MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

CONCEPÇÃO DA CLIMATIZAÇÃO DE AR EM UMA CÂMARA DE CRESCIMENTO VEGETAL

por

Thomas Kollmann

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, julho de 2013

Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Escola de Engenharia
Departamento de Engenharia Mecânica

CONCEPÇÃO DA CLIMATIZAÇÃO DE AR EM UMA CÂMARA DE CRESCIMENTO VEGETAL

por

Thomas Kollmann

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Profª. Drª. Thamy Cristina Hayashi
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Energia e Fenômenos de Transporte**

Orientador: Prof. Dr. Paulo Smith Schneider

Comissão de Avaliação:

Prof. Paulo Otto Beyer

Prof. Thamy Cristina Hayashi

Prof. Volnei Borges

Porto Alegre, julho de 2013.

KOLLMANN, T. **Concepção da climatização de ar em uma câmara de crescimento vegetal.** 2013. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2013.

RESUMO

É proposto no presente trabalho a concepção da climatização do ar em Câmaras de Crescimento Vegetal (CCV). Primeiramente são definidas as condições de operação de uma CCV, com as faixas de operação de temperatura, umidade e velocidade do ar. É concebida uma unidade de tratamento de ar para atender essas condições de operação, baseada em um aparelho de condicionamento mecânico de ar por expansão direta, adaptado para um banho de acumulação de água fria. O sistema é projetado e algumas situações de operação são analisadas.

PALAVRAS-CHAVE: Câmaras de crescimento vegetal, unidade de tratamento de ar, psicrometria

KOLLMANN, T. **Design of Air conditioning System in Plant Growth Chambers.** 2013. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2013.

ABSTRACT

In the following paper is proposed the design of a cooling air system in a plant growth chamber (PGC). First is defined the characteristics of a PGC and the operating ranges of temperature, humidity and air velocity. It is conceived an air handling unit to meet these operating conditions, based on a mechanical air conditioning device of direct expansion adapted for thermal accumulation. The system is designed and some operating situations are analyzed.

KEYWORDS: plant growth chambers, AHU, temperature, humidity, psychrometric

ÍNDICE

1. Introdução 1
2. Câmaras de Crescimento Vegetal 2
2.1 Iluminação 2
2.2 Ventilação 2
2.3 Umidade 2
2.4 Temperatura 3
3. Fundamentação 3
3.1. Método efetividade – NUT 4
3.2. Número de Nusselt 5
4. Concepção do sistema de climatização da CCV 6
4.1 Carga térmica para refrigeração 8
4.1.1. Carga de transmissão, que é o calor transferido para dentro do espaço refrigerado através de suas superfícies. 8
4.1.2. Carga interna, que é o calor produzido pelas fontes internas, como lâmpadas e motores elétricos dos ventiladores. 8
4.1.3. Carga de infiltração de ar, que é ganho de calor e umidade associado como o ar que entra no espaço refrigerado. 8
4.1.4. Influência dos vegetais, que, através da irrigação e transpiração, representam uma fonte de vapor de água e, portanto, um sumidouro de calor. 9
4.1.5. Carga térmica de renovação de ar 10
4.1.6. Carga térmica total 10
4.2. Processos psicrométricos 10
4.3 Refrigerador 11
4.4. Reservatório de água fria 13
4.5. Roda dessecante 14
5. