

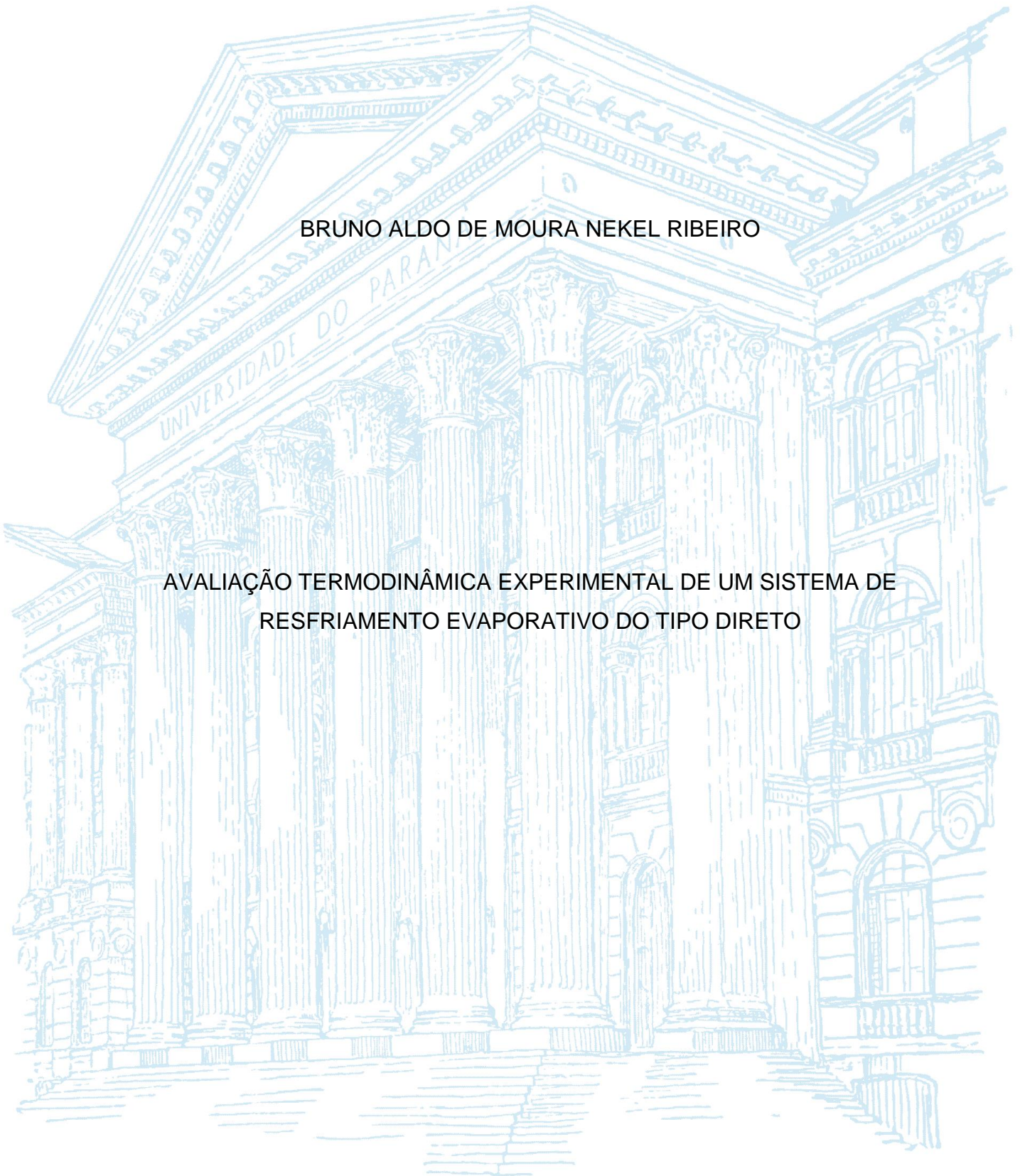
UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ

BRUNO ALDO DE MOURA NEKEL RIBEIRO

AVALIAÇÃO TERMODINÂMICA EXPERIMENTAL DE UM SISTEMA DE
RESFRIAMENTO EVAPORATIVO DO TIPO DIRETO

PALOTINA

2021



BRUNO ALDO DE MOURA NEKEL RIBEIRO

AVALIAÇÃO TERMODINÂMICA EXPERIMENTAL DE UM SISTEMA DE
RESFRIAMENTO EVAPORATIVO DO TIPO DIRETO

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de Graduação em Engenharia de Energia, Setor de Palotina, Universidade Federal do Paraná, como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em Engenharia de Energia.

Orientador: Prof. Dr. Wilson de Aguiar Beninca

PALOTINA

2021

TERMO DE APROVAÇÃO

BRUNO ALDO DE MOURA NEKEL RIBEIRO

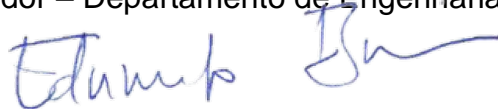
AVALIAÇÃO TERMODINÂMICA EXPERIMENTAL DE UM SISTEMA DE RESFRIAMENTO EVAPORATIVO DO TIPO DIRETO

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de Graduação em Engenharia de Energia, Setor de Palotina, Universidade Federal do Paraná, como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em Engenharia de Energia.



Prof. Dr. Wilson de Aguiar Beninca

Orientador – Departamento de Engenharias e Exatas, UFPR



Prof. Dr. Eduardo Lucas Konrad Burin

Departamento de Engenharias e Exatas, UFPR

Prof. Eduardo Lucas Konrad Burin
Departamento de Engenharias
e Exatas
SMPG - 11820
UFPR - Setor Palotina



Prof. Dr. Robson Leal da Silva

Departamento de Engenharia Mecânica, UFGD

Palotina, 02 de dezembro de 2021.

Dedico este trabalho aos meus pais, Lucia Verônica de Moura Ribeiro e Geraldo Nekel Ribeiro, por serem a estrutura da minha vida. Sem eles nenhuma página deste trabalho existiria. Obrigado por tudo, pai e mãe.

AGRADECIMENTOS

Agradeço, primeiramente à minha família por me proporcionarem todo o apoio, carinho e lealdade nos momentos de alegria e tristeza durante a jornada acadêmica.

Agradeço também aos professores da graduação, em especial ao meu orientador: Dr^o. Wilson de Aguiar Beninca, por serem os guias educacionais durante a minha formação como engenheiro.

Agradeço aos meus colegas de curso pelo companheirismo aos trabalhos prestados.

Agradeço ao meu tio Jailson Nekel Ribeiro por todo o apoio moral e financeiro, quando precisei, nunca excitou em ajudar-me.

Agradeço a Unidade de Apoio Psicossocial (UAPS) pelo apoio concedido durante a jornada acadêmica, principalmente pelo mantimento das bolsas, sem elas não teria trilhado essa caminhada com êxito.

Por fim, mas não menor importante, agradeço a Deus, Jesus Cristo, Virgem Maria e a todos os santos e anjos do reino celestial por me resguardarem de todo o perigo e me defenderem de todo o mal enquanto permaneço em vida física.

*Tudo o que fizerem, seja em palavra seja em ação,
façam-no em nome do Senhor Jesus, dando por meio
dele graças a Deus pai.*

Colossenses 3:17

RESUMO

Os sistemas de resfriamento evaporativo são utilizados em vários processos industriais, dentre eles: resfriamento de água em torres evaporativas, condensadores evaporativos, resfriadores de líquidos, resfriamento em locais com aplicações de geração de calor além de resfriamento para conforto animal. Todavia, são pouco utilizados para conforto ou alívio térmico humano quando comparado à sistemas tradicionais de refrigeração. O processo de resfriamento evaporativo destinado a resfriamento para alívio ou conforto térmico humano se destaca por oferecer condição de resfriamento com o mínimo gasto energético e com a mínima agressão ao meio ambiente, que se embasa principalmente no fato de esses sistemas utilizarem fluidos naturais, como ar e água, que não emitem gases de efeito estufa, diferentemente de outros fluídos artificiais utilizados em sistemas tradicionais de refrigeração. Tal característica tem intensificado estudos no campo da engenharia térmica, com objetivo de reforçar a resposta pela crescente demanda de conforto térmico. Sendo assim, esse trabalho contribui de forma a avaliar um sistema de resfriamento evaporativo direto (RED) em relação à efetividade correlacionada às condições ambientes do local, bem como levantar o índice de aplicação de sistemas de resfriamento evaporativo na região de Palotina-PR, onde foram realizados os experimentos com o equipamento em operação. Dessa maneira, avaliou-se a capacidade efetiva de resfriamento do ar através de um resfriador com capacidade máxima de vazão de 23.000 m³/h de ar. Os experimentos foram realizados durante 05 dias da primavera de 2021 na cidade de Palotina-PR, Brasil. Como parâmetros essenciais na análise de efetividade de resfriamento do ar, avaliou-se a variação de temperatura proporcionada pelo resfriador em vazões médias de ar, bem como umidade relativa do ambiente na entrada do resfriador. De acordo com a análise, se concluiu que condições do ar na entrada com maior temperatura e menor umidade favoreceram de forma direta o aumento da efetividade de resfriamento, entretanto os pontos médios maiores de 66% foram considerados baixos, concluindo-se que o resfriador possui uma efetividade baixa. Para mais, foi avaliado a variação de consumo de água do equipamento de maneira direta, com leitura manual. A vazão máxima encontrada via medição direta foi de $37,3 \pm 1,3$ l/h.

Palavras-chave: Resfriador evaporativo. Termodinâmica experimental. Sistemas de resfriamento. Engenharia térmica. Conforto térmico.

ABSTRACT

Evaporative cooling systems are used in a variety of industrial processes, including: evaporative tower water cooling, evaporative condensers, liquid coolers, site cooling with heat generation application and cooling for animal comfort. However, they are little used for human comfort or thermal relief when compared to traditional refrigeration systems. The evaporative cooling process for cooling for human thermal relief or comfort stands out for offering a cooling condition with minimal energy expenditure and minimal harm to the environment, which is mainly based on the fact that these systems use water and air as fluids, requiring less energy input when compared to traditional systems. This characteristic has intensified studies in the field of thermal engineering, with the aim of reinforcing the response to the growing demand for thermal comfort. This work contributes to evaluate a direct evaporative cooling (RED) system in relation to its effectiveness correlated to the local environmental conditions, as well as to raise the rate of application of evaporative cooling systems in Palotina-PR region, where they were collected the analyzes with the equipment in operation. Thus, the effective cooling capacity of the air through a cooler with a maximum flow capacity of 23.000 m³/h of air the experiments were carried out during 05 days in the spring of 2021 in the city of Palotina-PR, Brazil. As essential parameters in the analysis of air cooling effectiveness, it was evaluated the temperature variation provided by the cooler in average air flows, as well as the relative humidity of the environment at the entry of the cooler. According to the analysis, it was concluded that the air conditions at the inlet with higher temperature and lower humidity directly favored the increase in cooling effectiveness, however, the average points greater than 66% were considered low, concluding that the cooler has a low effectiveness. Furthermore, the variation in water consumption of the equipment was directly evaluated, with manual reading. The maximum flow found direct measurement was $37,3 \pm 1,3$ l/h.

Keywords: Evaporative cooler. Experimental thermodynamics. Cooling systems. Thermal engineering. Thermal comfort.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1 - CARTA PSICROMÉTRICA (PROCESSO ADIABÁTICO)	23
FIGURA 2 - SISTEMA RED	24
FIGURA 3 - FLUXOS DE CALOR NO RED	25
FIGURA 4 - LOCAL DE EXPERIMENTAÇÃO.....	29
FIGURA 5 - RESFRIADOR EVAPORATIVO DIRETO (O2 CLIMA)	30
FIGURA 6 - PLACA EVAPORATIVA, VISÃO LATERAL	31
FIGURA 7 - SENSOR DE UMIDADE KASVI.....	32
FIGURA 8 - APARELHO PASCO MODELO UI 850.....	32
FIGURA 9 - SENSOR DE TBS NA ENTRADA E NA SAÍDA.....	33
FIGURA 10 - ANEMÔMETRO A FIO QUENTE EXTECH	34
FIGURA 11 - MALHA DE SAÍDA.....	35
FIGURA 12 - ESQUEMA DO RESERVATÓRIO	36
FIGURA 13 - VARIAÇÃO DO NÍVEL DA ÁGUA NO RE	37
FIGURA 14 - FAIXAS DE TEMPERATURA E UMIDADE LIDAS.....	38
FIGURA 15 - CORRELAÇÃO ENTRE UMIDADE E IA	40
FIGURA 16 - EFETIVIDADE PELA TBS	41
FIGURA 17 - EFETIVIDADE PELA UR.....	42
FIGURA 18 - EFETIVIDADE VS DELTA T.....	42
FIGURA 19 – PERFIL DE BAIXA VELOCIDADE	43
FIGURA 20 - PERFIL DE MÉDIA VELOCIDADE	44
FIGURA 21 - PERFIL DE ALTA VELOCIDADE	44

LISTA DE TABELAS

TABELA 1 - INTERVALOS DE IA	27
TABELA 2 – TE EM FUNÇÃO DA IDADE E DA OCUPAÇÃO	28
TABELA 3 - TE EM FUNÇÃO DO TEMPO DE PERMANÊNCIA	28
TABELA 4 - PARÂMETROS DE LEITURA NA ENTRADA E SAÍDA	32
TABELA 5 - POTENCIAL DE APLICAÇÃO DE RE	39
TABELA 6 - RELAÇÃO VELOCIDADE E VAZÃO DO AR	45

LISTA DE GRANDEZAS

h_{tubo}	- Altura do tubo;
A_{tot}	- Área total de escoamento de ar;
Cp_u	- Capacidade calorífica do ar úmido;
Q_L	- Calor latente;
Q_s	- Calor sensível;
I	- Corrente elétrica;
$h_{conv\ med}$	- Coeficiente convectivo médio do ar úmido;
D_{bu}	- Depressão de bulbo úmido;
D_{tubo}	- Diâmetro do tubo;
d	- Diferencial;
dA	- Diferencial de área;
ε	- Efetividade de resfriamento;
H	- Entalpia total do ar;
h_{ar}	- Entalpia específica do ar;
μ	- Grau de saturação do ar;
IA	- Índice de aplicabilidade de resfriamento evaporativo;
P	- Pressão total do ar;
P_{ar}	- Pressão parcial do ar seco;
P_v	- Pressão parcial de vapor d'água;
P_{3f}	- Potência trifásica do motor;
TBU	- Temperatura de bulbo úmido;
TBS	- Temperatura de bulbo seco;
TPO	- Temperatura do ponto de orvalho;
T_e	- Temperatura efetiva;
T_n	- Temperatura de neutralidade térmica;
t	- Tempo;
ω_1	- Umidade específica do ar na entrada;
ω_2	- Umidade específica do ar na saída;
ϕ_1	- Umidade relativa do ar na entrada;

$\dot{Q}_{ar\ alta}$	- Vazão volumétrica de ar alta;
$\dot{Q}_{ar\ baixa}$	- Vazão volumétrica de ar baixa;
$\dot{Q}_{ar\ media}$	- Vazão volumétrica de ar média;
$\dot{Q}_a\ media$	- Vazão volumétrica de água líquida;
$\dot{m}_a\ media$	- Vazão mássica de água líquida média;
$\dot{m}_{ar\ baixa}$	- Vazão mássica de ar baixa;
$\dot{m}_{ar\ media}$	- Vazão mássica de ar média;
$V_{ar\ alta}$	- Velocidade alta do ar;
$V_{ar\ baixa}$	- Velocidade baixa do ar;
$V_{ar\ media}$	- Velocidade média do ar;
v	- Volume específico do ar;
V_{res}	- Volume do reservatório externo;

Letras gregas

Δ	- Variação finita;
η	- Eficiência;
δ	- Delta;

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	16
1.1 OBJETIVOS.....	17
1.1.1 Objetivo geral.....	17
1.1.1 Objetivos específicos.....	17
1.2 JUSTIFICATIVA.....	17
2 REVISÃO DA LITERATURA	19
2.1 PSICROMETRIA.....	19
2.2 A CARTA PSICROMETRICA.....	22
2.3 FUNCIONAMENTO DOS SISTEMAS EVAPORATIVOS	24
2.4 EFETIVIDADE DE RESFRIAMENTO	24
2.5 ÍNDICE DE APLICABILIDADE DE RESFRIADORES EVAPORATIVOS.....	27
2.5.1 Temperatura Efetiva (TE)	28
3 METODOLOGIA EXPERIMENTAL	29
3.1 INFORMAÇÕES GERAIS DO LOCAL E EQUIPAMENTO.....	29
3.2 DETERMINAÇÃO DO IA REGIONAL.....	31
3.3 DISPOSIÇÃO DE INSTRUMENTAÇÃO	31
3.4 PERFIS DE VELOCIDADE DO SISTEMA.....	33
3.5 CONSUMO DE ÁGUA DO EQUIPAMENTO	35
4 RESULTADOS E ANÁLISES	38
4.1 TEMPERATURAS E UMIDADES NA ENTRADA RED.....	38
4.2 IA REGIONAL E LOCAL	39
4.2.1 IA Considerando os da estação A820	39
4.2.2 IA avaliado para o local dos ensaios	39
4.3 CURVAS DE EFETIVIDADE DO RED.....	41
4.4 ANÁLISE DOS PERFIS DE VELOCIDADE E VAZÕES DE AR	43

4.5 ANÁLISE DO CONSUMO DE ÁGUA.....	46
5 CONSIDERAÇÕES FINAIS	47
5.1 RECOMENDAÇÕES DE TRABALHOS FUTUROS.....	47
REFERÊNCIAS.....	49
APÊNDICE 1 – GUIA RÁPIDO DO CLIMATIZADOR	52
APÊNDICE 2 – ALGORÍTIMO APLICADO AO EES.....	53
APÊNDICE 3 – DADOS DAS VAZÕES DE ÁGUA VIA MEDIÇÃO DIRETA	56
APÊNDICE 4 – DADOS PARA PERFIS DE VELOCIDADE.....	57

1 INTRODUÇÃO

Ao longo dos últimos 10 anos, boa parte do território brasileiro tem apresentado demanda por condicionamento térmico dos ambientes, seja para conforto térmico humano ou para produção animal. Além disso, com o desenvolvimento social e econômico, o consumo de refrigeradores tem aumentado (EPE, 2021).

Para a Empresa de Pesquisa Energética EPE (2018), entende-se que essa crescente demanda pelos aparelhos convencionais de condicionamento de ar pode impactar diretamente o sistema elétrico. Com isso, estudos relacionados a sistemas alternativos de resfriamento ganham espaço, sendo o sistema de resfriamento evaporativo (RE) uma tecnologia antiga, mas pouco aplicada para conforto térmico humano (CAMARGO, 2003).

Nos sistemas (RE's), a redução de temperatura ocorre devido a evaporação da água, elevando assim a umidade do ar. Dessa maneira, regiões secas se beneficiam com aplicação de tal processo, sendo uma vantagem dos sistemas RE ao se comparar com sistemas convencionais (CAMARGO,2003).

Compreende-se que o processo (RE) não produz frio, porém, diminui a temperatura final do ar bem como aumenta a umidade, o que pode proporcionar um significativo conforto térmico e sem utilização de refrigerantes que possam agredir a camada de ozônio (CASES e VIEIRA, 2021).

Dessa maneira, os sistemas de RE possuem potencial de substituir os sistemas convencionais em determinadas aplicações. Além disso, existem possibilidades de acoplamento a sistemas convencionais visando otimiza-los do ponto de vista de eficiência. Outra vantagem desses sistemas em relação aos convencionais é a possibilidade de renovação total do ar, minimizando a proliferação de vírus, bactérias e fungos (CAMARGO, 2003).

Neste contexto, esse trabalho desenvolveu um estudo experimental em um equipamento de resfriamento direto instalado na Universidade Federal do Paraná, na cidade de Palotina-PR. A proposta do trabalho foi avaliar pontos relevantes para o bom funcionamento do equipamento através de dados experimentais coletados em diferentes condições climáticas.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo geral

O objetivo deste trabalho foi avaliar o desempenho operacional de um resfriador evaporativo direto comercial, e apontar melhorias que agregam positivamente na performance do produto.

1.1.1 Objetivos específicos

- I. Medir a vazão de escoamento do equipamento;
- II. Medir as temperaturas (TBS e TBU) e umidade do ar entre a entrada e a saída do equipamento;
- III. Levantar a curva de efetividade de resfriamento do resfriador;
- IV. Medir o consumo de água do equipamento de forma direta;
- V. Avaliar o índice de aplicabilidade dos sistemas de resfriamento evaporativo na região do local de aplicação com base em dados do Instituto Nacional de Meteorologia, estação Marechal Cândido Rondon. Este índice é um parâmetro utilizado para estimar o quão é aplicável os sistemas RE's em um determinado local.

1.2 JUSTIFICATIVA

Tradicionalmente, os sistemas de refrigeração por compressão de vapor são os mais utilizados para condicionamento de ar para conforto humano, porém apresentam elevado consumo energético por possuírem compressores que aumentam a pressão desses sistemas.

Já os resfriadores evaporativos diretos utilizam apenas uma bomba para recirculação de água e um ventilador para deslocamento da corrente de ar, portando tendo um consumo inferior a 10% da energia elétrica de um sistema de compressão de vapor tradicional (BOLES; ÇENGEL, 2013).

Além disso, o mercado nacional de resfriadores evaporativos não possui normatização quanto a especificações técnicas dos equipamentos. Em determinadas situações, os fabricantes apresentam somente a vazão de ar e a capacidade do motor, desfavorecendo a ampliação da aplicação desses sistemas, pois não há forma de determinar as condições finais do ambiente climatizado.

Sendo assim, considerando que as aplicações possuem grande potencial de proporcionar conforto térmico com um menor gasto energético, esse trabalho contribui com a avaliação termodinâmica experimental de um resfriador evaporativo do tipo direto.

2 REVISÃO DA LITERATURA

2.1 PSICROMETRIA

A psicrometria é o estudo do ar e seus componentes. Em uma mistura de gás perfeito, segundo o enunciado de John Dalton, a pressão total da mistura é a soma das pressões parciais de cada componente da mistura em um determinado volume. (BOLES; ÇENGEL, 2013).

Já a lei de Amagat estabelece que o volume de uma mistura de gases é igual à soma dos volumes de cada gás ocuparia caso existisse sozinho à uma mesma temperatura e pressão da mistura (BOLES; ÇENGEL, 2013).

Ainda segundo Dalton, o comportamento de um gás ideal independe da presença de outro dentro de um volume. Para o ar atmosférico, tem-se uma mistura de ar seco e vapor de água como principais componentes, ambos se comportando como gás ideal. Dessa maneira, a Equação (1) representa a pressão total da mistura de ar (BOLES; ÇENGEL, 2013).

$$P = P_a + P_v \quad (1)$$

Onde:

P → Pressão total do ar (Pa);

P_a → Pressão parcial de ar seco (Pa);

P_v → Pressão parcial do vapor d'água (Pa);

De forma semelhante, a massa total do ar é a soma da massa de ar seco com a massa de vapor de água, exposta na Equação (2).

$$m = m_a + m_v \quad (2)$$

Onde:

m → Massa total da mistura de ar (kg);
 m_a → Massa de vapor de ar seco (kg de ar seco);
 m_v → Massa de vapor d'água (kg de vapor);

A relação da quantidade de massa de água e ar seco na mistura do ar atmosférico é definida como umidade absoluta, apresentado pela Equação (3).

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} \quad (3)$$

Onde:

ω → Umidade específica (kg de vapor/kg de ar seco);

As Equações (4) e (5) representam as massas de vapor de água e ar, respectivamente, através da aplicação da relação de gás ideal. Já o grau de saturação é definido como a relação entre a umidade absoluta e a umidade absoluta do ar saturado (máxima umidade) à uma mesma temperatura e pressão total, expresso pela Equação (6).

$$m_a = \frac{P_a \cdot V}{R_a \cdot T} \quad (4)$$

Onde:

V → Volume total do ar (m³ de ar);

R_a → Constante de gás ideal de ar seco (kJ/kg ar seco - K);

T → Temperatura total do ar (K);

$$m_v = \frac{P_v \cdot V}{R_v \cdot T} \quad (5)$$

Onde:

R_v → Constante de gás ideal úmido (kJ/kmol de ar úmido – K).;

$$\mu = \frac{\omega}{\omega_s} \quad (6)$$

Onde:

ω_s → Umidade do ar saturado à mesma pressão e temperatura;

μ → Grau de saturação;

Além da umidade absoluta, existe um parâmetro psicrométrico que relaciona a fração molar do vapor de água presente na mistura e a fração molar caso a mistura estivesse saturada na mesma temperatura e pressão. De modo mais objetivo, é uma relação que expõe o quanto de umidade o ar tem comparando com a quantidade total de ou máxima que pode haver para uma dada condição (BOLES; ÇENGEL, 2013). Essa relação é exposta pela Equação (7).

$$\varphi = \frac{P_v}{P_{vs}} \quad (7)$$

Onde:

φ → Umidade relativa do ar (%);

P_v → Pressão de vapor d'água (Pa);

P_{vs} → Pressão de vapor saturado d'água (Pa);

Para o ar atmosférico, a entalpia total é a soma das entalpias de ar seco e vapor de água, como se expressa na Equação (8). Já a entalpia específica é a divisão da entalpia total pela massa de ar seco, que resulta na Equação (9).

$$H = H_a + H_v \quad (8)$$

Onde:

H → Entalpia total do ar (kJ/ kg);

$$h = \frac{H}{m_a} \quad (9)$$

Onde:

h → Entalpia do ar seco (kJ/kg de ar seco);

Na psicrometria, a temperatura de bulbo seco (TBS) diz respeito a temperatura da mistura de vapor d'água e ar, e a medição pode ser realizada por um termômetro comum com o bulbo seco. Já a temperatura do ponto de orvalho (TPO) é a temperatura onde o vapor d'água contido no ar começa a condensar à pressão constante (BOLES; ÇENGEL, 2013).

