O uso de polias e correias vem caindo nos últimos anos, devido à manutenção a ser considerada para as peças sobressalentes e o seu uso limitado devido a um ajuste único de vazão por pressão. Para essas condições e com as tecnologias em avanço, os ventiladores vêm adotando alternativas para suprir o mercado de acordo com a facilidade de manutenção e agilidade de processo. Para isso, o uso de ventiladores do tipo *plenum fan*, com

acoplamento direto do motor no rotor do ventilador vem ganhando espaço. Para essa situação, o mercado trabalha no uso de inversores de frequência, nos quais possuem a função de alterar a frequência do motor, conseqüentemente alterando a rotação do rotor e a vazão do ventilador. Com isso, a velocidade e vazão de ar se tornam variáveis com a vida útil da UTA, tendo-se um leque de opções que atendam às necessidades do sistema.

Na Figura (18) pode-se visualizar dois modelos usuais de ventiladores em UTA. O ventilador com pás inclinadas para frente (a), também chamado de “sirocco”, possui como característica uma construção leve e baixo rendimento, sendo indicado inclusive para aparelhos de ar condicionado tipo janela. Já o ventilador com pás inclinadas para trás (b), também chamado de “*limit load*”, possui um maior rendimento ao ser comparado com o anterior, sendo mais indicado no geral para ventilação e climatização (CLEZAR e NOGUEIRA, 2009).

Figura 18 – Representação do ventilador com pás inclinadas para frente (a) e pás inclinadas para trás (b).



Fonte: Clezar e Nogueira (2009).

A Figura (19) mostra a montagem de um ventilador centrífugo acoplado por meio de polias e correias junto ao motor e montado no módulo de ventilação de uma UTA.

Figura 19 – Montagem de ventilador do tipo centrífugo de acoplamento indireto em uma UTA.



Fonte: foto retirada pelo autor na empresa BerlinerLuft.

Nessa montagem, a rotação é fixada conforme o arranjo de polias e correias, podendo ter uma leve variação caso haja polias reguláveis ao invés de fixas na montagem.

A Figura (20) mostra a montagem de um ventilador com acoplamento direto do motor no eixo do rotor, reduzindo assim componentes como polias e correias.

Figura 20 – Montagem de ventilador do tipo *plenum fan* de acoplamento direto em uma UTA.



Fonte: foto retirada pelo autor na empresa BerlinerLuft.

Para essa característica, a rotação das pás será conforme a rotação nominal do motor, podendo ser configurada diante de um inversor de frequência.

O ventilador pode ser considerado um dos principais componentes de uma UTA, pois promove o escoamento do ar, desde a sucção até o insuflamento onde o ar

é tratado. Dentre as principais características na seleção do ventilador ideal estão a perda de carga disponível ΔP_{disp} , a perda de carga interna ΔP_{int} , a perda de carga total ΔP_{total} e a vazão do ar Q_{ar} para o seu insuflamento. A ΔP_{disp} , também conhecida como externa, indica as perdas de pressão calculadas nos dutos que irão ser conectados junto a UTA. A ΔP_{int} é a perda de pressão causada pelos componentes internos (filtros, trocador de calor, etc.) da UTA. A ΔP_{total} , por sua vez, trata-se do somatório total das perdas de carga, interna da UTA e externa dos dutos. Através da ΔP_{total} é possível selecionar o ventilador ideal para o processo, ou a potência do mesmo.

2.2.7 Isolamento Térmico da Unidade de Tratamento de Ar

Todo recinto possui suas paredes com materiais adequados para isolar termicamente o ambiente interno do externo, assim mantendo a temperatura interna constante. Para a UTA, as paredes possuem formatos de dupla parede metálica e isolamento entre as chapas. O isolamento utilizado pode variar conforme característica de projeto quanto à necessidade de evitar troca de calor com o meio externo.

A norma DIN EN 1886 (2009) estabelece níveis para transmissão térmica pela diferença de temperatura externa ao interior para o processo de resfriamento da UTA. O coeficiente global de transferência de calor U é um parâmetro considerado como critério de cálculo para o selecionar o isolamento ideal de sua estrutura.

A Equação (63) apresenta o cálculo para o coeficiente global de transferência de calor, baseado na potência elétrica de aquecimento e alimentação do ventilador:

$$U_i = \frac{P_{el}}{A_s \Delta T_{ar}} \quad (63)$$

sendo P_{el} a potência, A_s a área de seção da unidade a ensaiar, ΔT_{ar} a variação de temperaturas médias do ar interior e exterior.

Os valores encontrados podem ser submetidos a classes padronizadas quanto à transmissão de calor em uma UTA. Para isso, a Tabela (6) indica as classes de acordo com os valores encontrados.

Tabela 6 – Classificação do coeficiente global de transferência de calor para isolamento térmico.

Classe	Coeficiente Global de Transferencia de calor (U) W/m ² K
T1	$U \leq 0,5$
T2	$0,5 < U \leq 1,0$
T3	$1,0 < U \leq 1,4$
T4	$1,4 < U \leq 2,0$
T5	Sem requerimentos

Fonte: adaptado de DIN EN 1886 (2009).

A identificação da classe permite ao fabricante de UTA selecionar o tipo de máquina adequada para cada projeto. Quanto menor o valor de U_i , menor será a taxa de calor transmitida do ar exterior ao interior, conseqüentemente menor a chance de se obter condensação nas paredes da estrutura.

O coeficiente global pode ser calculado considerando parede, forro ou piso os fatores convectivos, e o material de isolamento como fator condutivo. Para paredes espessas e de baixa condutividade térmica, os efeitos convectivos possuem pouco efeito e podem ser omitidos no critério de cálculo. Como, em geral, as paredes possuem camadas de material de diferentes espessuras e material construtivo, a espessura de isolamento poderá ser calculada baseado na Equação (64).

$$U_i = \frac{1}{\frac{x_1}{k_1} + \frac{x_2}{k_2} + \frac{x_3}{k_3}} \quad (64)$$

Na Equação (64), as resistências de condução x_1/k_1 e x_3/k_3 , são relacionadas às chapas metálicas do painel. A espessura do isolante x_2 e a condutividade do mesmo k_2 , serão determinados baseado no coeficiente global de transferência de calor. A UTA para a área de climatização necessita de materiais isolantes de baixa densidade e que não absorvam umidade. Usualmente, utiliza-se poliuretano expandido (EPU), poliestireno expandido (EPS), poliestireno extrudado e lã de vidro.

A Tabela (7) determina os materiais principais de isolamento térmico quanto a sua condutividade térmica k .

Tabela 7 – Condutividade térmica de materiais isolantes em painéis para UTA.

Isolante	Condutividade térmica, k , W/(mK)
Poliuretano expandido	0,026
Poliestireno extrudado	0,035
Poliestireno expandido	0,037
Lã de vidro	0,044

Fonte: Macagnan (2015).

Quanto menor a condutividade térmica do material isolante, menor será o coeficiente de transferência de calor global e menor será a transferência de calor entre as paredes.

A UTA está condicionada, além das perdas térmicas por seu painel isolante, a perdas térmicas através de peças metálicas para junção dos painéis e por vazamentos de ar em pequenas aberturas. Para evitar a perda de carga térmica do processo, há normas caracterizando um fator de ponte térmica K_b .

A DIN EN 1886 (2009) estabelece condições de projeto conforme o fator de ponte térmica (K_b) projetada em cada UTA. O cálculo é baseado na variação da temperatura média do ar interior e a temperatura máxima na superfície exterior ($\Delta T_{min} = T_{i,ar} - T_{emax,ar}$), sobre a variação de temperatura médias do ar interior e exterior ($\Delta T_{ar} = T_{i,ar} - T_{e,ar}$). A Equação (65) apresenta o fator de ponte térmica K_b .

$$K_b = \frac{\Delta T_{min}}{\Delta T_{ar}} \quad (65)$$

Baseado no valor adimensional encontrado para K_b , o mesmo pode ser comparado junto a Tabela (8) de classes conforme critério exigido.

Tabela 8 – Classificação do fator de ponte térmica, K_b .

Classe	Fator de ponte térmica (K_b)
TB1	$0,75 < K_b \leq 1,0$
TB2	$0,60 \leq K_b < 0,75$
TB3	$0,45 \leq K_b < 0,60$
TB4	$0,30 \leq K_b < 0,45$
TB5	Sem requerimentos

Fonte: adaptado de DIN EN 1886 (2009).

Para critério de projeto, a identificação da classe permite maior facilidade ao fabricante de UTA quanto a um entendimento do tipo de máquina a ser selecionada para esse projeto. Quanto menor o fator de ponte térmica K_b , maior é o grau de exigência do projeto quanto ao isolamento dos componentes como, parafusos, fechamento de painéis, aberturas e vincos entre portas e painéis e demais vedações exigidas.

3 METODOLOGIA

Para o estudo em questão será analisado experimentalmente um trocador de calor tubo-aleta, com aletas de placas planas e contínuas, para troca ar-água através de um túnel de vento no Laboratório de Estudos Térmicos e Fluido Dinâmicos - LETEF da Unisinos. O objetivo é analisar a transferência de calor e as condições de saída do ar para diferentes condições de vazão do ar e de água e comparar com os resultados teóricos. Nesse capítulo será apresentada uma descrição em detalhes da bancada de testes, dos equipamentos utilizados, principalmente o trocador de calor, da instrumentação e do sistema de aquisição de dados. Também serão apresentados o programa de testes e o estudo teórico desenvolvido no EES. O trocador de calor será fornecido pelo aluno tendo que ser adaptado na montagem do túnel de vento, juntamente à distribuição de água proveniente do *chiller*.

3.1 BANCADA DE TESTES

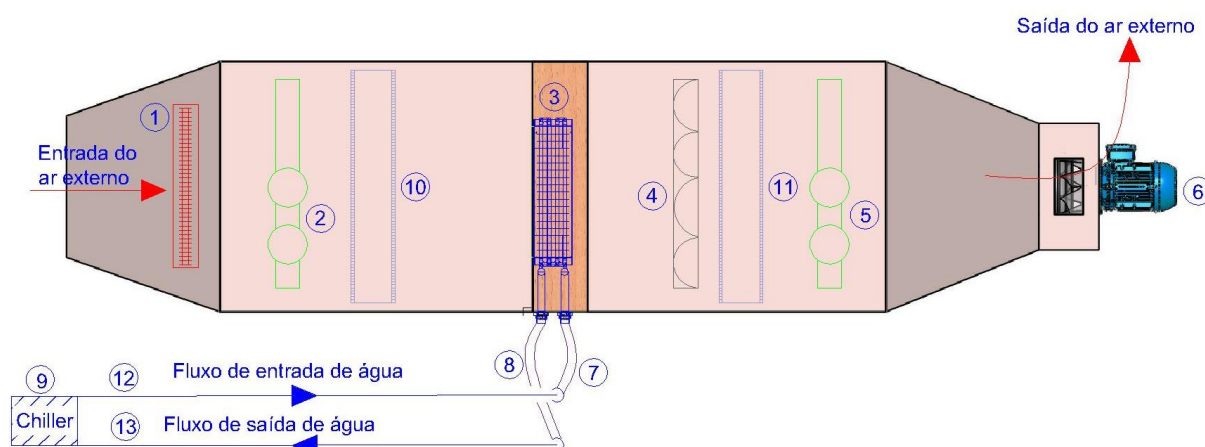
Neste tópico serão abordados os principais equipamentos que compõe a bancada de testes: o túnel de vento, a seção do trocador de calor e o *chiller*.

3.1.1 Túnel de Vento

A bancada de testes é constituída por um túnel de vento construído com base na norma ANSI/ASHRAE 51 (1999) para avaliação de condensadores e evaporadores. Os dutos da seção transversal foram construídos em madeira MDF, tendo dois módulos de forma a considerar testes com diferentes tipos e tamanhos de trocadores de calor.

O sistema com o túnel de vento e a conexão com o *chiller* estão ilustrados na Figura (22), considerando seus principais componentes.

Figura 21 – Túnel de vento, componentes e fluxo dos fluidos ar e água (LETEF).



Baseado nos números indicativos do desenho, a tabela (9) lista os componentes que compõem o sistema da Figura (21).

Tabela 9 – Representação descritiva de componentes que compõem o túnel de vento.

Item	Descrição
1	Resistência elétrica de aquecimento de 2.500 W
2	Coletor de ar para medição de temperatura na entrada do túnel
3	Protótipo do trocador de calor tubo aletado
4	Placa de bocais para medição de vazão do ar e pressão diferencial
5	Coletor de ar para medição de temperatura na saída do túnel
6	Conjunto Ventilador / Motor elétrico - 2,20 kW - 220/380V / 3F / 60 Hz
7	Mangueira de conexão de entrada da água gelada no trocador de calor
8	Mangueira de conexão de saída da água gelada no trocador de calor
9	Representação ilustrativa do Chiller Scroll Inverter
10	Malhas difusoras de ar na entrada do túnel
11	Malhas difusoras de ar na saída do túnel
12	Representação do fluxo da saída da água gelada no Chiller por um tubulação com isolante térmico
13	Representação do fluxo da entrada da água gelada no Chiller por um tubulação com isolante térmico

O ventilador centrífugo que compõe o túnel de vento é um modelo com pás curvadas para trás, com rotor de 630 mm. Sua capacidade máxima gira em torno de uma rotação de até 1.720 rpm, alcançando uma vazão volumétrica do ar de até 5.949 m³/h sob uma pressão de até 850 Pa. Devido ao seu acionamento direto entre motor elétrico de 2,2 kW de potência, tensão 220/380 V e frequência de 60 Hz com o ventilador, o mesmo pode e é controlado por um inversor de frequência. Dessa forma, a vazão do ar de projeto pode ser ajustada até a vazão máxima caso haja necessidade.

A Figura (22) representa o modelo de ventilador acoplado junto ao insuflamento do túnel de vento e a Figura (23) mostra o mesmo ventilador visto do lado de fora.

Figura 22 – Ventilador de acoplamento direto no túnel de vento.

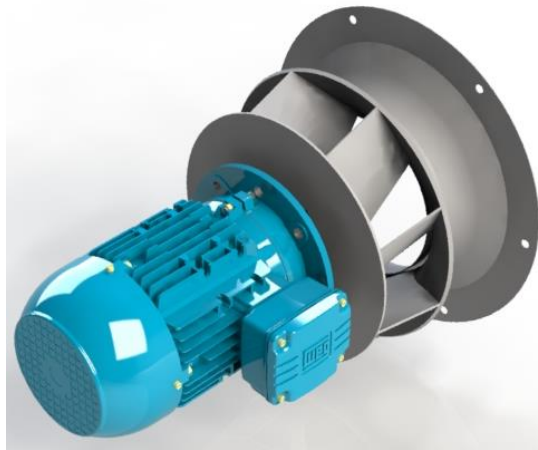


Figura 23 – Ventilador de insuflamento do ar visto de fora do túnel de vento.



Na entrada de ar há o sistema de resistências elétricas para o aquecimento do ar até a temperatura desejada que será considerado para a troca térmica. Em ligação 380 V, a resistência de 2.500 W, terá seu funcionamento variável conforme temperatura ambiente, de forma a manter a temperatura sempre constante na seção à jusante do trocador de calor.

Os difusores de ar são componentes formados por duas malhas de aço e uma chapa perfurada na entrada e saída do túnel, e tem como objetivo homogeneizar o fluxo do ar, mantendo uniforme o escoamento do fluido. A Figura (24) mostra os difusores no interior do túnel de vento.

Figura 24 – Difusor de ar montado no interior do túnel de vento.



Fonte: Deitos (2012).

Para medição de temperatura na aspiração e descarga do ar, o procedimento adequado e utilizado é baseado por meio coletores de ar. Esse componente, situado na entrada e saída do túnel recebe a vazão do ar em seus dutos, passando sobre os sensores de temperatura de bulbo seco (TBS) e úmido (TBU), e retorno ao túnel de vento pelo acionamento de um ventilador externo.

A Figura (25) indica a localização dos pontos de medição de temperatura, bem como o ventilador acoplado na rede de dutos dos coletores.

Figura 25 – Coletores de ar na entrada e saída do túnel de vento.



Fonte: adaptado de Deitos (2012).

Os sensores para medição de temperatura são do tipo PT100 com resolução de $\pm 0,1^\circ\text{C}$. Para medir a temperatura de bulbo úmido, o PT100 exige uma mecha umedecida na sua extremidade.

A placa de bocais serve como meio de medir a vazão de ar que circula no interior do túnel de vento. Sua placa quadrada encaixa-se no interior do túnel de vento. Na face da placa encontram-se diversos bocais com 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 Figura (26) mostra a placa de bocais e seus respectivos diâmetros, construída conforme a norma ANSI/ASHRAE 51-1999.

Figura 26 – Placa de bocais montada no túnel de vento.



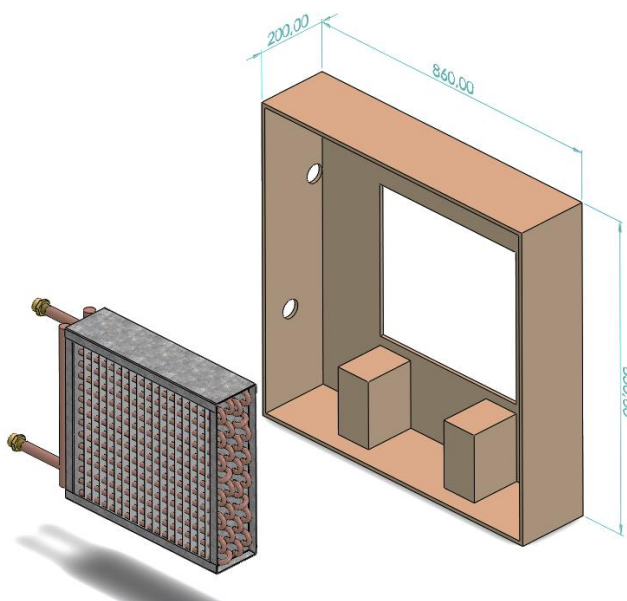
Fonte: Noetzold (2016).

3.1.1.1 Seção de testes

O trocador de calor será posicionado no meio do túnel de vento. Como o gabinete é dividido em duas partes praticamente iguais, a parte central pode ser separada em 200 mm para colocação de um módulo de chapa de madeira MDF de dimensões 860 x 850 mm e com uma espessura de 10 mm. O centro da chapa terá um recorte retangular com a dimensão da área de face do trocador de calor. Por fim a chapa será fixada em uma moldura quadrada de madeira de mesmas dimensões, 860 x 850 mm, porém, com uma profundidade de 200 mm e com as furações necessárias para passagem das tubulações de água gelada vindas do *chiller*.

A Figura (27) apresenta a seção de testes de estrutura de madeira que será adicionada ao túnel de vento para colocação do trocador de calor.

Figura 27 – Representação explodida da seção de testes para montagem do trocador de calor.



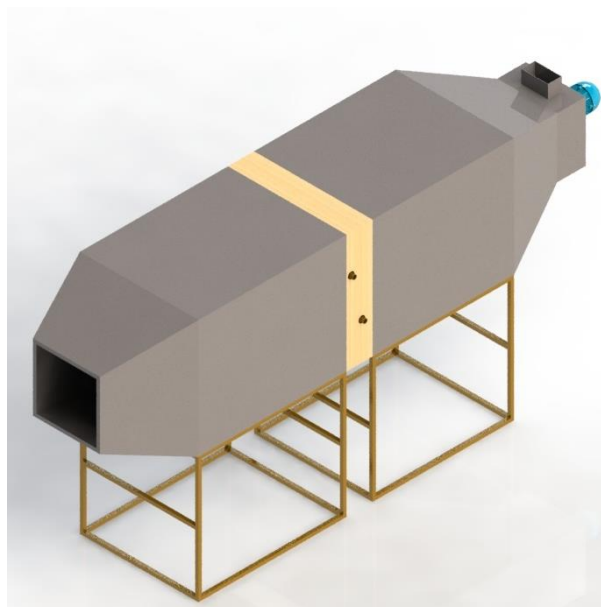
A construção da seção de testes foi planejada e executada na oficina mecânica e na maquetaria do Campus Unisinos / São Leopoldo. A seção teve construção com barras transversais para apoio sobre o túnel de vento, e a saída das conexões tiveram seu isolamento nas aberturas, evitando ponte térmica ao meio externo. A Figura (28) representa a construção final da seção de testes.

Figura 28 – Montagem do trocador de calor na seção de testes.



A partir da montagem do trocador de calor junto a seção de madeira, o conjunto foi montado no meio dos dois módulos do túnel de vento, conforme a Figura (29). A fácil substituição de peças no túnel de vento faz com que o projeto possa se adequar em diversos estudos de caso de trocadores de calor.

Figura 29 – Representação renderizada da seção de testes acoplada ao túnel de vento.



3.1.2 Chiller Scroll Inverter

O *chiller* consiste em um equipamento dotado de compressor, condensador, válvulas, resfriador, ventilador e demais componentes com a função para resfriamento de líquidos em soluções de salmoura ou água. Seu funcionamento está baseado na circulação de um fluido refrigerante em seu interior, fazendo a troca de calor com a água, resfriando-a. Seu principal uso é para as áreas de resfriamento de processos, ar condicionado para conforto térmico e resfriamento de usinas nucleares.

O *chiller* instalado no LETEF, consiste no modelo “*Scroll Inverter IAS*”, também conhecido como linha *Standard* do fabricante *Hitachi*. Esse termo refere-se à capacidade do resfriador de líquidos em variar sua potência de refrigeração conforme a necessidade de carga requerida diante de um controle de velocidade por inversor de frequência no compressor (HITACHI, 2018). A Figura (30) apresenta o modelo utilizado na bancada.

Figura 30 – Modelo *Chiller Scroll Inverter* – Série IAS (*Standard*).



Fonte: Hitachi (2018).

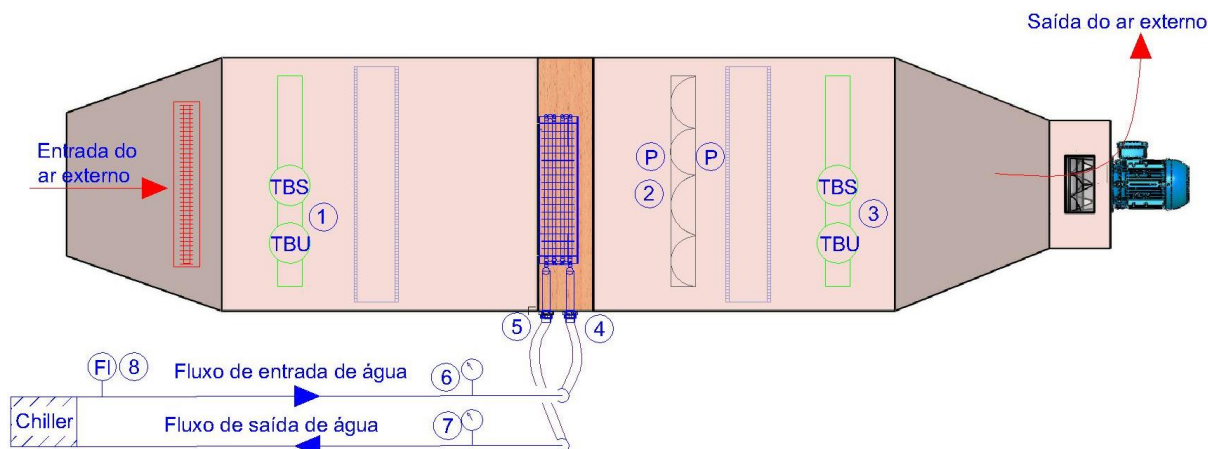
Esse modelo é uma unidade de 15 TR, de capacidade nominal de 14,44 TR (50,8 kW) e utiliza o refrigerante R-410A (HFC). Seu compressor é do tipo *Scroll* com módulo *inverter*. O condensador consiste em um modelo tubular de cobre com aletas de alumínio em corrente cruzada. Seu ventilador possui construção axial e resfriador do tipo placa brasado distribui uma vazão de água de 7,94 m³/h. A automação do *chiller* se restringe a série *Modbus-RTU*. Em valores nominais, a temperatura de saída da água gelada varia de 5°C a 15°C, enquanto que a temperatura de entrada do ar no condensador varia de 5°C a 40°C.