Além da TBS e TPO, existe a temperatura de bulbo úmido (TBU), que é definida como: a temperatura medida com um termômetro contendo o bulbo envolto com um algodão umedecido com água. Quando o ar úmido passa pelo bulbo contendo o algodão, um processo simultâneo de transferência de calor e massa ocorre, resultando na evaporação de uma parcela de água contida no bulbo para dentro do ar, diminuindo a temperatura do bulbo do termômetro, sendo essa a temperatura de bulbo úmido do ar (CAMARGO, 2013).

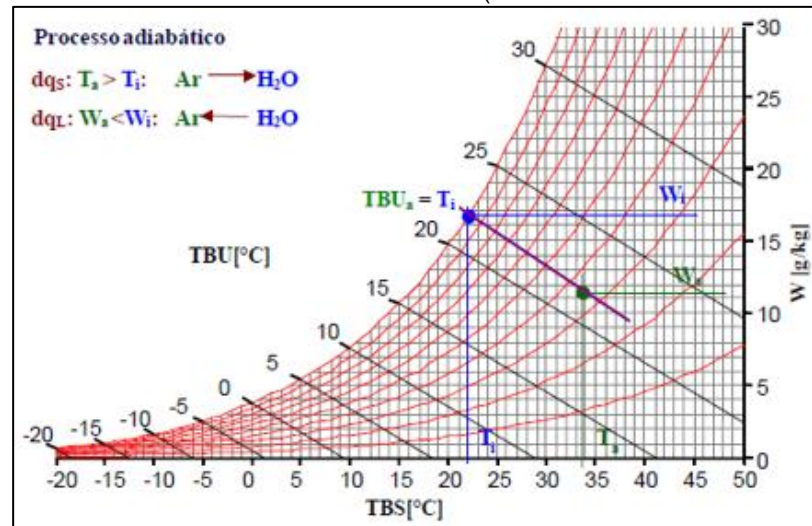
2.2 A CARTA PSICROMETRICA

Para que se defina o estado do ar atmosférico à uma pressão específica, necessita-se conter duas propriedades intensivas e independentes entre si (no total três propriedades). Como o ar atmosférico é uma mistura, o cálculo das propriedades

torna-se trabalhoso no dimensionamento dos processos de condicionamento do ar. Como alternativa, surgem os diagramas psicrométricos que apresentam propriedades do ar para uma determinada pressão (BOLES; ÇENGEL, 2013).

A Figura 1 apresenta um diagrama psicrométrico do ar à pressão atmosférica padrão total de 101,325 kPa (nível do mar) demonstrando um processo adiabático.

FIGURA 1 - CARTA PSICROMÉTRICA (PROCESSO ADIABÁTICO)



FONTE: SILVA, (2000).

Observa-se que do ponto em cor verde para o ponto de cor azul ocorre mudança na TBS (abscissas), umidade absoluta ω (ordenadas à direita) e na umidade relativa ϕ (linhas vermelhas na diagonal curva). Entretanto, observa-se através da linha de cor roxa que do ponto verde para o ponto azul não há variação na TBU e na entalpia h .

A linha limitante diagonal do diagrama à esquerda indica que o ar está a 100% de umidade relativa, ou seja, completamente saturado. A condição de saturação do ar condicionado pelo sistema de resfriamento evaporativo varia de acordo com algumas propriedades, por exemplo:

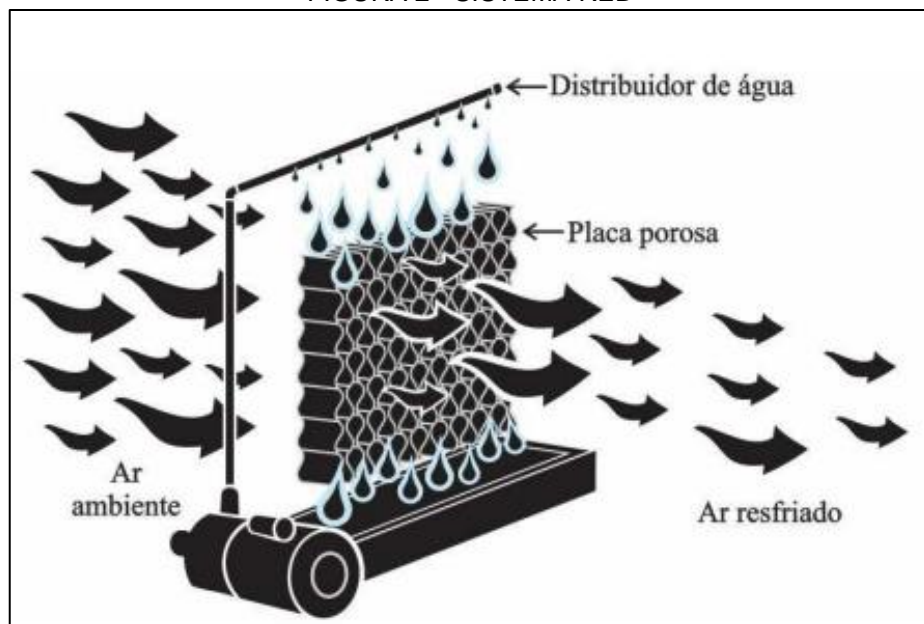
- Temperatura do ar (TBS e TBU);
- Umidade relativa do ar;
- Área de superfície de contato entre a água e o ar (placas de escoamento d'água);
- Velocidade do escoamento;
- Geometria da placa evaporativa.

2.3 FUNCIONAMENTO DOS SISTEMAS EVAPORATIVOS

Existem dois principais tipos de resfriadores evaporativos: sistemas diretos, Figura 2, e indiretos. No sistema direto, o ar de resfriamento entra em contato físico com a água durante operação. Já nos sistemas indiretos, o ar utilizado para resfriamento não entra em contato físico com o fluido secundário, que pode ser tanto ar secundário quanto água.

Para sistemas evaporativos diretos, há um reservatório contendo água na parte inferior do equipamento além da entrada de ar através da parede da placa evaporativa, normalmente forçada pela utilização de um ventilador. Nesse tipo de resfriador, a água expirada no ar é evaporada pela ação da transferência de calor e massa entre os fluidos (CAMARGO, 2003).

FIGURA 2 - SISTEMA RED

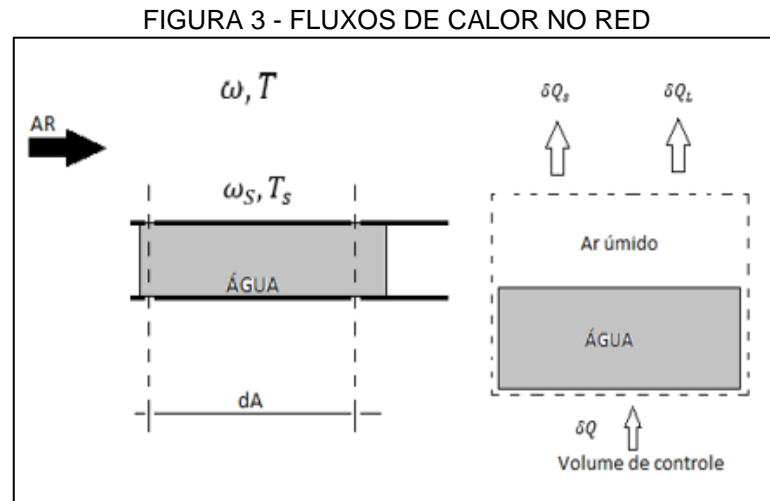


FONTE: ANDRADE (2021).

2.4 EFETIVIDADE DE RESFRIAMENTO

Partindo do conceito de que o ar úmido é uma mistura de gases com comportamento ideal (ar seco e vapor de água), na Figura 3 está apresentado o

esquema de operação de um sistema de resfriamento evaporativo do tipo direto e nela também consta os fluxos de calor através do volume de controle. O ar adentra o volume de controle e ao entrar em contato com a água líquida, cede calor sensível. Dessa maneira, a água líquida absorve a taxa de calor necessária para mudança de fase, evaporando uma quantidade mássica para dentro do ar.



FONTE: adaptado de CAMARGO, (2013).

O fluxo de calor sensível elementar é apresentado na Equação (10).

$$\delta Q_S = h_c \cdot dA \cdot (T_s - T) \quad (10)$$

Onde:

$\delta Q_S \rightarrow$ Fluxo de calor sensível (W);

$h_c \rightarrow$ Coeficiente de transferência de calor por convecção ($W/m^2 \cdot ^\circ C$);

$dA \rightarrow$ Diferencial de área (m^2);

$T_s \rightarrow$ Temperatura da superfície ($^\circ C$);

$T \rightarrow$ Temperatura da corrente livre ($^\circ C$);

O fluxo de calor sensível trocado pelo ar é descrito pela equação (11). Combinando com a Equação (12) e rearranjando os termos, se chega na EDO de

primeira ordem (13), onde a resolução é via aplicação de integral, representada pela Equação (14), e, por fim, se determina a solução, apresentada na Equação (15).

$$\delta Q_s = m_a \cdot C_{pu} \cdot dT \quad (11)$$

Onde:

m_a → Massa de ar seco (kg de ar seco);

C_{pu} → Capacidade calorífica do ar úmido (kJ/kg de ar úmido);

dT → Diferencial de temperatura (°C);

$$\frac{dT}{(T_s - T)} = h_c \frac{dA}{m_a \cdot C_{pu}} \quad (12)$$

$$\frac{h_c}{m_a \cdot C_{pu}} \int_0^A dA = \int_{T_1}^{T_2} \frac{dT}{(T_s - T)} \quad (13)$$

$$1 - \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_s} = \exp\left(\frac{-h_c \cdot A}{m_a \cdot C_{pu}}\right) \quad (14)$$

Reordenando a solução da integral, se chega por fim na (15), onde há dependência das temperaturas de entrada e saída de bulbo seco e a temperatura de entrada de bulbo úmido. Sendo assim, foi possível avaliar essas temperaturas para determinar a efetividade do processo de resfriamento evaporativo.

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(\frac{-h_c \cdot A}{m_a \cdot C_{pu}}\right) = \frac{TBS_1 - TBS_2}{TBS_1 - TBU_1} \quad (15)$$

Onde:

ε → Efetividade do resfriado evaporativo direto;

TBS_1 → Temperatura de bulbo seco na entrada (°C);

TBS_2 → Temperatura de bulbo seco na saída (°C);

TBU_1 → Temperatura de bulbo úmida na entrada;

2.5 ÍNDICE DE APLICABILIDADE DE RESFRIADORES EVAPORATIVOS

Considerando que a operação dos sistemas RED's destinado à resfriamento com umidificação depende diretamente das condições de umidade e temperatura do ar ambiente, necessita-se avaliar o quão aplicável é esse sistema no local a ser aplicado.

Este trabalho aplicou-se o método do índice de aplicabilidade (*IA*), que consiste em avaliar o potencial do resfriamento evaporativo no local de aplicação, e tal índice é representado pela Equação (16).

$$IA = TBU - \Delta T \quad (16)$$

Onde:

$\Delta T = (TBS - TBU)$ (°C) → diferença entre TBS e TBU do ar externo.

O índice de aplicabilidade (*IA*) avalia o potencial de resfriamento evaporativo através da diferença entre a TBU e a diferença entre TBS e TBU do ar externo. Um fator importante a ser destacado é que há um intervalo de representatividade dos índices de aplicação quanto à recomendação do uso de resfriamento evaporativo.

De acordo com Watt (1986), 03 intervalos de *IA* indicam: conforto térmico, alívio térmico e não recomendação do uso de resfriadores evaporativos. A Tabela 1 apresenta os intervalos dos índices de aplicabilidade e a condição de operação representativa para cada índice.

TABELA 1 - INTERVALOS DE IA

Intervalos de IA	Condição de operação
Até 10°C	Conforto térmico pleno
De 10 a 16°C	Alívio térmico
Acima de 16°C	Aplicação não recomendável

FONTE: WATT (1986).