Algumas outras características complementares podem ser vistas no “ANEXO A” deste trabalho.

3.1.3 Instrumentação e Sistema de Aquisição de Dados

Durante os testes foram registrados dados de temperaturas, pressões e vazões. A Figura (31) apresenta o esquema da bancada e os principais pontos de medição e a Tabela (10) lista os respectivos sensores.

Figura 31 – Representação de instrumentação da bancada de testes.



Baseado nos números indicativos do desenho da Figura (31), a Tabela (10) informa os instrumentos da bancada de testes.

Tabela 10 – Descrição da instrumentação que compõe a bancada de testes.

Item	Descrição
1	Sensor de temperatura PT100 de bulbo seco (TBS) e bulbo úmido (TBU) do ar na entrada do túnel
2	Medidor de pressão diferencial nos 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

Os sensores de temperatura do tipo PT100 alocados nos coletores de admissão do ar, encontrados na entrada e saída do túnel de vento, possuem quatro fios e seu funcionamento é baseado pela variação da resistência elétrica em função da variação da temperatura. Seu range operacional é de $-200\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $650\text{ }^{\circ}\text{C}$, resolução de $0,1\text{ }^{\circ}\text{C}$ e incerteza de $0,2\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Para medir as temperaturas da água gelada na entrada e saída do trocador de calor, foram montadas conexões do tipo Tê, que permitem inserir os sensores PT100 e as mangueiras para entrada e saída de água.

Há um transdutor de pressão diferencial na placa de bocais, com sinal de saída de 4 a 20 mA para a faixa de 0 a 1,24 kPa, com incerteza de medição de 2,5 Pa. Através da medida da pressão diferencial se obtém vazão de ar e velocidade de face.

Para a água gelada são instalados dois manômetros na tubulação proveniente do *chiller* são modelos analógicos do tipo *Bourdon (Genebra)*, para a faixa de medição de 0 a 400 kPa.

A medição da vazão de água gelada, Q_{ag} , é realizada por um medidor de vazão modelo *Promag 10* da *Endress+Hauser*, para a faixa de 0 a 200 ml/min.

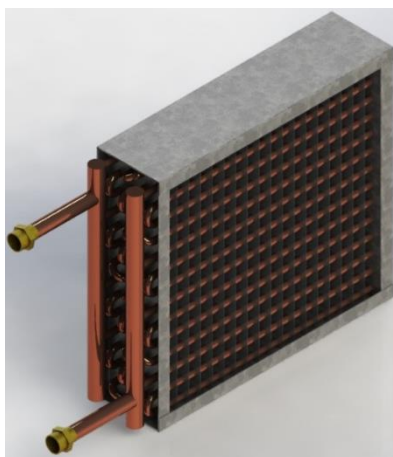
Para a aquisição dos dados do experimento, um computador foi conectado a um sistema *Multifunction Switch / Measure Unit*, modelo 34980A da *Agilent*. Os sinais são lidos e registrados pelo computador a partir da saída dos sinais dos transdutores de pressão, vazão e sensores de temperatura.

3.2 TROCADOR DE CALOR TUBO ALETADO

O trocador de calor utilizado para o estudo experimental possui os tubos em cobre, aletas em alumínio e a moldura externa em chapa galvanizada.

A Figura (32) representa o trocador de calor projetado para tal procedimento.

Figura 32 – Desenho do trocador de calor tubo aletado utilizado como estudo experimental.

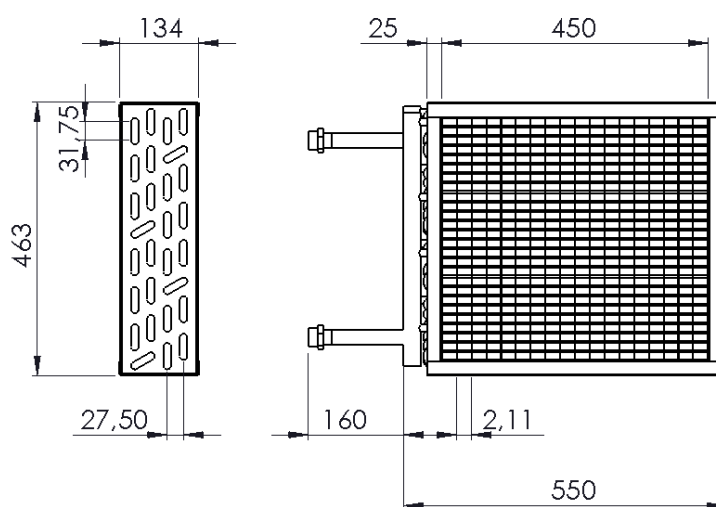


O trocador de calor possui arranjo triangular de 4 fileiras de tubos. As aletas em placas corrugadas estão dispostas em espaçamento entre elas de 2,11 mm. O número de tubos na altura são 14. O espaçamento na altura entre tubos é de 27,5 mm. O espaçamento na largura entre tubos é 31,75 mm. O número total de tubos é 56. A bitola do tubo é 1/2". Considerando esse valor, o diâmetro interno do tubo é 12,45 mm e o diâmetro externo é 13,15 mm. O número de circuitos onde a água irá entrar é 7.

Os circuitos são os tubos de saídas dos coletores centrais. Quanto maior o número de circuitos, menor a perda de carga interna devido a menor velocidade de circulação da água. Os coletores por sua vez, são dois tubos na vertical de bitola 1 ¼" cada que possuem como função sendo um deles para coletar a água proveniente do *chiller* e distribuir pelos circuitos de tubos, e o outro coletor é o retorno do fluído interno que irá novamente ao *chiller*.

As demais dimensões são tratados conforme Figura (33).

Figura 33 – Representação frontal e lateral do trocador de calor.



3.3 TESTES REALIZADOS

Os testes experimentais executados no laboratório foram executados em dois estágios:

- variou-se a vazão volumétrica do ar diante do inversor de frequência ligado ao ventilador, operando a variação em 7 estágios, considerando uma vazão fixa de água;
- variou-se a vazão da água proveniente do *chiller* operando em 6 estágios distintos, para uma vazão fixa de ar.

Em ambos os casos a temperatura de bulbo seco e úmido na entrada do túnel variou conforme condições do recinto, sendo que o mesmo trabalhou em regime

permanente, ou seja, sem interrupção do sistema de ventilação e bombeamento de água.

Todos os testes operaram durante um intervalo de tempo de 10 minutos por estágio, tendo um intervalo de 5 minutos entre cada novo teste. Foram registrados em torno de 120 medições durante cada estágio.

3.4 TRATAMENTO DE DADOS

Para os cálculos utilizados, foram adotadas as seguintes condições:

- a) foram desprezadas as perdas térmicas pelas paredes do túnel de vento;
- b) foram desprezadas as variações de energia cinética e potencial;
- c) os valores de vazão do ar foram obtidos e calculados conforme a norma ANSI/ASHRAE 51-1999, a qual especifica e regulamenta testes com ventiladores em túneis de vento;
- d) as vazões de ar do túnel de vento foram calculadas a partir dos dados medidos da variação de pressão da placa de bocais, TBS e TBU do ar, da pressão atmosférica e do diâmetro dos bocais;
- e) algumas correlações e modelos, assim como propriedades dos fluidos serão utilizados do banco de dados do EES;
- f) a taxa de calor total é calculado a partir dos valores medidos tanto na corrente de água, como na corrente de ar.

Foi desenvolvido um programa no EES com o método da efetividade baseado nas entalpias, conforme apresentado anteriormente, para análise da troca térmica e cálculo das condições de saída do ar a partir dos dados de entrada experimentais.

Os dados coletados serão analisados e tratados com auxílio dos softwares Excel e EES (*Engineering Equation Solver*) e os resultados apresentados por meio de gráficos.

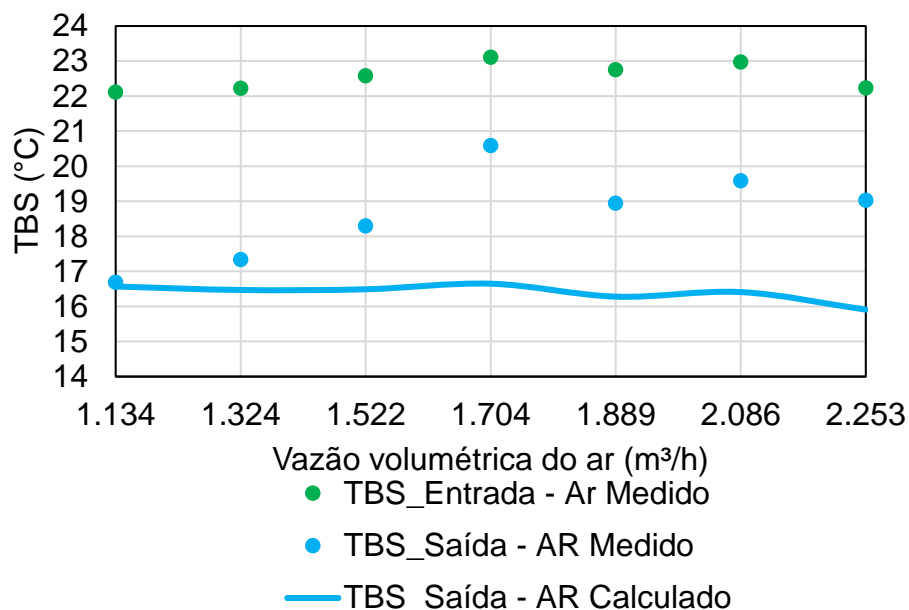
4. ANÁLISE DOS RESULTADOS

4.1 EFEITO DA VARIAÇÃO DA VAZÃO DE AR

Para análise do efeito da variação da vazão de ar foi considerado fixa a vazão da água durante todos os testes. Ao total foram realizados sete testes com vazões volumétricas diferentes, e em todos os casos trabalhando em regime permanente. Os valores considerados de vazão de ar foram: 2.250, 2.090, 1.890, 1.700, 1.520, 1.320 e 1.130 m³/h e a vazão de água de 17,45 L/min. Todos os valores obtidos conforme a variação de perda de carga dos bocais. Os valores medidos e calculados para cada teste encontram-se nos apêndices B e C.

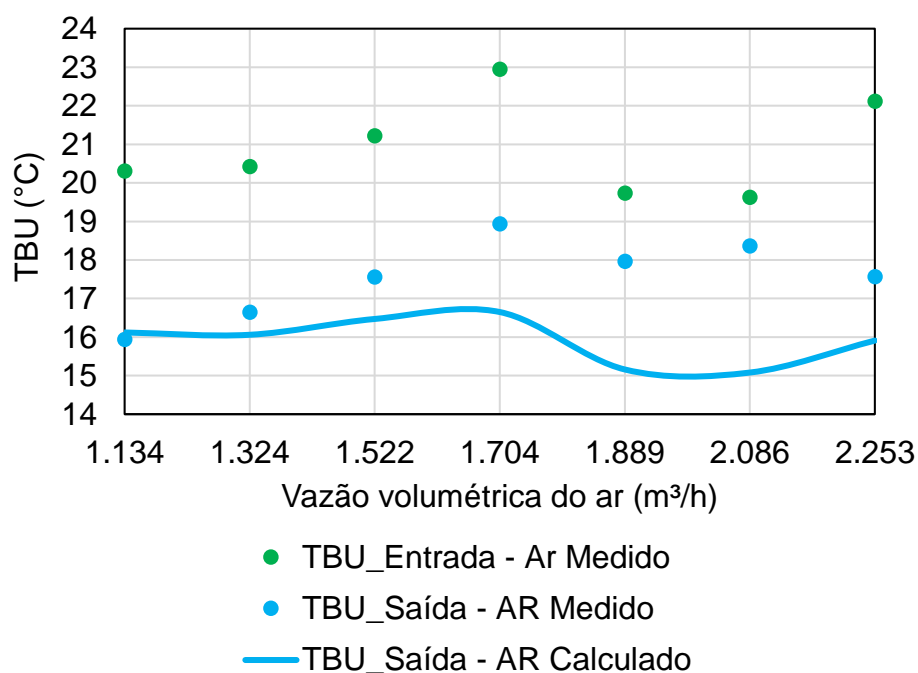
A Figura (34) ilustra os valores medidos pelos sensores nas condições secas, tanto na entrada quanto na saída do trocador e o valor calculado da temperatura na saída. A temperatura média de entrada foi de 22,57°C e de saída foi de 18,64°C. Conforme os cálculos, a temperatura de saída do ar deveria atingir uma média de 16,39°C trabalhando dessa forma. Nas medições feitas com o aumento da vazão de ar ocorre o aumento da temperatura de saída do mesmo. No entanto, esse desvio não é notado nos cálculos, visto que o valor possui poucas variações. A diferença mais baixa ocorre com 1.130 m³/h de vazão de ar onde a diferença entre o valor de saída medido pelo calculado alcança o valor de 0,78 °C. A diferença mais alta ocorreu com 1.700 m³/h de vazão do ar com desvio de 3,94 °C.

Figura 34 – Variação da temperatura de bulbo seco com a variação da vazão de ar.



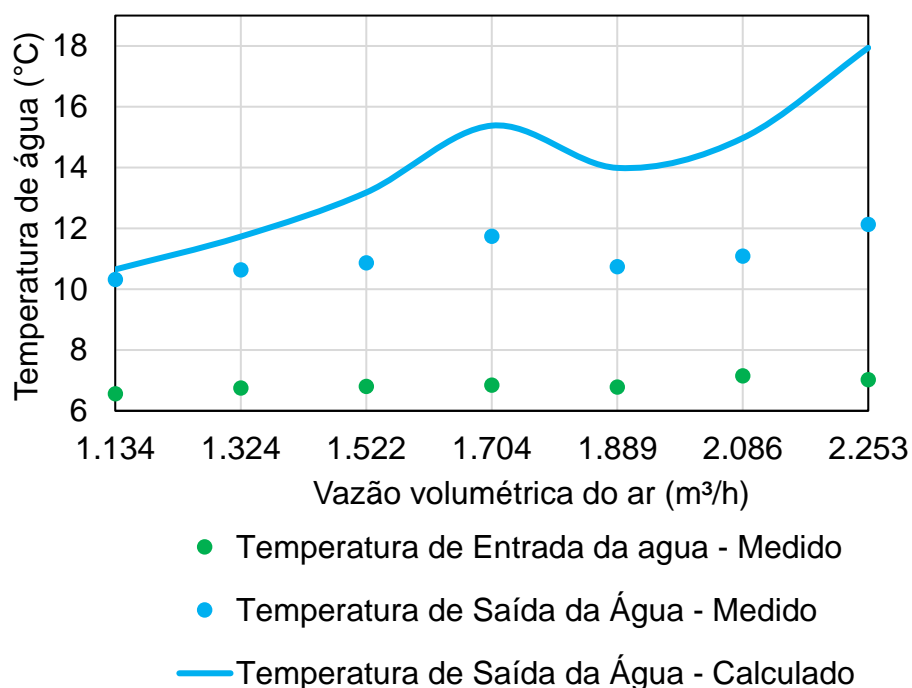
A Figura (35) representa a condição úmida do ar conforme os valores medidos para entrada e saída, e o valor calculado na saída. Em alguns pontos há elevadas variações condicionadas ao fluxo de saída ser no mesmo recinto de teste que é utilizado para aspirar o ar. A temperatura média de entrada foi de 20,91 °C e de saída foi de 17,57 °C. Conforme os cálculos, a temperatura de saída do ar deveria atingir uma média de 15,92 °C trabalhando dessa forma. Nas medições feitas com o aumento da vazão de ar ocorre o aumento da temperatura de saída do mesmo. No entanto, esse desvio não é notado nos cálculos, visto que o valor possui poucas variações. A diferença mais baixa ocorre com 1.134 m³/h de vazão de ar onde a diferença entre o valor de saída medido pelo calculado alcança o valor de 0,18 °C. A diferença mais alta ocorre com 2.086 com desvio de 3,29 °C.

Figura 35 – Variação da temperatura de bulbo úmido com variação da vazão de ar.



A Figura (36) ilustra a variação decorrente da água conforme o aumento da vazão volumétrica do ar. O valor de saída da água medida diminuiu pouco ao comparar-se com o aumento da vazão do ar. Por outro lado, o valor calculado aumenta consideravelmente conforme aumenta-se a vazão do ar. A temperatura média de entrada foi de 6,84°C e de saída foi de 11,07°C. Conforme os cálculos, a temperatura de saída da água deveria atingir uma média de 13,98°C trabalhando dessa forma. Nas medições feitas com o aumento da vazão de ar a temperatura de saída da água mantém-se constante. Nos cálculos a temperatura de saída da água aumenta consideravelmente. A diferença mais baixa ocorre com 1.134 m³/h de vazão de ar onde a diferença entre o valor de saída medido pelo calculado alcança o valor de 0,33 °C. A diferença mais alta ocorre com 2.253 m³/h de vazão de ar com desvio de 5,82 °C.

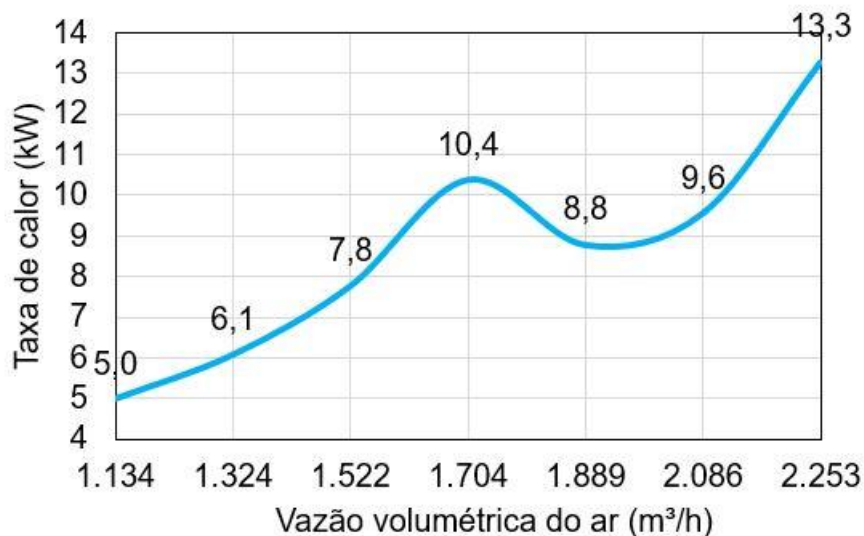
Figura 36 – Variação da temperatura de água com a vazão de ar.



A taxa de calor é referente a troca térmica realizada com base na variação de temperaturas do processo. Além disso, valores maiores de vazão volumétrica do ar propiciam o aumento da taxa total. A taxa de calor mínima ocorreu com 1.134 m³/h obtendo 4,95 kW. A maior taxa de calor ocorreu com 2.253 m³/h obtendo 13,28 kW.

A Figura (37) ilustra o desempenho térmico baseado nas taxas de calor calculadas.

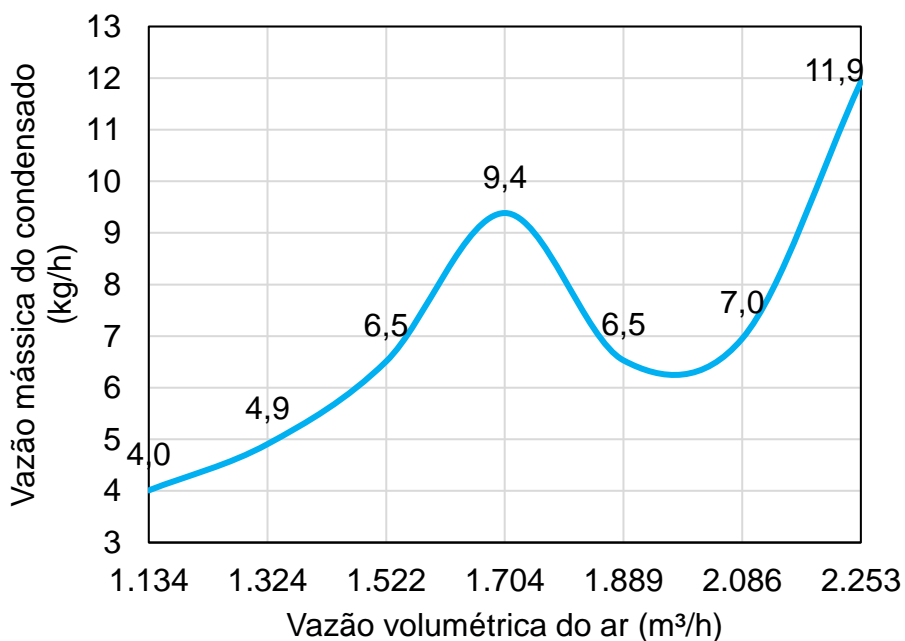
Figura 37 – Taxa de calor transferida com a variação da vazão de ar.



A curva de condensação se assemelha a curva de taxa de calor total. O fato de ter maior calor latente transfere a possibilidade de maior condensação do sistema. A taxa mais baixa de condensado alcançou com 1.134 m³/h com 4,01 kg/h. A taxa mais alta foi para o valor de 11,93 kg/h.

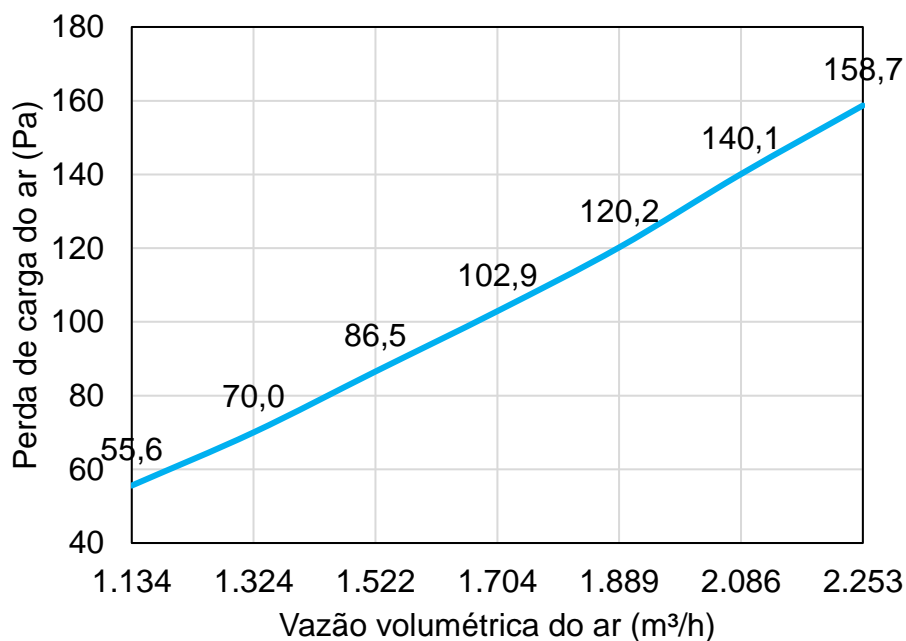
A Figura (38) ilustra a curva de condensado conforme a variação do fluxo de ar.

Figura 38 – Variação da taxa de condensação com a variação de vazão de ar.



A perda de carga no lado do ar no trocador foi somente calculada teoricamente pelo modelo apresentado. A Figura (39) apresenta a variação da perda de carga com a variação do fluxo do ar. Verifica-se que conforme aumenta a vazão a perda aumenta

Figura 39 –Perda de carga do trocador de calor com a variação da vazão de ar.