2.5.1 Temperatura Efetiva (TE)

A TE é a temperatura na qual a maioria das pessoas se sentem bem termicamente. Para Camargo (2013), a preferência por conforto térmico se diferencia entre sexo, idade e local geográfico, além do tempo de exposição ao ambiente.

Dessa maneira, Creder (1996) propôs relações entre TE internas recomendadas para conforto no verão em áreas tropicais e subtropicais em função das condições do ar, idade humana e ocupação ao ambiente condicionado termicamente, de acordo com as Tabela 2 e Tabela 3, respectivamente.

TABELA 2 – TE EM FUNÇÃO DA IDADE E DA OCUPAÇÃO

Homens		Mulheres		-	Ocupação contínua	Ocupação ocasional
<40 anos	>40 anos	<40 anos	>40 3 anos	Todos (as)	Todos (as)	Todos (as)
21,7°C	22,2°C	22,2°C	22,8°C	22,2°C	23,9°C	24,5°C

FONTE: Creder (1996).

TABELA 3 - TE EM FUNÇÃO DO TEMPO DE PERMANÊNCIA

Permanência	TBS [°C]	UR	TE [°C]
Mais de 3 horas	25,5	55%	22,7
Entre 45 min e 3 horas	26,6	50%	23,3
Menos de 45 min	27,7	45%	23,8

FONTE: Creder (1996).

3 METODOLOGIA EXPERIMENTAL

Os experimentos foram efetuados entre os dias 01/11/2021 à 05/11/2021, durante o período comercial em todos os 05 dias de análise, com leituras a cada 02 minutos, com 1113 pontos lidos. Os dados foram analisados através do software Engineering Equation solver (EES), juntamente com o software Microsoft Excel.

3.1 INFORMAÇÕES GERAIS DO LOCAL E EQUIPAMENTO

Os testes experimentais foram realizados no corredor secundário do bloco de química da Universidade Federal do Paraná, Setor Palotina, com as seguintes coordenadas geográficas: 24°17'46.4" S e 53°50'33.7" W, Figura 4. Os dados foram coletados buscando alcançar uma grande variabilidade de condições ambientes (temperatura e umidade relativa). Salienta-se que não havia incidência de radiação solar direta no local em nenhuma hora do dia.

FIGURA 4 - LOCAL DE EXPERIMENTAÇÃO



FONTE: GOOGLE EARTH (2021).

As análises foram efetuadas em um equipamento resfriador evaporativo do tipo direto, tipo janela, cedido pela empresa O2 clima Ltda, de acordo com a Figura 5. O resfriador evaporativo estudado possuía 23.000 m³/h de capacidade de climatização, exposto pelo fabricante (O2 clima, 2019).

O resfriador possuía divisão quaternária das grelhas constituídas por plástico rígido com dupla deflexão de angulação. Além disso, o equipamento possuía um peso bruto (sem água no reservatório interno) de 104,5 kg, bem como dimensões de tamanho frontal/parede de (0,87 x 0,87) m², com uma área de saída frontal do ar de 0,76 m².

O sistema do resfriador era composto por um motor elétrico trifásico com potência de 1,1 kW (1.5 CV), além de uma bomba afogada, reservatório de água, tubulações para escoamento da água, sistema de gotejamento, conjunto de placas evaporativas e painel de controle. As especificações do fabricante são apresentadas no Apêndice 1 (O2 clima, 2019).

FIGURA 5 - RESFRIADOR EVAPORATIVO DIRETO (O2 CLIMA)



FONTE: O autor (2021).

De acordo com o fabricante, As placas evaporativas do sistema eram compostas por celulose impregnada por resina química. As placas possuíam angulação para escoamento da água expirada pelo sistema de gotejamento, com largura de 10 cm, de acordo com a Figura 6.

FIGURA 6 - PLACA EVAPORATIVA, VISÃO LATERAL



FONTE: O autor (2021).

3.2 DETERMINAÇÃO DO IA REGIONAL

Foi determinado o potencial para aplicação do resfriamento evaporativo da região de Palotina-PR com base em dados de temperatura, umidade e pressão, obtidos pelo Instituto Nacional de Meteorologia (INMET), estação Marechal Cândido Rondon (A820), entre 01 de janeiro de 2011 até 16 de novembro de 2021. Ressalta-se que a leitura da estação meteorológica disponibiliza dados horários de tais variáveis.

As 03 variáveis analisadas foram utilizadas para determinar a temperatura de bulbo úmido horária, bem como o IA horário. Com isso, foi analisado o total de 89260 pontos e o IA de cada ponto. Relacionou-se as faixas dos índices de aplicabilidade encontradas para cada escala apresentada no item 2.5, afim de estimar as faixas de aplicabilidade de resfriadores na região nos 10 anos analisados, sendo os resultados apresentados no item 4.2.

3.3 DISPOSIÇÃO DE INSTRUMENTAÇÃO

Para a realização da leitura dos dados de temperatura e umidade do ar, utilizou-se 01 sensor termo-higrômetro da marca KASVI, Figura 7, com incerteza de $\pm 5\%$, bem como um data logger da marca PASCO, Figura 8, modelo UI 850. Acoplou-se

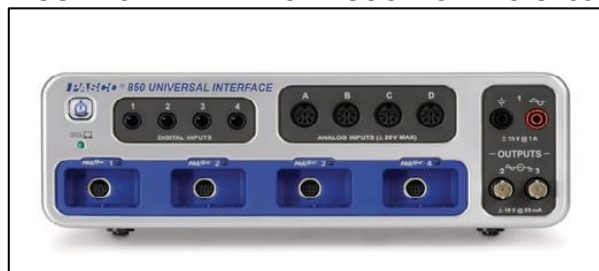
também ao data logger 02 sensores de temperatura PASCO com conexão ao software CAPSTONE™, ambos com incerteza de leitura de $\pm 0,1$ °C.

FIGURA 7 - SENSOR DE UMIDADE KASVI



Fonte: O autor (2021).

FIGURA 8 - APARELHO PASCO MODELO UI 850



FONTE: O autor (2021).

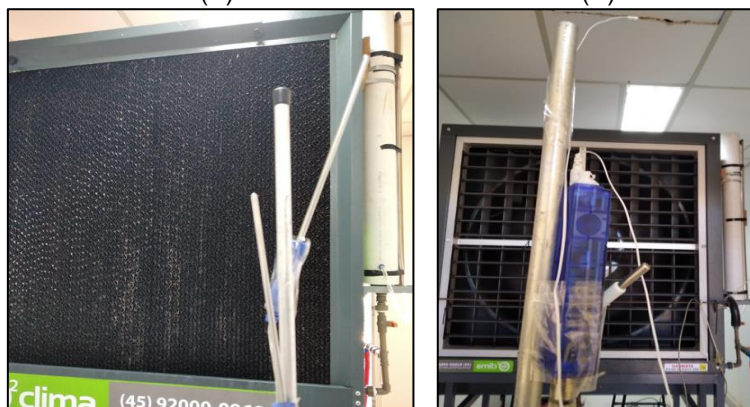
Os parâmetros monitorados na entrada e na saída do equipamento estão apresentados na Tabela 4. Com objetivo de alcançar dados significativos, foi selecionado a faixa de leitura no software PASCO™ para cada 02 minutos durante horário comercial, das 8h:00 às 18h:00, nos 05 dias. Os sensores de aferimento da temperatura do ar foram posicionados a 01 metros da entrada do resfriador, Figura 9 (A), e a 01 metros da saída do resfriador, Figura 9 (B), bem como a 1,5 metros do chão do corredor.

TABELA 4 - PARÂMETROS DE LEITURA NA ENTRADA E SAÍDA

Entrada	Saída
TBS [°C]	TBS [°C]
Umidade Relativa [%]	Vazão de ar [m³/h]
Vazão de água [m³/h]	-

FONTE: O autor (2021).

FIGURA 9 - SENSOR DE TBS NA ENTRADA E NA SAÍDA
(A) (B)



FONTE: O autor (2021).

3.4 PERFIS DE VELOCIDADE DO SISTEMA

Inicialmente, as medições da velocidade do ar feitas em 03 pontos de leitura. Entretanto, ao avaliar os dados, constatou-se grande variação do perfil de velocidade ao longo da seção de escoamento. Dessa forma, para estimar os perfis, optou-se por ampliar o número de pontos para 165 através de uma malha construída na saída do escoamento do ar.

As leituras da velocidade do ar foram realizadas pelo instrumento anemômetro térmico de fio quente da marca EXTECH, MODELO 407123. Tal instrumento é capaz de medir a temperatura do ar, com limite mínimo de 0°C e limite máximo de 50°C, com incerteza de $\pm 0,8^\circ\text{C}$ bem como a velocidade do ar, com limite mínimo de 0,2 m/s e limite máximo de 20 m/s, com incerteza de $\pm 3\%$. O anemômetro utilizado é apresentado na Figura 10.

FIGURA 10 - ANEMÔMETRO A FIO QUENTE EXTECH



FONTE: O autor (2021).

Analisou-se os perfis para 03 diferentes velocidades de rotação do sistema de ventilação: 5 m/s (baixa), 10 m/s (média), 15 m/s (alta). A vazão total de saída foi estimada através do somatório entre a multiplicação da velocidade e da área para cada ponto analisado, que é expressado pela Equação 17. Já a velocidade média foi encontrada por meio da relação entre a vazão total e a área total de escoamento, como apresentado na Equação 18.

$$\dot{Q}_{ar} = \sum_{i=0}^{i=165} V_i \cdot A_i \quad (17)$$

Onde:

\dot{Q}_{ar} → Vazão total de ar (m³/s);

V_i → Enésima velocidade do ar (m/s);

A_i → Enésima área de escoamento (m²);

$$V_m = \frac{\dot{Q}_{ar}}{A_t} \quad (18)$$

Onde:

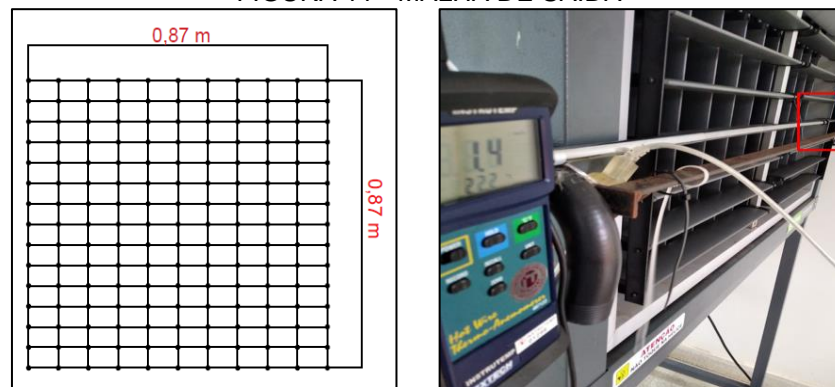
V_m → Velocidade média do ar na saída (m/s);

\dot{Q}_{ar} → Vazão total de escoamento do ar na saída (m³/s);

A_t → Área total de escoamento do ar na saída (m²);

Destaca-se que os perfis foram analisados somente com a placa úmida. A malha projetada foi estabelecida com pontos a cada 0,087 m no comprimento da grade de saída do ar bem como a cada 0,058 m na altura da grade, totalizando 11 pontos para cada linha e 15 pontos para cada coluna, como é apresentado na Figura 11.

FIGURA 11 - MALHA DE SAÍDA

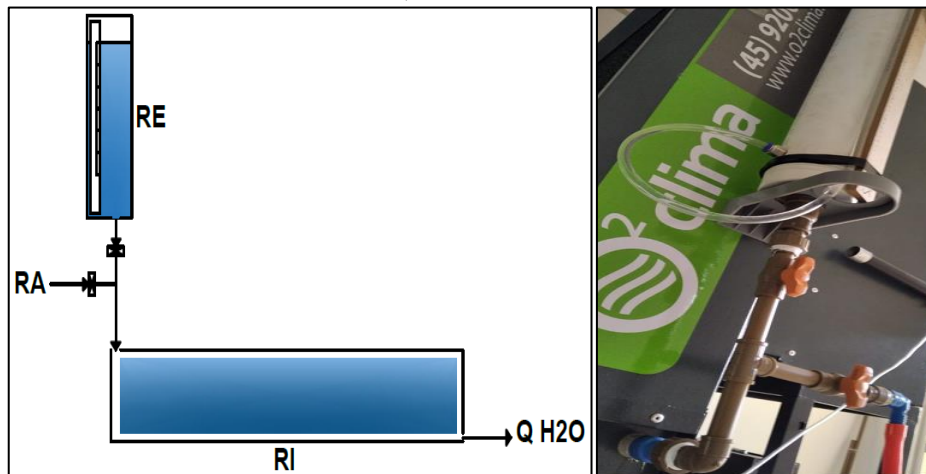


FONTE: O autor (2021).