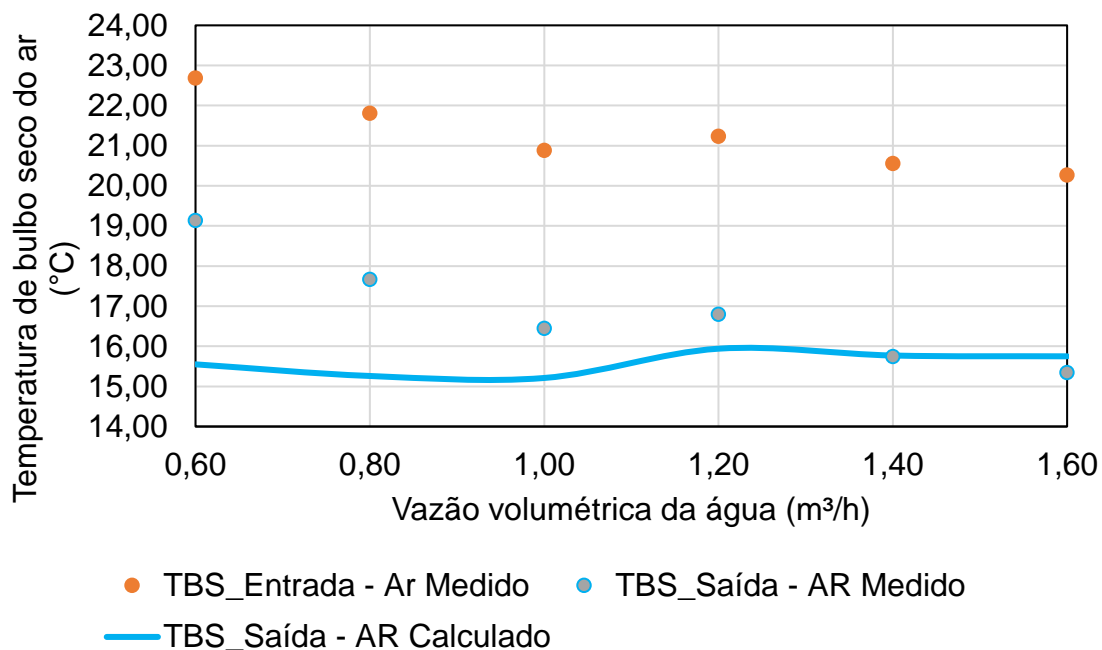


4.2 EFEITO DA VARIAÇÃO DA VAZÃO DE ÁGUA

Para análise do efeito da variação da vazão da água foi considerado fixa a vazão do ar durante todos os testes. Ao total foram realizados seis testes com vazões diferentes, sendo em todos os casos trabalhando em regime permanente. Os valores considerados de vazão estão no estágio no Apêndice C.

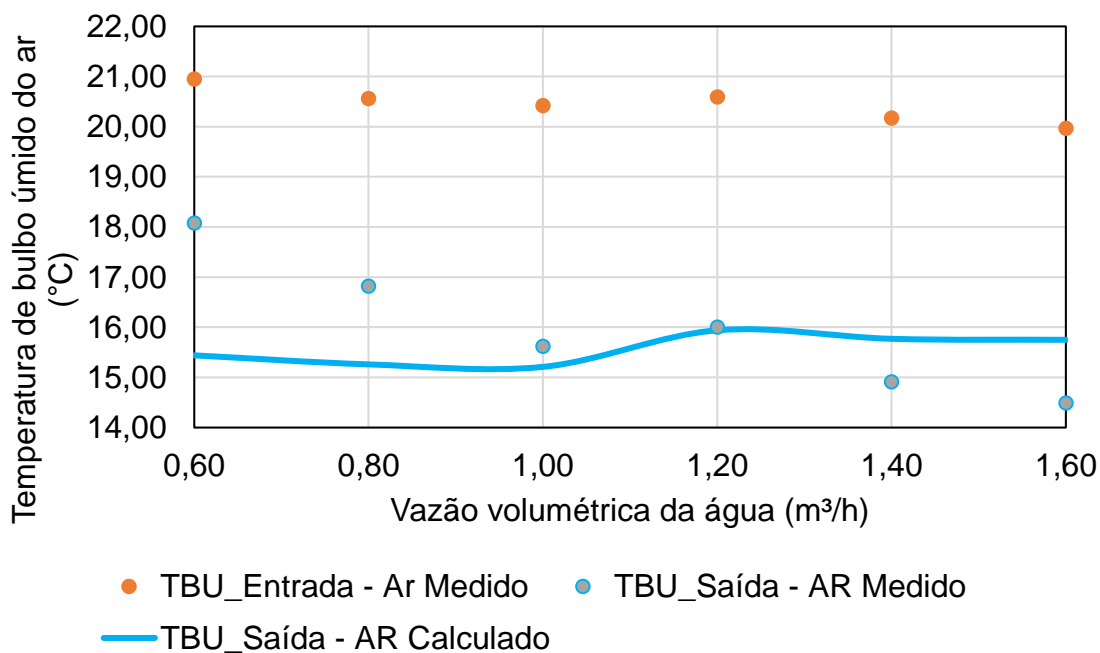
A Figura (40) ilustra as temperaturas de bulbo seco do ar medidas, tanto na entrada quanto na saída do trocador e a comparação com a calculada na saída. A temperatura média do ar na entrada foi de 21,24 °C e na saída 16,86 °C. O valor médio calculado na saída do ar ficou em 15,58 °C. A menor variação dos valores medidos com os valores calculados ficou no último teste com uma variação de 0,4 °C. A maior variação ocorreu no primeiro teste com uma variação de 3,59 °C.

Figura 40 – Variação da temperatura de bulbo seco com a vazão de água.



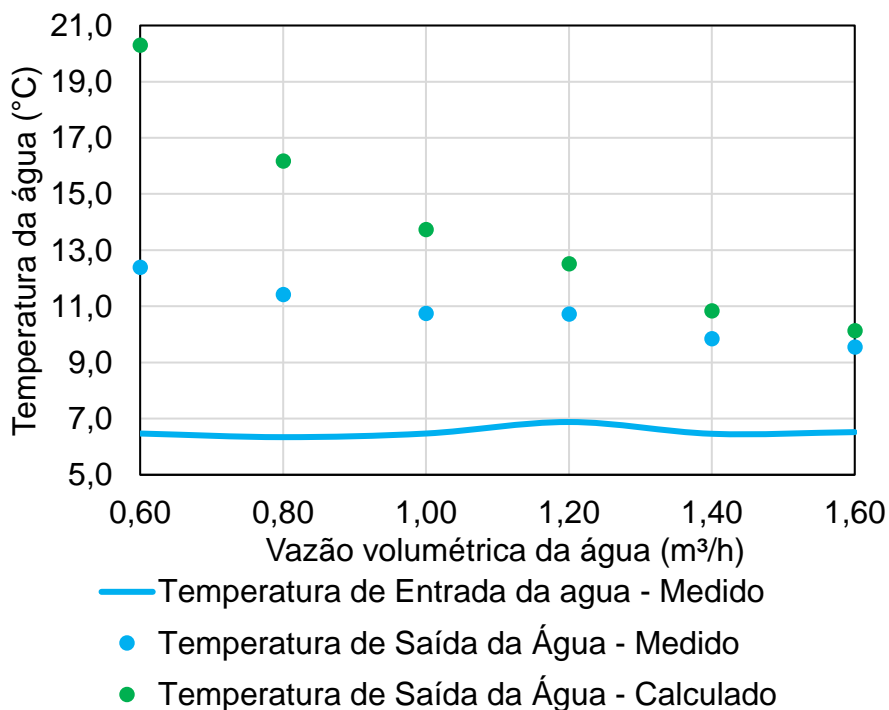
A variação das temperaturas de bulbo úmido é apresentada na Figura (41), junto a temperatura de saída calculada. Conforme a vazão de água aumenta o valor medido de temperatura de saída do ar diminui. No critério de cálculo há pouca variação, podendo afirmar que o valor se torna basicamente constante na saída.

Figura 41 – Variação da temperatura de bulbo úmido com a vazão de água.



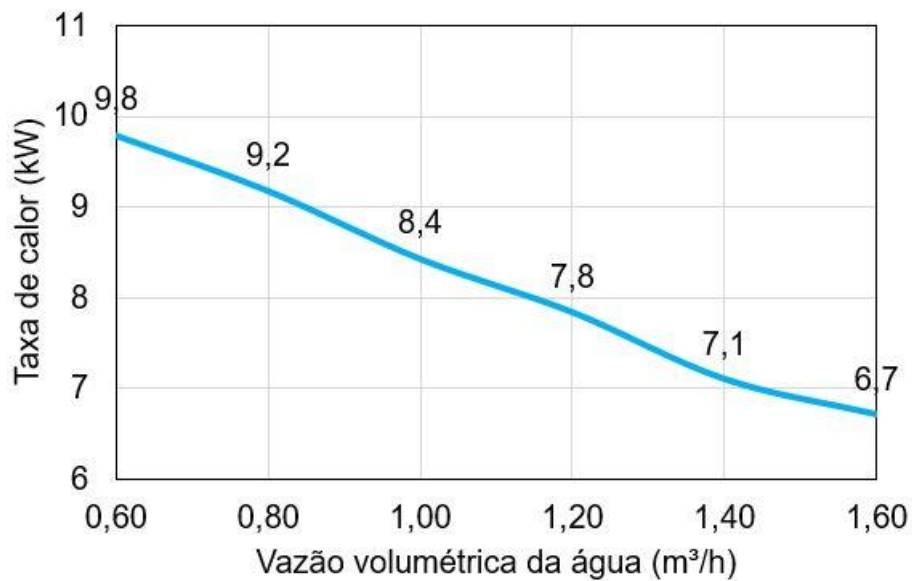
O aumento da vazão de água considera conforme a Figura (42) que a variação de temperatura da água diminui, sendo desnecessário maior capacidade do *chiller* em refrigerar o líquido.

Figura 42 – Variação da temperatura de água com a variação da vazão de água.



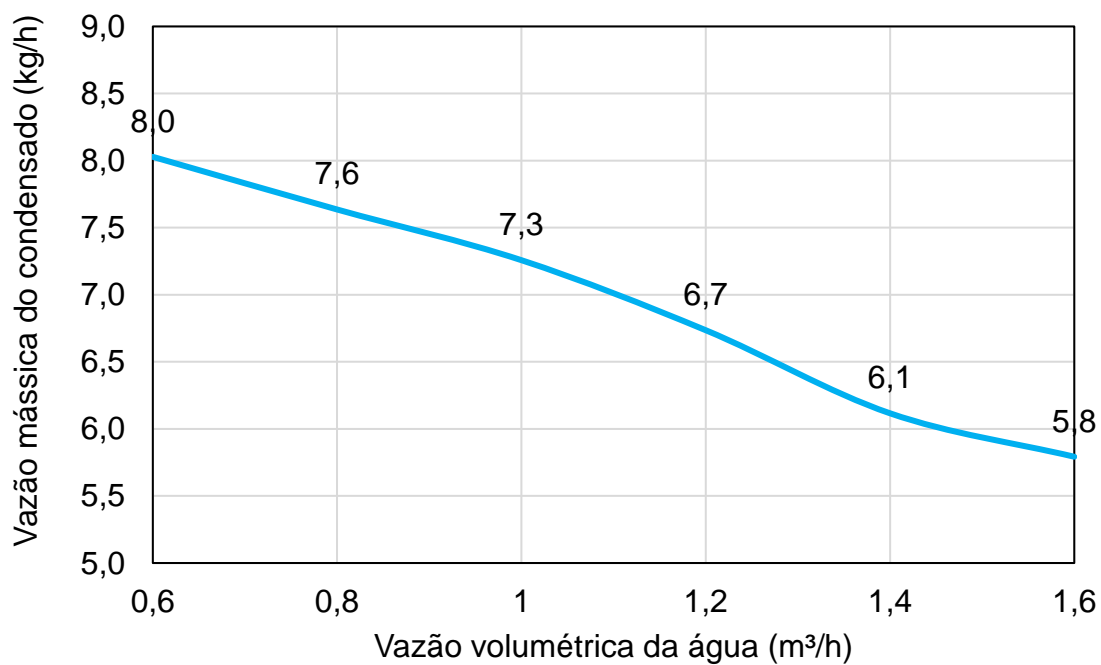
A taxa de calor diminui com o aumento da vazão volumétrica de água, visto que a temperatura da água também diminui pelo mesmo motivo. Desta forma, conforme a Figura (43), menor será a capacidade de refrigerar o ar conforme aumenta-se a vazão volumétrica da água.

Figura 43 – Taxa de calor com a variação da vazão de água.



A Figura (44) representa a diminuição de condensado conforme o aumento da vazão da água durante a operação da mesma forma que a taxa de calor diminui.

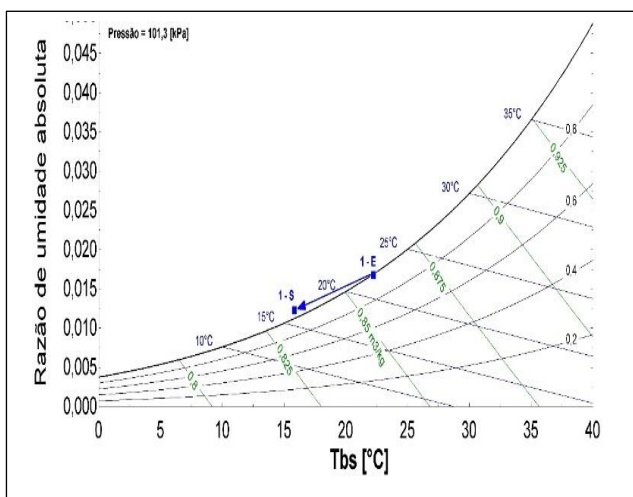
Figura 44 – Taxa de massa de condensado com a variação de vazão de água



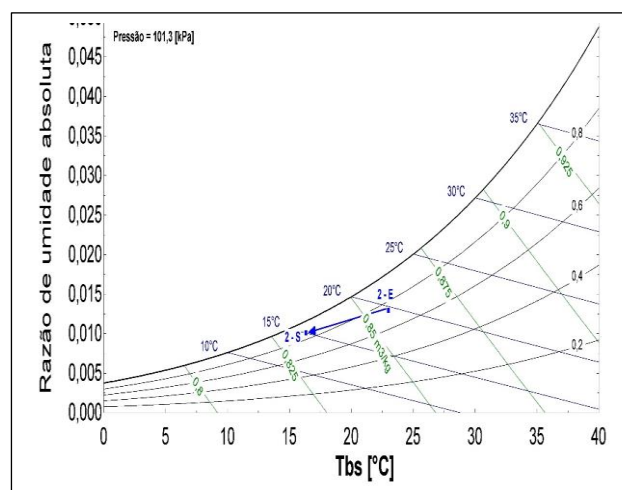
4.3 EFEITO DA VARIAÇÃO DA VAZÃO DE AR NA CARTA PSICOMÉTRICA

A carta psicrométrica serve como base de leitura das condições do ar. Os valores obtidos no cálculo do apêndice “B” referente às temperaturas e umidades absolutas nas condições de entrada e saída são apresentados na Figura (45). Em alguns casos, o valor calculado ultrapassa o ponto de orvalho, fazendo entender que a umidade relativa é próxima a 100%.

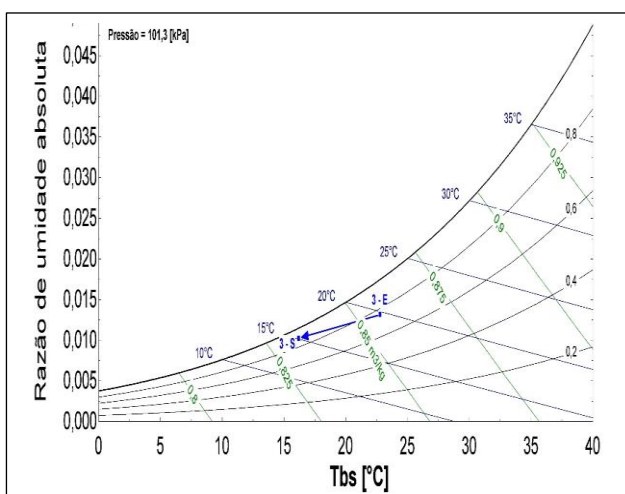
Figura 45 – Representação da condição de entrada e saída do ar na carta psicrométrica para diferentes vazões de ar: a) Teste 1; b) Teste 2; c) Teste 3; d) Teste 4; e) Teste 5; f) Teste 6 e g) Teste 7



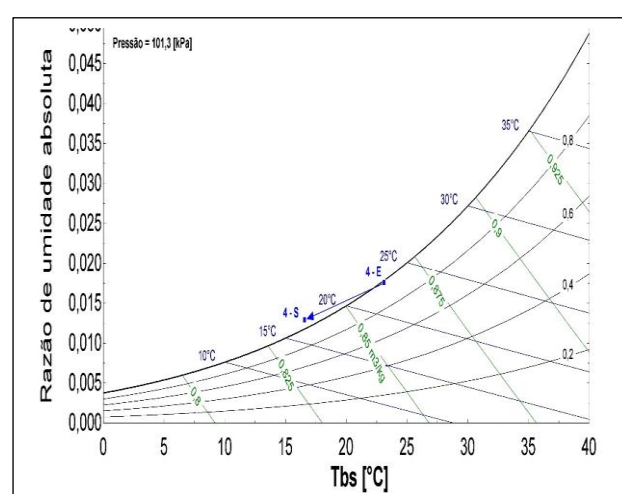
a)



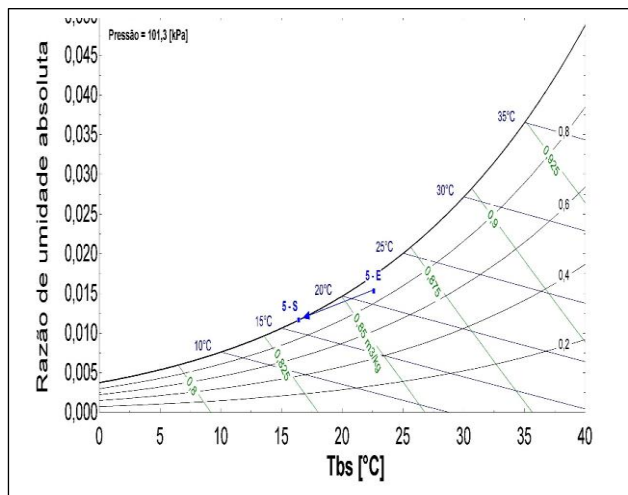
b)



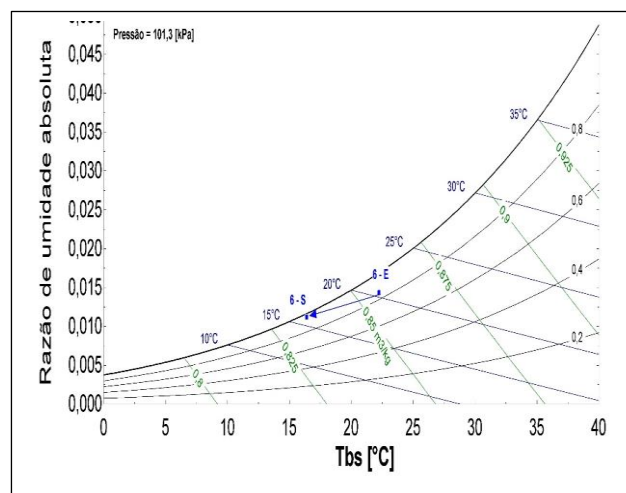
c)



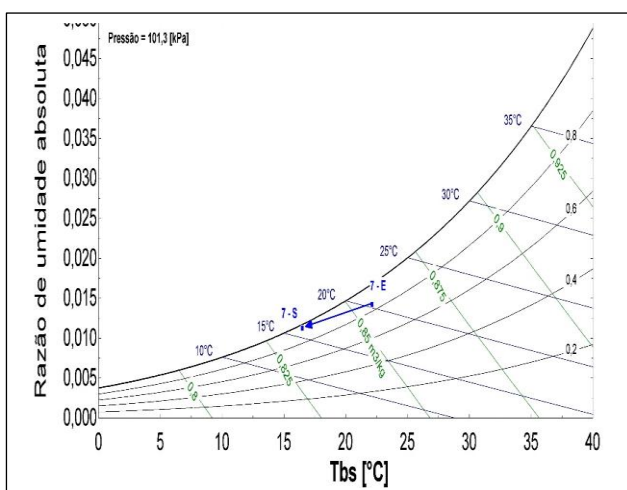
d)



e)



f)



g)

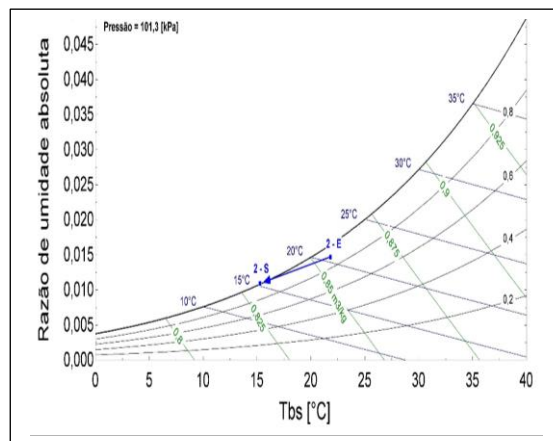
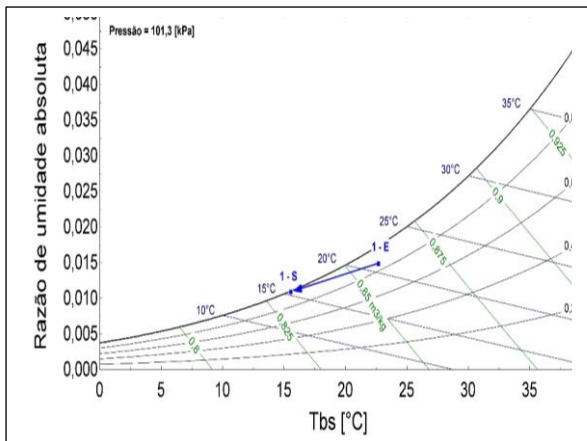
Em todos os casos da Figura (45) as condições finais aproximaram-se da umidade de 100%. Em alguns casos, a umidade de entrada já havia se aproximado deste valor, sendo que posteriormente as condições de saída ultrapassariam esse valor diante dos cálculos.

Como o ar é insuflado no mesmo ambiente que é aspirado pelo túnel de vento, a alta umidade relativa é captada na entrada do túnel de vento.

4.4 EFEITO DA VARIAÇÃO DA VAZÃO DE ÁGUA NA CARTA PSICOMÉTRICA

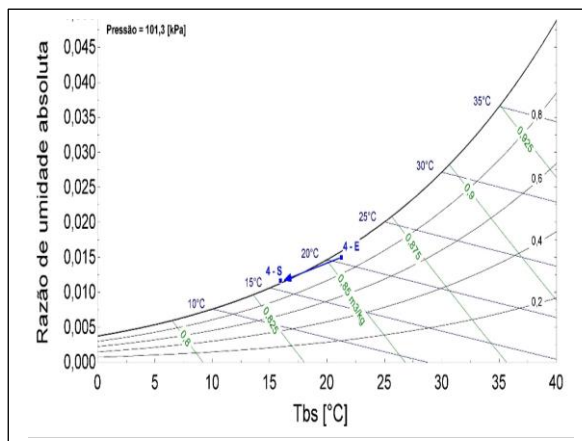
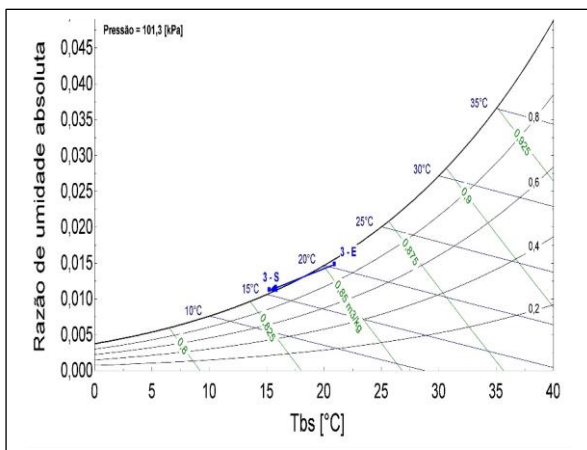
As condições do ar na carta psicrométrica para os seis testes realizados com variação da vazão de água são consideradas na Figura 46.