3.5 CONSUMO DE ÁGUA DO EQUIPAMENTO

De maneira a determinar o consumo de água, foi projetado um sistema reservatório externo (RE), com conexão à rede de abastecimento (RA) e conexão à boia interna de controle de nível do reservatório interno (RE), apresentado na Figura 12.

FIGURA 12 - ESQUEMA DO RESERVATÓRIO



FONTE: O autor (2021).

Para realização do ensaio de vazão, foi controlado a entrada de água entre os dois registros tipo esfera com diâmetros de $\frac{1}{2}$ ". Com objetivo de completar o RE, os dois registros permaneceram abertos até a água atingir a marca da régua paralela ao nível em 0,8 m. Com isso, foi fechado os dois registros, abrindo posteriormente somente o registro de controle do RE, de maneira a atingir o menisco em 0,6 m para início dos testes, medindo o tempo até o menisco atingir a marca da régua em 0,1 m, conforme a Figura 13. Optou-se por utilizar o limite inferior do nível em 0,1 m pela perda de carga relacionada as conexões internas do RE. O cálculo da vazão total foi realizado de acordo com a Equação 19 e Equação 20.

$$V_{res} = \frac{\pi \cdot D_{tubo}^2}{4} \cdot h_{tubo} \quad (19)$$

Onde:

V_{res} → Volume do reservatório (m³);

D_{tubo} → Diâmetro do tubo (m);

h_{tubo} → Altura do tubo (m);

Onde:

$\dot{Q}_a \rightarrow$ Vazão de água (m^3/s);

$V_{res} \rightarrow$ Volume do reservatório (m^3);

$t \rightarrow$ Tempo (s);

FIGURA 13 - VARIAÇÃO DO NÍVEL DA ÁGUA NO RE



FONTE: O autor (2021).

As leituras foram realizadas em quintuplicatas para os 05 dias de leitura de temperatura e umidade do ar. Durante a primeira quintuplicata, observou-se que o tempo da variação do nível da água na primeira leitura era no mínimo o dobro entre as demais leituras.

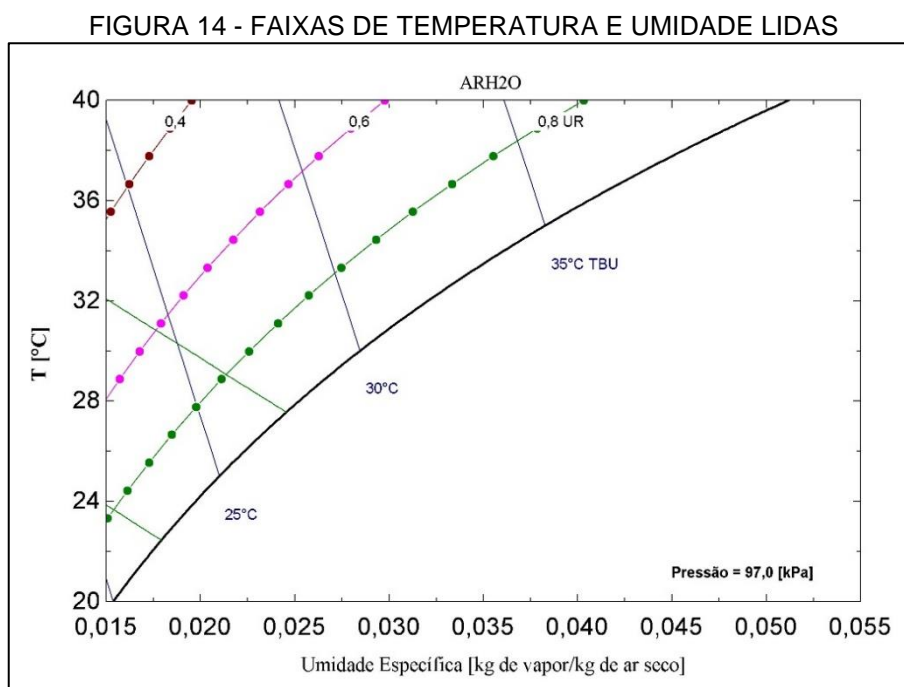
Tal situação foi embasada no fato de que a pressão exercida na boia pelo escoamento da água do RE era menor quando comparada à pressão exercida pela rede de água de abastecimento (RA), dobrando o tempo da primeira medida para as demais. Devido a esse fato, optou-se por descartar as primeiras leituras antes de iniciar as quintuplicatas.

4 RESULTADOS E ANÁLISES

O documento com o algoritmo aplicado no software Engineering Equation Solver (EES) se encontra no Apêndice 2 deste trabalho. Além disso, os dados de vazões de água via medição direta estão apresentados no Apêndice 3, bem como os dados da medição de velocidade no Apêndice 4.

4.1 TEMPERATURAS E UMIDADES NA ENTRADA RED

A umidade relativa esteve dentro da faixa de 45 a 75% bem como a temperatura entre 22,5 a 32,2 °C. Sendo assim, foi possível relacionar os seguintes parâmetros: umidade relativa, umidade absoluta, temperatura de bulbo seco e temperatura de bulbo úmido através do gráfico representado pelo diagrama de Mollier, Figura 14.



FONTE: O autor (2021).

4.2 IA REGIONAL E LOCAL

4.2.1 IA Considerando os da estação A820

Considerando os dados disponíveis da estação meteorológica e utilizando as faixas de índice de aplicabilidade apresentado na seção 2.5, determinou-se a porcentagem de tempo representativo para cada faixa de IA ao longo dos 10 anos, conforme apresentado na Tabela 5.

TABELA 5 - POTENCIAL DE APLICAÇÃO DE RE

Amplitude de IA	Porcentagem do tempo analisado
Até 10 °C	26%
De 11 a 16 °C	40%
Acima de 16 °C	34%

FONTE: O autor (2021).

Sendo assim verifica-se que 26% do tempo há aplicação para conforto térmico pleno, em 40% há alívio térmico no local, sendo assim em 66% do tempo este tipo equipamento (RED) pode produzir alívio e/ou conforto térmico caso seja utilizado para climatização.

4.2.2 IA avaliado para o local dos ensaios

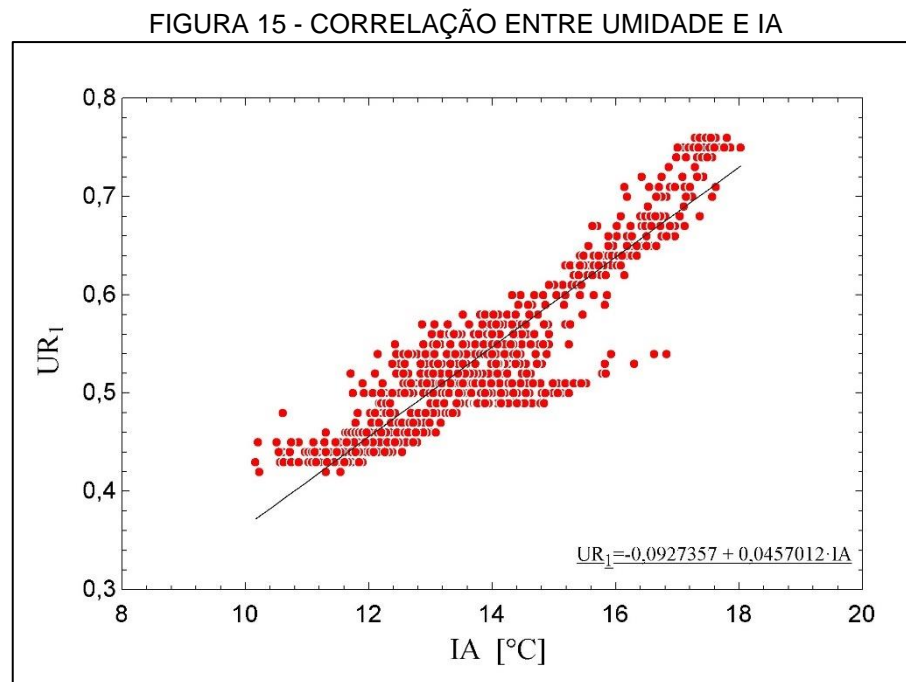
Analisando a diferença entre a temperatura de bulbo seco e úmido do local, e utilizando a equação descrita na seção 2.5, estimou-se o índice de aplicabilidade de resfriamento evaporativo da localidade em (14 ± 2) °C.

Dessa maneira, o resultado encontrado indica que para o período de análise, as relações entre temperatura e umidade do ar apresentaram potencial de alívio térmico na aplicação do resfriador evaporativo direto.

Entretanto, é importante ressaltar que as medições experimentais foram coletadas na estação da primavera, onde a umidade relativa do ar é mais alta bem

como a temperatura, diferentemente da estação de verão, onde se tem o ar mais seco e quente, sendo esta condição essencial para uma maior efetividade de resfriamento nos equipamentos RED's devido ao potencial de resfriar e umidificar aumentar.

Além disso, foi relacionado a variação da umidade relativa da localidade entre os períodos de análise e o índice de aplicabilidade através da dispersão entre os dados, com o coeficiente de correlação de Pearson, de acordo a figura Figura 15.



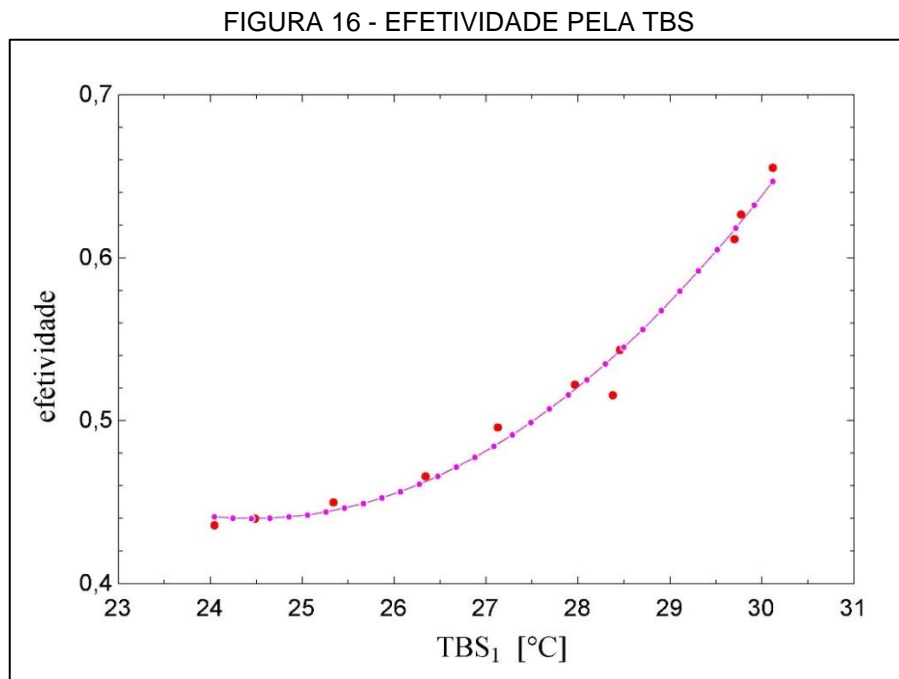
Fonte: O autor (2021).

O coeficiente estatístico de determinação $R^2=0,8497$ indica uma relação diretamente proporcional entre a umidade relativa da localidade e o índice de aplicabilidade, com uma associação relativamente forte entre as variáveis de análise, visto que o coeficiente de correlação de Pearson encontrado foi de $R=0,922$. Tal resultado evidencia que quanto maior a umidade relativa do local, maior o índice de aplicabilidade, possuindo uma curva de caráter positiva.

Como o IA é uma função de TBU e TBS, compreende-se que quanto menor for a diferença entre TBS e TBU do ar, menor será o IA, o que é bom para a aplicação de resfriadores evaporativos. Como a diferença entre TBS e TBU é a umidade presente no ar, condições com o ar mais seco favorecem a aplicação de resfriamento com umidificação.