Figura 46 – Representação da condição de entrada e saída do ar na carta psicrométrica para diferentes vazões de água: a) Teste 1; b) Teste 2; c) Teste 3; d) Teste 4; e) Teste 5 e f) Teste 6



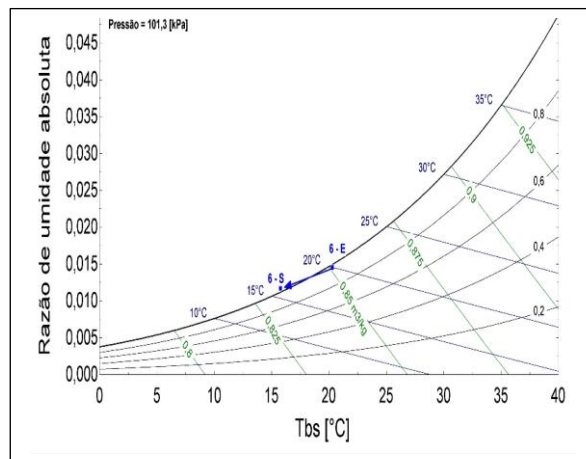
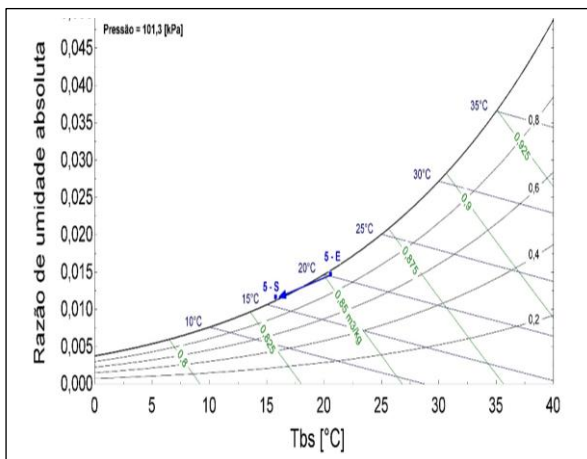
a)

b)



c)

d)



e)

f)

Em todos os casos das Figura (46) as condições finais aproximaram-se da umidade de 100%. Em alguns casos, a umidade de entrada já havia se aproximado deste valor, sendo que posteriormente as condições de saída ultrapassariam esse valor diante dos cálculos.

Como o ar é insuflado no mesmo ambiente que é aspirado pelo túnel de vento, a alta umidade relativa é captada na entrada do túnel de vento.

5. CONCLUSÃO

Neste trabalho foram apresentados resultados comparativos de um estudo experimental em túnel de vento e teórico do processo de resfriamento do ar com água gelada em um trocador de calor tubo aletado usado em *fancoils*.

O sistema foi submetido a condições em regime permanente onde o ar resfriado era insuflado no mesmo recinto em que o ar era aspirado no túnel de vento. A temperatura de entrada do ar se manteve em torno de 23 °C e a de saída variou de 17 a 20 °C, conforme a condição de teste. Da mesma forma, a temperatura da água na entrada do trocador ficou em torno de 7 °C com retorno aproximado em 11 °C.

Embora as condições do ambiente de realização do experimento não pudessem ser controladas, foi possível verificar as capacidades térmicas exigidas conforme algumas variáveis de projeto. Algumas considerações devem ser feitas, por exemplo o aumento da vazão de água, é aplicado como forma de diminuir a capacidade do *chiller*, o que é relevante em algumas situações onde há necessidade de atender a uma baixa temperatura de condição de saída. Porém, deve ser levado em consideração que quanto maior o aumento da vazão de água, maior a perda de carga interna, maior a turbulência e pressão nos tubos do trocador e maior é capacidade exigida na bomba.

O aumento da vazão de ar influi no aumento da capacidade térmica, entretanto, como já observado valores de velocidade de face superiores a 2,50 m/s podem causar arraste de água pelos tubos afetando componentes internos. Além disso, vazões de ar mais altas resultam em maiores perdas de carga, influenciando diretamente na potência exigida do ventilador.

Baseado nos resultados observados diante deste estudo pode-se concluir que o valor calculado nas condições de entrada foram confirmados na maioria das condições medidas durante a prática.

Em comparação a nível comercial, o anexo A indica a capacidade total do *chiller* enquanto o anexo B indica a capacidade conforme uma folha de dados simulada por um *software* italiano chamado Unilab concebido pelo fornecedor do trocador de calor. Considerando uma capacidade de 5,82 kW para os dados do anexo B, é possível comparar com os dados obtidos até então e certificar de que os valores se aproximam com as características de catálogo.

5.1 RECOMENDAÇÕES DE TRABALHOS FUTUROS

Algumas recomendações sobre trabalhos acadêmicos pertinentes a área de *fancoils* e trocador de calor tubo aletado:

- a) Análise prolongada de testes (acima de 7) submetidos sobre mesmas condições térmicas;
- b) Análise de resfriamento considerando isolar o túnel de vento de forma com que o ar aspirado não tenha valores térmicos resultantes pelas condições de insuflamento no mesmo recinto;
- c) Projeto de redução de carga térmica de resfriamento com uso de ar externo e ar de retorno em mistura, fazendo o comparativo em condições de 100% ar externo e 30% ar externo + 70% ar de retorno do recinto;
- d) Comparação dos resultados considerando um trocador de calor com 6 ou mais fileiras de tubos sobre mesmas condições térmicas.

REFERÊNCIAS

AGÊNCIA NACIONAL DE VIGILÂNCIA SANITÁRIA. **ANVISA**. Guia da qualidade para sistemas de tratamento de ar e monitoramento ambiental na indústria farmacêutica. 1ª Edição, Brasília, 2013.

AMERICAN NATIONAL STANDARDS INSTITUTE, AND AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS. **ANSI/ASHRAE STANDARD 55**. Thermal environmental conditions for human occupancy. Atlanta, GA, 2013.

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.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (ABNT). **ABNT NBR 16101**: Filtros para partículas em suspensão no ar – Determinação da eficiência para filtros grossos, médios e finos. 1ª Edição. Rio de Janeiro, 2012.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (ABNT). **ABNT NBR 16401-1**: Instalações de ar condicionado – Sistemas centrais e unitários – Parte 1: Projetos das instalações. 1ª Edição. Rio de Janeiro, 2008.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (ABNT). **ABNT NBR 16401-3**: Instalações de ar condicionado – Sistemas centrais e unitários – Parte 3: Qualidade do ar interior. 1ª Edição. Rio de Janeiro, 2008.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (ABNT). **ABNT NBR 6401**: Instalações centrais de ar condicionado para conforto – Parâmetros básicos de projeto. Rio de Janeiro, 1980.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (ABNT). **ABNT NBR 7256**: Tratamento de ar em estabelecimentos assistenciais de saúde (EAS) – Requisitos para projeto e execução das instalações. 2ª Edição. Rio de Janeiro, 2005.

BUENO, S. S. **Modelagem do escoamento ao longo de evaporadores de serpentina com tubos aletados**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica. Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira da Universidade Estadual Paulista “Julio de Mesquita Filho”, Ilha Solteira, 2004.

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

CLEZAR, C. A. e NOGUEIRA, A. C. R. **Ventilação industrial**. 2ª Edição, Florianópolis, ed. UFSC, 2009.

CÓRCOLES, J. I., et al. **Numerical simulation of the heat transfer process in a corrugated tube**. International Journal of Thermal Sciences, vol.126, p.125-136. 2018.

DE BRITO, V. E. F. **Tratamento e distribuição do ar em sistemas de climatização**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica. Faculdade de Ciências e Tecnologia Universidade de Coimbra, Coimbra, 2010.

DE SOUZA, W. N. T. e MANZELA, A. A. **Otimização de desempenho de trocadores de calor compactos**. Revista de Engenharia da Faculdade Salesiana, n.1, p. 33-44, 2015.

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.

Deutsches Institut für Normung (DIN). **DIN 1946-4**. Ventilation and air conditioning – Part 4: VAC systems in buildings and rooms used in the health care sector. Berlin, 2008.

Deutsches Institut für Normung (DIN). **DIN EN 1886**. Ventilation for buildings – Air handling units – Mechanical performance English version of DIN EN 1886:2009-7. Berlin, 2009.

Endress+Hauser. **Technical Information Proline Promag 10W**. Suíça, 2009. <https://portal.endress.com/wa001/dla/5000000/0584/000/03/TI093DEN_1109.pdf>. Acesso em 23/06/2018.

FEBRAVA. **Post Show Report**. São Paulo (2017). Disponível em: <https://imprensa.reedalcantara.com.br/psr/febrava_psr_pt_2017.pdf>. Acesso em 28 jun. 2018.

FROTA, A. B. e SCHIFFER, S. R. **Manual do conforto térmico**. 5ª Edição, São Paulo, Studio Nobel, 2001.

GNIELINSKI, V., Int. Chem. Eng., 16, 359, 1976.

HITACHI. **Catálogo comercial Chiller Samurai**. Porto Alegre, 2018. Disponível em: <http://www.jci-hitachi.com.br/static/site/files/Catalogo_Comercial_Chiller_Samurai_RCU2000_JAN16.pdf>. Acesso em 18 jun. 2018.

HITACHI. **Manual de Instalação, Operação e manutenção da Família Chiller Scroll Inverter RCU2A HMIS-RCUAR002 Rev00**. Porto Alegre, 2018. Disponível em: <<http://www.jci-hitachi.com.br/produto/chiller-rcu2a>>. Acesso em: 18 jun. 2018.

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

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 7730**. Ergonomics of the thermal environment – Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria. Geneva, 2005.

JANNA, W. S. **Projetos de Sistemas Fluidotérmicos**. 4ª Edição, São Paulo, ed. Cengage Learning, 2017.

KAKAÇ, S. et al. **Heat exchangers – Selection, rating, and thermal design**. 3ª Edição, Boca Raton, ed. CRC Press, 2012.

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

MACAGNAN, M. H. **Princípios básicos de refrigeração**. Universidade do Vale do Rio dos Sinos, São Leopoldo, 2015. Disponível em: http://www.professor.unisinos.br/mhmac/Refrigeracao/CAP8_REF_2015_v1.pdf. Acesso em 18 jun. 2018.

MADI, M. A., et al. **Performance characteristics correlation for round tube and plate finned heat exchanger**. International Journal of Refrigeration, vol.21, p. 507-517. Department of Mechanical and Manufacturing Engineering, University of Brighton, Brighton, 1998.

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

MITCHELL, J. W.; BRAUN, J. E. **Princípios de aquecimento, ventilação e condicionamento de ar em edificações**. 1ª Edição, Rio de Janeiro, ed. LTC, 2018.

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

MORAN, M. J. et al. **Introdução à Engenharia de Sistemas Térmicos: termodinâmica, mecânica dos fluídos e transferência de calor**. 1ª Edição, Rio de Janeiro, ed. LTC, 2005.

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

NOETZOLD, J. **Comparação do desempenho do R-1234yf em substituição direta do R-134a em ar condicionado automotivo para máquinas agrícolas**. 2016. 109 f. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica. Universidade do Vale do Rio dos Sinos – UNISINOS, São Leopoldo, 2016.

NORMA REGULAMENTADORA (NR). **NR 17 – Ergonomia**. Condições ambientais de trabalho. Portaria Secretária de Inspeção do Trabalho/Departamento de Segurança e Saúde no Trabalho, 2007.

ÖZİŞİK, M. N. **Transferência de calor – Um texto básico**. 1ª Edição, Rio de Janeiro, ed. Guanabara Koogan, 1990.

PETUKHOV, B. S., in T. F. Irvine e J. P. Hartnett, Eds., *Advances in Heat Transfer*, Vol. 6, Academic Press, New York, 1970.

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

STOECKER, W. F. e JABARDO, J. M. S. **Refrigeração industrial**. 2ª Edição, São Paulo, ed. Edgard Blücher Ltda, 2002.

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

VOLTANI, E. R. e LABAKI, L. C. **Revisão da última versão da norma ISO 7730 (2005)**. Unicamp, São Paulo, 2008.