4.3 CURVAS DE EFETIVIDADE DO RED

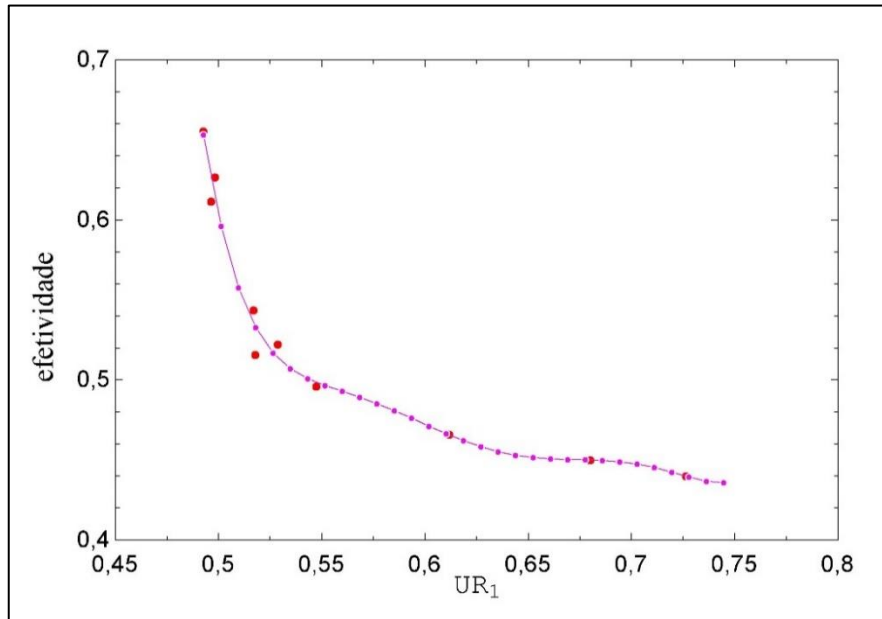
Como era de se esperar, condições do ar em com menor umidade e maior temperatura favoreceram à maiores efetividades. Tal resultado é exposto pelas Figura 16 e Figura 17, que relacionam a variação da efetividade com a variação de temperatura e umidade, respectivamente.



FONTE: O autor (2021).

Faixas de temperatura próximas a 24°C e umidade próximas a 70% proporcionaram baixas efetividades de resfriamento, com faixas de 40%. Nessas condições de operação, a capacidade do resfriador de resfriar com umidificação decaiu consideravelmente.

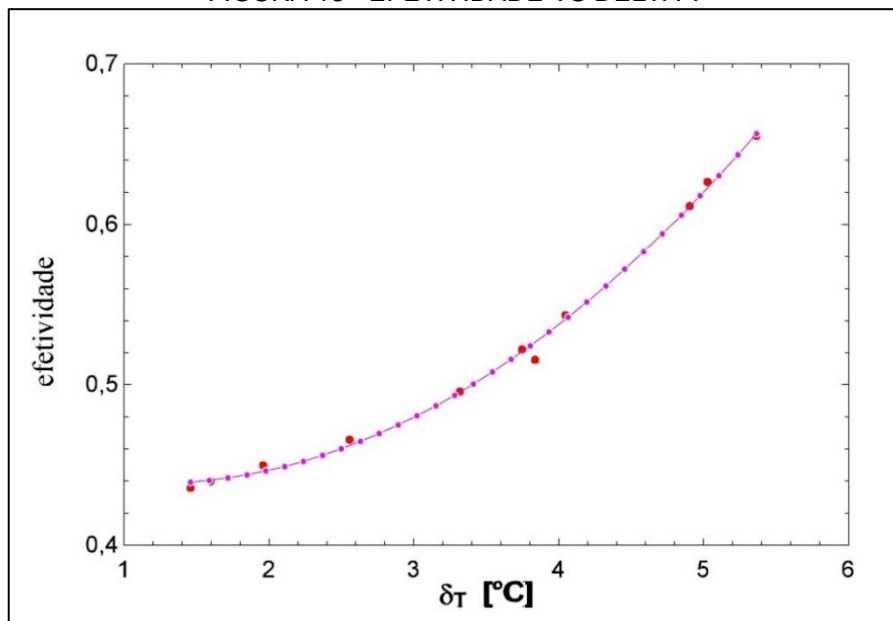
FIGURA 17 - EFETIVIDADE PELA UR



FONTE: O autor (2021).

Em situações com umidade abaixo de 55% e acima de 27°C obteve-se uma variação agressiva da efetividade, saltando da faixa de 40% para faixa de 60%, próximo ao 70%. Em horários dos dias mais quentes e secos, foram observados pontos máximos de efetividade de 70%. Quanto mais efetivo foi o resfriamento, maior foi o delta de temperatura proporcionado pelo equipamento, como se pode analisar na Figura 18.

FIGURA 18 - EFETIVIDADE VS DELTA T



FONTE: O autor (2021).

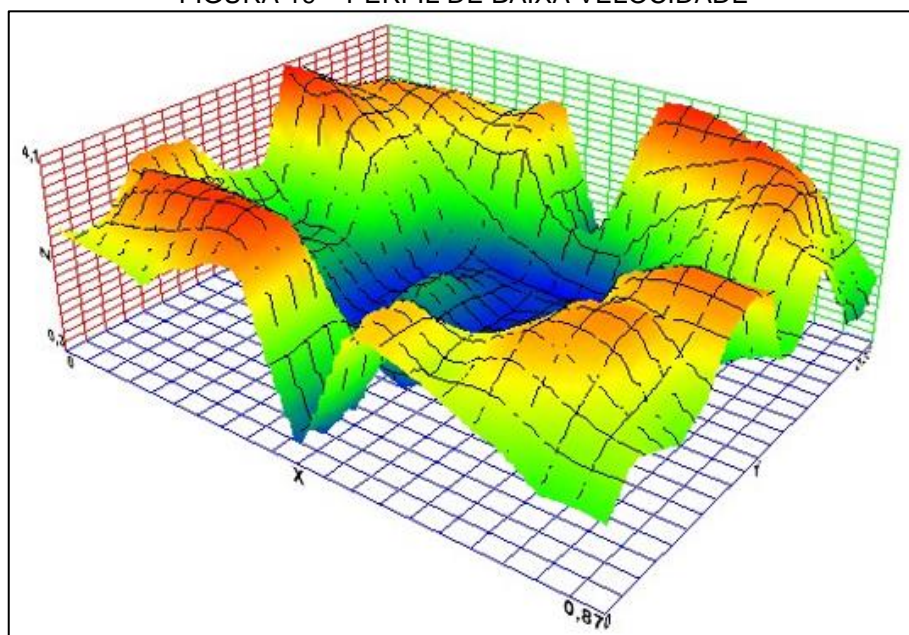
Pereira (2017) encontrou para um RED, efetividades médias de 68% para faixas de umidade relativa de 30% bem como efetividade média de 65% para faixas de umidade de 50%, com temperatura fixada em 27°C. Ao passo que se foi aumentando a temperatura até 37°C, obteve-se resultados maiores para a efetividade, chegando a 79%.

Já Camargo (2003) encontrou faixas de efetividade em um RED entre 64% e 82%, com faixas de umidade relativa variando de 45 a 74%. Além disso, o RED tinha capacidade de vazão de 2300 m³/h.

4.4 ANÁLISE DOS PERFIS DE VELOCIDADE E VAZÕES DE AR

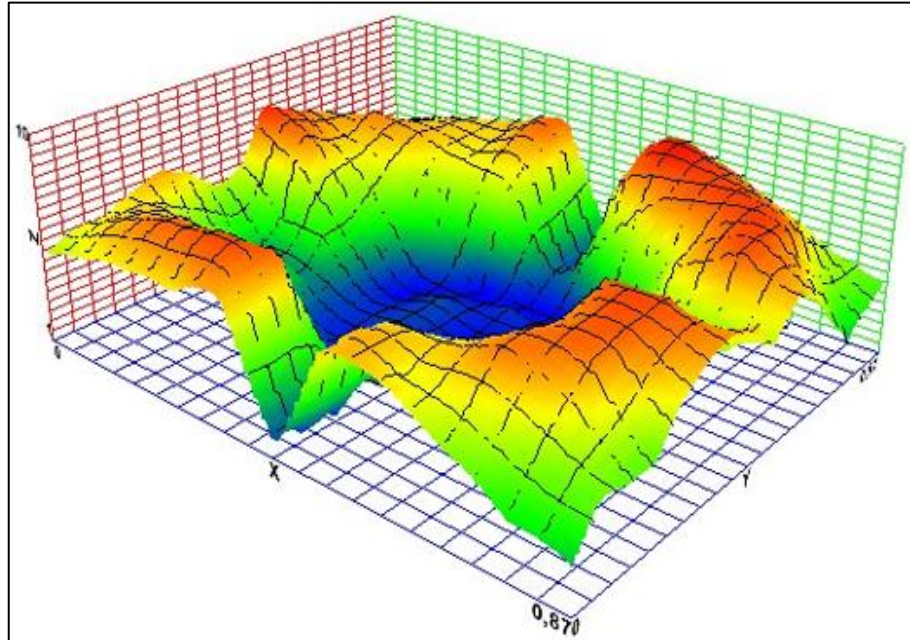
Foi possível obter as vazões de ar do equipamento para velocidade baixas, médias e altas da rotação do ventilador, configuradas no painel de controle do resfriador. Desse modo, os perfis resultantes são apresentados nas Figura 19, Figura 20 e Figura 21, que representam o plano frontal do resfriador. O eixo x representa o comprimento (m), bem como o eixo y representa a altura (m) e o eixo z a velocidade (m/s).

FIGURA 19 – PERFIL DE BAIXA VELOCIDADE



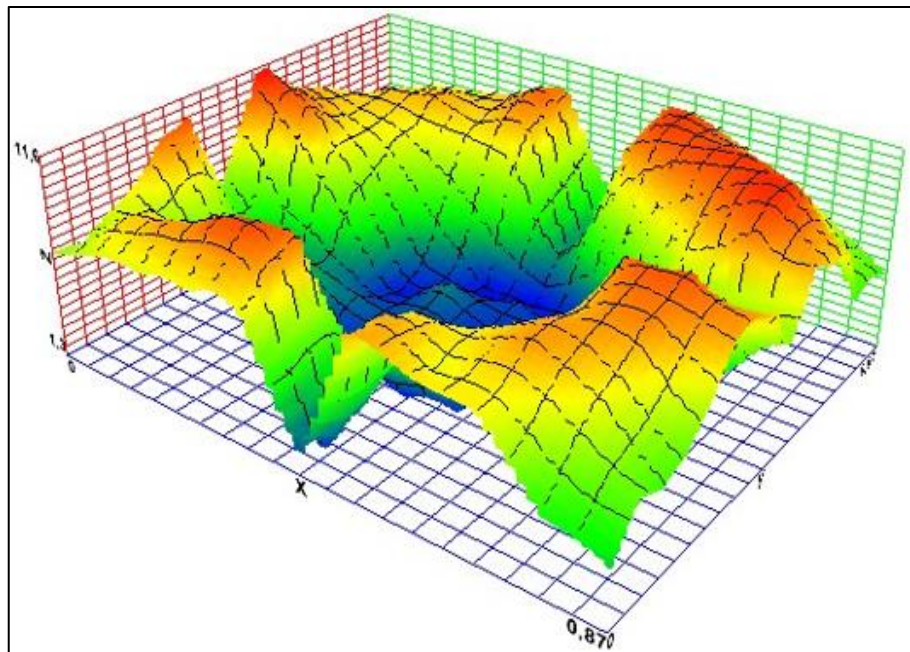
FONTE: O autor (2021).

FIGURA 20 - PERFIL DE MÉDIA VELOCIDADE



FONTE: O autor (2021).

FIGURA 21 - PERFIL DE ALTA VELOCIDADE



FONTE: O autor (2021).

Observa-se nos 03 gráficos que as velocidades máximas do campo de velocidades foram encontradas na periferia da hélice de tal maneira que a velocidade angular de rotação é maior e ela tem uma maior influência, além de ser a saída do ar. Já no centro a velocidade é menor pela presença do rotor do sistema de ventilação tal qual não apresenta influência significativa no escoamento do ar.

Com os dados de velocidade média da malha de saída, projetou-se a vazão volumétrica de ar total, apresentada na Tabela 6.

TABELA 6 - RELAÇÃO VELOCIDADE E VAZÃO DO AR

Escalas do painel [m/s]	Velocidades médias aferidas [m/s]	Vazões Volumétricas de ar [m ³ /s]
5	2,2 ± 1,1	1,64
10	4,7 ± 2,2	3,56
15	6,7 ± 3,0	5,06

FONTE: O autor (2021).

A escala de 15 m/s representa a vazão máxima de referência de 23.000 m³/h. Observa-se que para a mesma escala de velocidade de rotação, obteve-se uma vazão de 5,06 m/s, ou 18.216 m³/h. O resultado encontrado resultou em uma porcentagem de aproximadamente 80% da vazão de referência. Conclui-se que esse resultado pode estar ligado pela metodologia em que foram medidas as velocidades na malha de saída.

Considera-se que para este trabalho a placa evaporativa estava úmida durante a realização das medições de velocidade. Isso implica em uma maior perda de carga do ar, diminuindo então as velocidades na saída do ar. Entretanto, optou-se por realizar as medições nessa condição por ser a condição de operação do resfriador na maior parcela do tempo de operação, o qual é utilizado para resfriar e umidificar o ambiente climatizado.

Segundo Liao e Chiu (2002), altas velocidades do ar podem proporcionar maiores perda de carga, e velocidades entre 0,75 m/s e 1,5 m/s evidenciam maiores efetividades em sistemas de resfriamento evaporativo. Além disso, Camargo (2013) indica que o efeito da movimentação do ar possui grande relevância em sistemas de resfriamento evaporativo de modo que o efeito da movimentação pode promover sensação de resfriamento adicional.

4.5 ANÁLISE DO CONSUMO DE ÁGUA

. Avaliou-se a vazão d'água direta em todos os dias de análise, com resultado médio maior obtido no primeiro dia de $37,3 \pm 1,3$ l/h com faixa de umidade relativa entre 45 a 50% e faixa de temperatura entre 28 a 30°C durante o início e fim das cinco análises/dia, bem como resultado médio menor de $36,9 \pm 0,8$ l/h com faixa de umidade relativa entre 51 a 55% e faixa de temperatura entre 28 e 29°C.

Para uma um resfriador evaporativo com vazão de ar de 2.300 m³/h, Masiero et al., (2020) encontraram vazão de água de 3,35 l/h com faixas de umidade do ar de 60% e temperatura de 30 °C. Já para faixas maiores de umidade, de aproximadamente 90% e com temperatura de 20 °C, os autores alcançaram vazões de 1,5 l/h.

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Na análise do índice de aplicabilidade realizada para a região oeste do Paraná, foi possível estimar um índice de aplicabilidade de 14°C, que valida a aplicação de resfriadores evaporativos para condição de operação de alívio térmico.

Além disso, os campos de velocidades na saída do ar apresentaram maiores velocidades na ponta da hélice do ventilador, tendo o centro da saída de ar uma influência mínima no escoamento do ar.

Quanto ao consumo de água, foi possível encontrar maiores valores para condições em que o ar estava mais quente e seco, possuindo um maior potencial de evaporação. Já condições para o ar mais frio e úmido, o potencial de evaporação diminuiu, resultando em um menor consumo de água.

A efetividade do resfriador apresentou variação em função do estado psicrométrico do ar, principalmente quando comparada a umidade relativa, onde se teve uma queda de efetividade da faixa de 60% para 40% em uma variação pequena de umidade de 50 para 55%. Compreende-se que condições onde o ar estava mais quente e com menor umidade favoreceram positivamente o aumento da efetividade do sistema. Ademais, foi concluído que para as faixas médias de TBS entre 22,5 e 32,2 °C bem como umidade relativa entre 45% e 70% influenciaram em faixas médias de efetividade entre 40 e 66%.

Considerou-se que a faixa máxima de 66% encontrada neste trabalho foi considerada baixa quando comparada à literatura. O resfriador foi pouco efetivo nas condições de operação para resfriar e umidificar.

5.1 RECOMENDAÇÕES DE TRABALHOS FUTUROS

As recomendações especificadas a seguir são para possíveis trabalhos futuros relacionados ao sistema de resfriamento evaporativo.

- a) Avaliar o desempenho da efetividade do resfriador com diferentes placas evaporativas e buscando forma de ampliar a efetividade (espessura e desenho da malha);
- b) Estudar o ângulo de escoamento da água líquida das placas com objetivo de avaliar a convecção mássica entre ar e água;
- c) Realizar estudo econômico-energético do sistema de resfriamento evaporativo em função do tempo de utilização comparando à sistemas tradicionais de compressão de vapor com a mesma dimensão de carga térmica;
- d) Acoplar o resfriador evaporativo a um sistema de compressão de vapor tradicional com objetivo de pré-resfriar o ar de entrada da condensadora do sistema de compressão, avaliando o desempenho do sistema de compressão com o ar pré-resfriado e sem o ar pré-resfriado.

REFERÊNCIAS

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, R.; ENGINEERS, A.-C.; ASHRAE. **2013 ASHRAE Handbook: Fundamentals**. ASHRAE, 2013.

ANDRADE, R. R. **Ambiência e bem-estar animal na produção intensiva de leite em sistemas composto barn fechados para a tipologia construtiva e clima no Brasil**. 159 f. Tese (Doutorado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal do Viçosa, Viçosa, 2021.

ABNT [Associação Brasileira de Normas Técnicas]. **NBR 9792**: Torres de resfriamento de água – Ensaio para verificação do desempenho em torres de tiragem mecânica – Método de ensaio. Rio de Janeiro, 2015.

ABNT [Associação Brasileira de Normas Técnicas]. **NBR 15372**: Resfriadores de ar para refrigeração – Métodos de ensaio. Rio de Janeiro, 2006.

ABNT [Associação Brasileira de Normas Técnicas]. **NBR 6111**: Torres de resfriamento de água - Terminologia. Rio de Janeiro, 2013.

BRITO, N. DE A. M.; SATO, A. I.; SOUZA, A. B.; SILVA JÚNIOR, L. J. Aplicação da bucha vegetal (*Luffaaegyptiaca*) para colmeia de resfriamento evaporativo no Oeste da Bahia. **Brazilian Journal of Development**, v. 6, n. 6, p. 366694–36709, 2020.

CAMARGO, J. R. **Sistemas de resfriamento evaporativo e evaporativo-adsortivo aplicados ao condicionamento de ar**. Tese (Doutorado em Engenharia Civil) – Universidade de São Paulo, São Carlos, 2003.

CAMARGO, J. R. Resfriamento Evaporativo: Climatização ecológica. 2. Ed. São Paulo. Ciência moderna, 2013.

CREDER, H. **Instalações de ar condicionado**. 6. Ed. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos. P. 326, 2004.

DE, F. ANTONIO CÉSAR SILVEIRA BAPTISTA DA SILVA., p. 241.

FANGER, P. O. Assessment of man's thermal comfort in practice. **Occupational and Environmental Medicine**, v. 30, n. 4, p. 313–324, 1973.

EFFATNEJAD, R. SALEHIAN, B, A. **Standard of energy consumption and energy labeling in evaporative air cooler in Iran**. **International Journal on “Technical and Physical Problems of Engineering” (IJTPE)**. ISSN 2077-3528. IJTPE Journal. V.1, n.1, p. 54-57, 2009.

FERNANDES, L. C.; LANGE, S. C; GRZYBOWSKI, J. M. V.; KRÜGER, E. L. **Estudo do Potencial de um Sistema de Resfriamento Evaporativo Indireto no Clima de Curitiba**. In: XIII ENCONTRO NACIONAL SOBRE CONFORTO NO AMBIENTE CONSTRUÍDO E IX ENCONTRO LATINO- HABITAR 2015 Belo Horizonte, de 20 a 22 de outubro de 2015 ISSN 2359-0734 AMERICANO SOBRE CONFORTO DO AMBIENTE CONSTRUÍDO. Anais... Campinas: ANTAC. 2015b.

GONZALEZ, E.; KRUGER, E.; GIORDANO, D. **Estudo da aplicabilidade de um sistema de resfriamento evaporativo indireto para otimização do conforto térmico em residências no território brasileiro**. p.479–488, 2014. Disponível em: <http://www.infohab.org.br/entac2014/artigos/paper_303.pdf>. Acesso em: 29/9/2021.

GOOGLE, LLC. Google Earth: Palotina,-Paraná. Disponível em: <Earth.google.com/web/Search/UFPR+Palotina:. Acesso em: 03/10;2021;.

HUMPHREYS, M.; NICOL, F.; ROAF, S. **Adaptive Thermal Comfort: Foundations and Analysis**. 1º ed. Routledge, 2015.

JORDAN, R. A.; GARCIA, R. G.; SGAVIOLI, S.; et al. Resfriamento da água utilizada em sistema de climatização evaporativo e o desempenho de frangos de corte. **Research, Society and Development**, v. 10, n. 9, p. e42310918131, 2021. KUUL. Kull pads. . Disponível em: < <https://thekuuleffect.com>> Acesso em: 05/10/2021.

LOPES, A. O. R.; LIMA, B. W. F. **Ar condicionado versus climatizadores por evaporação**. , v. 2, p. 9, 2006.

MASIERO, E.; OLIVEIRA, D. K.; COSTA, O. P. DA; VECCHIA, F. A. DA S. Estudo experimental de condicionamento ambiental com resfriamento evaporativo direto. **Ambiente Construído**, v. 20, n. 2, p. 151–173, 2020.

MEDEIROS, A. D. DE; FERNANDES, G. DE S.; SANTANA, R. B.; TAVARES, T. A.; AMORIM, C. N. D. Ventilação cruzada e noturna como estratégia de resfriamento passivo em edifício institucional no contexto climático de Brasília/DF. **Brazilian Journal of Business**, v. 2, n. 3, p. 2362–2376, 2020.

O2 CLIMA. Disponível em: < <https://www.o2clima.com.br/>: Acesso em: 11/12/2021.

PEREIRA, J. M. **Avaliação de desempenho do painel de plástico pet para resfriamento evaporativo**. p. 192, 2017.

SANTOS, M. P. DOS; DENIZ, M.; SOUSA, K. T. DE; et al. Efficiency of cooling systems in broiler houses during hot days. **Ciência Rural**, v. 51, n. 8, p. e20200941, 2021.

SOUSA, M. C. B. DE; LEDER, S. M. Reflexões sobre terminologias utilizadas para definir o conforto térmico humano. **PARC Pesquisa em Arquitetura e Construção**, v. 10, p. e019028, 2019.

SUSTAINABLE SYSTEMS AND TECHNOLOGIES. **Technical background research on evaporative ais conditioners and feasibility of reting their water consumption**. Australia, 2017.

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA. Departamento de Engenharia Civil. **Gestão UFSC 1994**. Florianópolis, 1994, Relatório.

VETTORAZZO, L. Alta dos serviços e calor mudam o pico de energia para mais tarde. **Folha de São Paulo**, 28 de janeiro de 2014. Disponível em: <http://www1.folha.uol.com.br/mercado/2014/01/1403798-alta-dos-servicos-e-calor-mudam-o-pico-de-energia-para-meio-da-tarde.shtml>. Acesso em: 07/10/ 2021.

VIM [Vocabulário internacional de metrologia]. **Conceitos fundamentais e gerais e termos associados**. 1. Ed. Inmetro, Rio de Janeiro, 2012.

WATT, J. R. **Evaporative Air Conditioning Handbook**. Boston: Springer US, 1986.

ZAPATERRA, C. L. I. **Estudo da melhoria do desempenho de sistemas de resfriamento evaporativo por micro aspersão de água**, 19. abr. 2017. Mestrado em Engenharia Hidráulica e Saneamento, São Carlos: Universidade de São Paulo. Disponível em: <<http://www.teses.usp.br/teses/disponiveis/18/18138/tde-30032017-164846/>>. Acesso em: 24/11/2021.

APÊNDICE 1 – GUIA RÁPIDO DO CLIMATIZADOR

	FUNÇÃO	DESCRIÇÃO	MIN	MAX	modo	UNID
LEITURA	L00	Tensão barramento	0	500	-	V
	L01	Corrente eficaz do motor	0	30.0	-	A
	L02	Frequência real atual no motor	0	100	-	Hz
	L03	Temperatura do módulo IGBT	0	150	-	°C
	L04	Temperatura externa	0	60.0	-	°C
	L05	Último erro	0	150	-	-
	L10	Indica as funções em funcionamento normal do climatizador	-	-	-	-
	SEn	Senha de acesso* (1-Bloquear/5-Desbloquear/31-Reset)	0	999	0	-
CLIMATIZADOR	C0	Tempo limpeza placas (máx. placas evaporativas)	0	15	4	min.
	C00	Tempo secagem das placas	0	40	15	min.
	C02	Velocidade secagem das placas	1	70	30	Hz
	C03	Reverter sentido ao secar	OFF	ON	OFF	-
	C04	Tipo sensor de nível (0-NA ou 1-NF ou 2-OFF)	0	2	1	-
	C05	Tipo ECO (0-ECO Desligado 1-Bomba e motor 2-Bomba 3-Motor)	0	3	2	-
	C06	Tempo ECO ciclo ligado	0	10	5	min.
	C07	Tempo ECO ciclo desligado	0	10	5	min.
	C08	Tempo de retorno da Bomba	0	100	30	seg.
	C09	Velocidade na LIMPEZA (0-Motor parado)	0	30	0	Hz
	C10	Velocidade no início da climatização (0-Último valor salvo)	0	70	0	Hz
	C11	Obrigar etapa de limpeza no equipamento	OFF	ON	OFF	-
	C12	Obrigar etapa de secagem no equipamento	OFF	ON	OFF	-
	C13	Retorno automático depois de queda de energia ou erro	OFF	ON	OFF	-
C14	Retardo no sensor de nível para indicação de falta de água	5	99	5	seg	
MOTOR	M00	Frequência Máxima no motor	5	70	60	Hz
	M01	Frequência Mínima no motor	0	40	20	Hz
	M02	Frequência Nominal do motor	40	70	60	Hz
	M03	Frequência Chaveamento	5	15	10	KHz
	M04	Sentido de giro do motor (OFF-Horário ON-Anti-horário)	OFF	ON	ON	-
	M05	Proteção sub-tensão (0-Desligado)	0	20	5	-
	M06	Tempo Rampa Subida	02.0	50.0	30	seg
	M07	Tempo Rampa Descida	2	50	20	seg
	M08	Corrente Nominal do Motor	0	20.0	¹⁰ Modelo	A
	M09	Corrente Máxima Permitida	0	30.0	¹⁰ Modelo	A
	M10	Sensibilidade do sensor de corrente	0	20	8	-
	M11	Compensação de torque	0	10	0	-
	M12	Tensão máxima de saída	0	100	98	%
M13	Tipo de controle do motor (0-Escalar/1-Vetorial/2-Auto)	0	2	0	-	
FUNÇÃO	F00	Níveis de velocidade mostrado no display (0-Mostra em Hz)	0	100	0	-
	F01	Múltiplos de subida e descida da velocidade no display	1	15	2	-
	F02	Tipo acionamento (0-Analógico 1-Digita) *Nota monofásica	OFF	ON	OFF	-
	F03	Intervalo de dreno (dreno automático) (0-Desligado)	0	99	0	hora
	F04	Tempo de dreno (0-Desligado)	0	15	0	min
	F05	Função relé AUX1 (0-Swing 1-Bomba 2-Germicida 3-Buzzer)	0	3	0	-
F06	Função relé AUX2 (0-Dreno 1-Bomba 2-Germicida 3-Buzzer)	0	3	0	-	