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 – CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS 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 eletrostática à base de poliéster na cor bege aplicada em chapa de aço curada em estufa.					
Dimensões (1)	Largura	mm	1.195	2.445	3.695	4.945	6.195	7.445
	Profundidade	mm	900					
	Altura	mm	1.681					
Compressor	Tipo	-	Scroll					
	Módulo Inverter (qtd)	-	VSH 117 (1)					
	Módulo Fixo (qtd)	-	-	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 (qtd)	-	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	-	IHM - 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	kWo/kWi	2,82	2,91	2,94	2,95	2,96	2,97
	IPLV	-	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 da Água no Resfriador: 12,2° C;

· Temperatura de Saída da Água do Resfriador: 6,7° 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 do(s) compressor(es) mais ventiladores. Valores baseados em Tev 7,2 Tcd 54,4 e SH 11,1K.

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

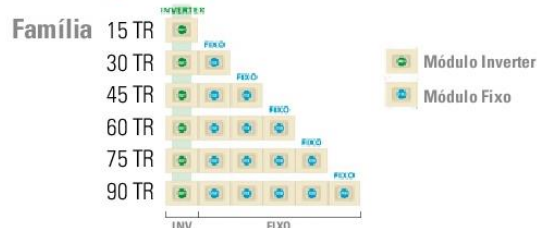
do módulo inverter

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

Rio de Janeiro - RJ

Tel.: (21) 2551-9046

Fax: (21) 2551-2749

Porto Alegre - RS

Tel.: (51) 3012-3842

Fax: (51) 3012-3842

Brasília - DF

Tel.: (61) 3322-6867

Fax: (61) 3321-1612

Recife - PE

Tel.: (81) 3414-9888

Fax: (81) 3414-9854

Manaus - AM

Tel.: (92) 3211-5000

Fax: (92) 3211-5001

Salvador - BA

Tel.: (71) 3289-5299

Fax: (71) 3379-4528

Belo Horizonte - MG

Tel.: (31) 3296-3226

Fax: (31) 3296-3226



ISO 9001:2008
CERTIFICADO 12.008

06/11
HAPB-RDU 14 00

ANEXO B – CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DO TROCADOR DE CALOR CONFORME FABRICANTE

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	Formato tubo		Circul	
Número de tubos por fileiras	14	Passo das aletas	2,11 mm				
Número de fileiras	4	Número de circuitos	7				
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
Coeficiente de transformação global				19			W kg/(m ² kJ)
Delta H Médio Logarítmico				16,71			kJ / kg
Material das aletas / Material dos tubos							Alumínio / 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
Coeficiente de transformação parcial		66					W/(m ² K)
Coeficiente 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
Coeficiente de transformação parcial	1198	W/(m ² K)
Coeficiente de sujidade	0,00000	(m ² h °C)/kcal

APENDICE A – RESULTADOS TEÓRICOS PARA VARIAÇÃO NA VAZÃO DE ÁGUA

Parametric Table: Cálculo para variáveis de vazão da água

	ϵ	η_a	η_s	$h_{e,ar}$ [W/m ² ·K]	h_{ag} [W/m ² ·K]	$i_{ar,e}$ [kJ/kg]	$i_{ar,s}$ [kJ/kg]	$\dot{m}_{condensado}$ [kg/s] { [kg/h] }
Run 1	0,445	0,8162	0,826	47,67	660,8	60,61	43,22	0,00223 {8,027}
Run 2	0,4278	0,8163	0,8261	47,63	982,6	59,26	43,01	0,002121 {7,634}
Run 3	0,3985	0,8162	0,826	47,64	1283	58,8	43,95	0,002016 {7,258}
Run 4	0,3734	0,8161	0,8259	47,67	1599	59,38	45,57	0,001871 {6,735}
Run 5	0,344	0,8164	0,8262	47,57	1873	57,94	45,41	0,001699 {6,116}
Run 6	0,3324	0,8165	0,8263	47,54	2147	57,27	45,43	0,001609 {5,791}

Parametric Table: Cálculo para variáveis de vazão da água

	\dot{Q}_{ag} [m ³ /s] { [L/min] }	\dot{Q}_{ar} [m ³ /s] { [m ³ /h] }	q_{total} [kW]	$q_{latente}$ [kW]	$q_{sensível}$ [kW]	$T_{bs,ar,e}$ [C]	$T_{bu,ar,e}$ [C]	UR_e
Run 1	0,0001693 {10,16}	0,4722 {1700}	9,796	5,505	4,291	22,69	20,95	0,858
Run 2	0,0002233 {13,4}	0,4721 {1700}	9,182	5,246	3,936	21,81	20,56	0,8949
Run 3	0,0002775 {16,65}	0,4728 {1702}	8,429	4,993	3,435	20,89	20,42	0,959
Run 4	0,0003328 {19,97}	0,4733 {1704}	7,84	4,635	3,205	21,24	20,59	0,944
Run 5	0,0003888 {23,33}	0,4715 {1697}	7,101	4,213	2,888	20,56	20,17	0,9657
Run 6	0,0004437 {26,62}	0,471 {1696}	6,71	3,991	2,72	20,27	19,97	0,9734

Parametric Table: Cálculo para variáveis de vazão da água

	$T_{bs,ar,s}$ [C]	$T_{bu,ar,s}$ [C]	UR_s	$T_{ag,e}$ [C]	$T_{ag,s}$ [C]	Vel_{face} [m/s]	ω_e [kg/kg _{as}]	ω_s [kg/kg _{as}]	ΔP_{ar} [Pa]	A_{total} [m ²]
Run 1	15,55	15,44	0,9895	6,47	20,3	2,361	0,01487	0,01092	102,1	18,53
Run 2	15,26	15,26	1,011	6,34	16,17	2,36	0,0147	0,01095	102,2	18,53
Run 3	15,21	15,21	1,05	6,47	13,73	2,364	0,01489	0,01134	102,7	18,53
Run 4	15,94	15,94	1,032	6,88	12,51	2,366	0,01498	0,01169	103	18,53
Run 5	15,77	15,77	1,044	6,46	10,83	2,357	0,01469	0,01169	102,5	18,53
Run 6	15,75	15,75	1,045	6,52	10,13	2,355	0,01454	0,0117	102,5	18,53

APENDICE B – RESULTADOS TEÓRICOS PARA VARIAÇÃO NA VAZÃO DE AR

Parametric Table: Cálculo para variáveis de vazão do ar

	ε	η_a	η_s	$h_{e,ar}$ [W/m ² ·K]	h_{ag} [W/m ² ·K]	$i_{ar,e}$ [kJ/kg]	$i_{ar,s}$ [kJ/kg]	$\dot{m}_{condensado}$ [kg/s] {[kg/h]}
Run 1	0,4205	0,8004	0,811	53,05	1387	64,9	47,15	0,003313 {11,93}
Run 2	0,4181	0,8051	0,8155	51,42	1409	56,02	42,19	0,001931 {6,952}
Run 3	0,4094	0,8106	0,8207	49,54	1393	56,4	42,39	0,001814 {6,531}
Run 4	0,4024	0,8158	0,8256	47,82	1399	68,03	49,63	0,002607 {9,385}
Run 5	0,3905	0,8221	0,8316	45,74	1391	61,58	46,21	0,001808 {6,511}
Run 6	0,3762	0,8294	0,8385	43,36	1385	58,79	44,99	0,001363 {4,907}
Run 7	0,3606	0,8372	0,8459	40,9	1380	58,37	45,16	0,001114 {4,011}

Parametric Table: Cálculo para variáveis de vazão do ar

	\dot{Q}_{ag} [m ³ /s] {[L/min]}	\dot{Q}_{ar} [m ³ /s] {[m ³ /h]}	q_{total} [kW]	$q_{latente}$ [kW]	$q_{sensivel}$ [kW]	$T_{bs,ar,e}$ [C]	$T_{bu,ar,e}$ [C]	UR_e
Run 1	0,0002905 {17,43}	0,6258 {2253}	13,28	8,186	5,089	22,23	22,12	0,9906
Run 2	0,0002918 {17,51}	0,5795 {2086}	9,555	4,778	4,777	22,98	19,63	0,7363
Run 3	0,0002907 {17,44}	0,5249 {1889}	8,77	4,492	4,278	22,76	19,74	0,7596
Run 4	0,0002905 {17,43}	0,4735 {1704}	10,38	6,45	3,929	23,11	22,95	0,9867
Run 5	0,0002907 {17,44}	0,4228 {1522}	7,756	4,479	3,277	22,59	21,22	0,8871
Run 6	0,000291 {17,46}	0,3677 {1324}	6,061	3,378	2,682	22,23	20,43	0,8517
Run 7	0,000291 {17,46}	0,3149 {1134}	4,975	2,764	2,212	22,12	20,31	0,8505

Parametric Table: Cálculo para variáveis de vazão do ar

	$T_{bs,ar,s}$ [C]	$T_{bu,ar,s}$ [C]	UR_s	$T_{ag,e}$ [C]	$T_{ag,s}$ [C]	Vel_{face} [m/s]	ω_e [kg/kgas]	ω_s [kg/kgas]	ΔP_{ar} [Pa]	A_{total} [m ²]
Run 1	15,91	15,91	1,088	7,02	17,94	3,129	0,01675	0,01232	158,7	18,53
Run 2	16,41	15,08	0,872	7,14	14,97	2,897	0,01295	0,01016	140,1	18,53
Run 3	16,28	15,16	0,8912	6,78	13,99	2,624	0,01319	0,01029	120,2	18,53
Run 4	16,65	16,65	1,094	6,84	15,38	2,367	0,01762	0,013	102,9	18,53
Run 5	16,49	16,47	0,998	6,8	13,18	2,114	0,0153	0,01171	86,53	18,53
Run 6	16,47	16,06	0,9602	6,75	11,73	1,838	0,01434	0,01124	70,02	18,53
Run 7	16,57	16,12	0,9561	6,56	10,65	1,574	0,01423	0,01127	55,59	18,53

APENDICE C – RESULTADOS EXPERIMENTAIS PARA DIFERENTES CONDIÇÕES DE VAZÃO DE AR E ÁGUA

Variação da vazão do ar										
Teste	Vazão Ar (m³/h)	ΔP_{Bocais} (kPa)	Velocidade de face (m/s)	TBS Ent. Ar (°C)	TBU Ent. Ar (°C)	Vazão Água (L/min)	T Ent. Água (°C)	T Saí. Água (°C)	TBS Saí. Ar (°C)	TBU Saí. Ar (°C)
1	2.253	313,64	3,13	22,23	22,12	17,43	7,02	12,12	19,03	17,57
2	2.086	265,71	2,90	22,98	19,63	17,51	7,14	11,08	19,59	18,37
3	1.889	224,03	2,62	22,76	19,74	17,44	6,78	10,74	18,95	17,96
4	1.704	186,50	2,37	23,11	22,95	17,43	6,84	11,73	20,59	18,94
5	1.522	145,55	2,11	22,59	21,22	17,44	6,80	10,86	18,30	17,56
6	1.324	110,64	1,84	22,23	20,43	17,46	6,75	10,63	17,35	16,65
7	1.134	81,49	1,57	22,12	20,31	17,46	6,56	10,32	16,69	15,94

Variação da vazão da água										
Teste	Vazão Ar (m³/h)	ΔP_{Bocais} (kPa)	Velocidade de face (m/s)	TBS Ent. Ar (°C)	TBU Ent. Ar (°C)	Vazão Água (L/min)	T Ent. Água (°C)	T Saí. Água (°C)	TBS Saí. Ar (°C)	TBU Saí. Ar (°C)
1	1.700	181,24	2,36	22,69	20,95	10,16	6,47	12,38	19,14	18,08
2	1.700	181,74	2,36	21,81	20,56	13,40	6,34	11,41	17,67	16,82
3	1.702	182,63	2,36	20,89	20,42	16,65	6,47	10,74	16,45	15,62
4	1.704	182,88	2,37	21,24	20,59	19,97	6,88	10,72	16,80	16,00
5	1.697	181,99	2,36	20,56	20,17	23,33	6,46	9,84	15,75	14,91
6	1.696	181,86	2,35	20,27	19,97	26,62	6,52	9,54	15,35	14,49