SENHA PADRÃO 6
PARA VOLTAR OS PARÂMETROS EM VALORES DE
FABRICA, USE A SENHA 31 NO PARAMETRO SEN

VALORES PADRÃO PODEM SER PERSONALIZADOS
DE ACORDO COM PEDIDO DO CLIENTE

FONTE: O2 CLIMA (2019).

APÊNDICE 2 – ALGORÍTIMO APLICADO AO EES

"Início"

"Input dados"

“Entrada as velocidade médias”

"Perfil médio de velocidade do ar com velocidades de médias de rotação em 5, 10 e 15 m/s"

$V_{\dot{ar_baixa}}=2,2$ [m/s]

$V_{\dot{ar_media}}=4,7$ [m/s]

$V_{\dot{ar_alta}}=6,7$ [m/s]

"Inc do equip anêmometro"

“Incerteza da velocidade”

$u_V=0,03$ [m/s]

"Area frontal de saída de ar"

$A=0,76$ [m²]

“Incerteza da área”

"Inc de medição"

$u_A=0,0012$ [m²]

“Calculou-se a vazão com a velocidade multiplicada pela área)

"vazão volumétrica de ar"

$Q_{\dot{ar_baixa}}=(V_{\dot{ar_baixa}}*A)$

$Q_{\dot{ar_media}}=(V_{\dot{ar_media}}*A)$

$Q_{\dot{ar_alta}}=(V_{\dot{ar_alta}}*A)$

“Os dados foram adicionados como tabelas lookup e as propriedades encontradas através das propriedades de referência”

"Chamada lookup table propriedades aferidas em 1 e 2"

"Temperaturas do ar"

$TBS_1=lookup('dados';TableRun\#;2)$

$TBS_2=lookup('dados';TableRun\#;3)$

$TBU_1=lookup('dados';TableRun\#;5)$

“Incerteza dos sensores de temperatura”

"Inc de temp"

$u_{T1}=0,5$ [°C]

$u_{T2}=0,5$ [°C]

"UR do ar"

$UR_1=lookup('dados';TableRun\#;1)$

“Incerteza do sensor de umidade”

"Inc da umid"

UR1=0,05

"Pressão absoluta"

P_1=lookup('dados';TableRun#;4)

“Propriedades do ar na entrada e saída do evaporador”

“Entrada”

"Propriedades do ar no estado 1 (entrada) "

"Volume específico do ar na entrada"

v_1=Volume(AirH2O;T=TBS_1;R=UR_1;P=P_1)

"Umidade Absoluta"

omega_1=HumRat(AirH2O;T=TBS_1;R=UR_1;P=P_1)

"Entalpia"

h_1=Enthalpy(AirH2O;T=TBS_1;R=UR_1;P=P_1)

"Calor específico úmido"

Cp_1=Cp(AirH2O;T=TBS_1;R=UR_1;P=P_1)

"Propriedades do ar no estado 2 (saída)"

“Como não há salto entálpico significativo durante o processo, considera-se a entalpia constante durante o processo”

"Entalpia"

h_2=h_1 "condição de processo adiabatico"

"umidade específica"

omega_2=HumRat(AirH2O;T=TBS_2;h=h_2;P=P_1)

"Densidade da água na temperatura de saída do ar"

rho_a=lookup('dados';TableRun#;7)

“Calculo da vazão de água”

"vazões de ar e água"

"Vazão mássica de ar de entrada com velocidade média de rotação do ventilador"

m_dot_ar_media=(Q_dot_ar_media/v_1)

"Vazão mássica da água de abastecimento com velocidade média de rotação do ventilador"

m_dot_a_media=m_dot_ar_media*(omega_2-omega_1)

"Comumo volumétrico da água de abastecimento com velocidade média de rotação do ventilador"

Q_dot_a_media=(m_dot_a_media/rho_a)*3600*1000 "l/h"

“Variáveis de saída”

"variáveis de saída"

“Diferença de temperatura na entrada e saída do resfriador”

"Delta T"

$$\text{delta_T}=(\text{TBS_1}-\text{TBS_2})$$

“Efetividade de resfriamento”

"Efeti"

$$\text{efetividade}=(\text{TBS_1}-\text{TBS_2})/(\text{TBS_1}-\text{TBU_1})$$

“Coeficiente convectivo do ar”

"coeficiente convectivo do ar"

$$\text{efetividade}=(1-\exp((-h_{\text{conv_med}}*A)/(\dot{m}_{\text{ar_media}}*C_{p1})))$$

“Índice de aplicabilidade”

"Índice de aplicabilidade"

$$\text{Dp_bu}=(\text{TBS_1}-\text{TBU_1})$$

$$\text{IA}=\text{TBU_1}-(\text{Dp_bu})$$

"fim"

APÊNCICE 3 – DADOS DAS VAZÕES DE ÁGUA VIA MEDIÇÃO DIRETA

Dia	TBS: (28 a 30)°C	
1	UR: (45 a 50)%	35,80
		35,75
		37,76
		37,76
		38,69
	média	37,15 ± 1,31
Dia	TBS: (27 a 28)°C	
2	UR: (50 a 55)%	36,99
		36,99
		35,86
		32,53
		31,03
	média	34,68 ± 2,74
Dia	TBS: (28 a 29)°C	
3	UR: (51 a 55)%	37,70
		36,87
		36,58
		33,08
		36,13
	média	36,07 ± 1,77
Dia	TBS: (28 a 29)°C	
4	UR: (46 a 50)%	35,75
		36,81
		36,58
		37,70
		37,34
	média	36,84 ± 0,75
Dia	TBS: (27 a 28)°C	
5	UR: (47 a 51)%	32,48
		36,24
		36,02
		37,16
		36,08
	média	35,60 ± 1,80

APÊNCICE 4 – DADOS PARA PERFIS DE VELOCIDADE

Baixa velocidade (5 m/s)											
	0,00	0,09	0,17	0,26	0,35	0,44	0,52	0,61	0,70	0,78	0,87
0,00	2,8	2,6	2,3	3	3,3	0,7	3	2,8	2,3	1,7	1,7
0,06	2,3	3,2	3,6	3,8	3,5	0,5	3,2	2,4	2,9	2,4	2,4
0,12	2,5	3,7	3,8	3,8	3,7	0,6	3,1	2,7	3,3	2,8	2,2
0,19	3,5	3,2	3,4	3,1	2,2	1,7	2,1	2,5	3,2	3,3	1,9
0,25	3,5	1,7	2	1,5	0,4	0,4	0,4	1,9	3,2	3,4	2,2
0,31	3,4	2,3	1,9	0,7	1	1,2	0,9	0,6	2,8	3,03	3,1
0,37	2,6	1,5	1,4	0,4	0,7	0,8	1,2	0,4	3,1	3,6	3,4
0,43	2,3	1,3	1,3	0,4	1,2	0,4	0,9	0,4	2,5	3,2	3,3
0,50	2,3	1,3	1,3	0,4	1,2	0,4	0,9	0,4	1,1	1,3	1,8
0,56	4,1	3,7	2,6	0,4	0,8	0,4	0,7	0,4	1,1	1,3	1,8
0,62	3,8	3,5	2,8	0,8	0,7	0,6	0,7	0,4	1,3	2,8	2,9
0,68	3,4	3,2	2,7	1,5	0,4	0,3	0,3	1,1	2,8	3,3	2,3
0,75	3,1	3,5	3,2	2,7	2,9	1,4	1,2	2,5	3	3,5	1,2
0,81	3	3,2	3,3	2,9	3	0,7	3,4	3,5	3,9	3,3	1
0,87	2,5	2,8	3	2,9	3,4	0,6	3,9	3,9	3,3	2,8	1,6
Média velocidade (10 m/s)											
	0,00	0,09	0,17	0,26	0,35	0,44	0,52	0,61	0,70	0,78	0,87
0,00	4,9	5,5	5,8	5,8	6,5	1,7	6,3	6,1	4,7	3,2	2,7
0,06	5,5	6,4	7,1	7,3	6,7	1,3	6,4	5,6	5,7	4,8	4,4
0,12	5,5	6,4	7	7,1	7,3	1,3	6,1	6,2	7	6	4,1
0,19	6,2	6	4,6	4,4	3	2,4	4,7	5,5	7	7	4
0,25	6,7	3,5	3,4	2,7	1	1,2	1,2	4,7	6,6	7,3	5,7
0,31	6,2	3,2	3,8	1,4	1,2	1,7	2	2	6,8	7,3	6,5
0,37	5	2,5	2,2	1,5	1,7	1,7	2,2	1,2	7,2	7,3	6,8
0,43	5,5	3,5	3,5	1,4	1,6	1	1,5	1	5,8	4	6,6
0,50	7,9	7	3,5	1	1,8	1,2	1,6	1,2	3,8	4,5	5,1
0,56	7,3	6,3	4,5	1,3	1,2	1,5	1,3	1,5	5,9	7,3	6,4
0,62	6,8	6,2	5,7	3,3	1	1	1	3,4	6,3	7,5	5,7
0,68	6,3	7	6,4	5,6	5,2	1,8	3,4	6,6	7,2	7,5	4,2
0,74	5,3	6,1	6,3	5,8	6,1	1,4	6,9	7,3	7,6	6,8	2,7
0,81	4,9	5,7	6,3	6	7,1	1,4	7,6	7,7	7	5,6	3,5
0,87	4,7	5,4	6	6,5	7,2	2,5	7,7	7,2	6,1	4,9	4,1
Alta velocidade (15 m/s)											
	0,00	0,09	0,17	0,26	0,35	0,44	0,52	0,61	0,70	0,78	0,87
0,00	6,8	7,6	7,7	7,9	8	2,5	9,3	8,5	8,3	5	4,2
0,06	6,5	8,7	9,6	10,4	9,7	1,6	9,2	7,8	8,4	6,7	6,1
0,12	7,5	8,5	8,1	9,8	10,3	2,4	8,5	8,4	9,5	8,1	5,5
0,19	8,4	5,3	6	6,6	5,3	4,6	6,4	8	9,5	8,7	6
0,25	10,1	6,6	6	5,4	1,6	1,5	2	6,5	9	9,8	7,4
0,31	10,5	5,7	5	2	2,2	2,6	1,7	4,8	9,3	10	9,3
0,37	6	2,2	3,7	2,9	2,5	2,7	2,1	1,9	10,1	10,4	9,5
0,43	9	5	3,4	2	2,5	1,5	1,9	1,5	8	4,8	8,7
0,50	11,6	10,1	5,9	1,5	3,2	2	3	1,5	3,7	4	6,5

0,56	10	9	6,6	2,3	1,8	2,3	1,7	2,2	8	10	9,3
0,62	9,4	8,5	7,9	5,1	1,5	1,3	2,1	7	9,6	11	8,6
0,68	8,8	8,8	8,1	8	7	3,1	7	9,8	10,5	11	8,5
0,75	7,8	9	9,4	8,5	9,2	2,4	9,8	10,5	10,9	9,7	5,4
0,81	7,4	8,2	8,9	8,8	10,2	2,7	10,2	10,5	9,7	8	5,9
0,87	6,8	8,1	8,4	9	10	4,9	10,6	10	8,5	7,1	5,2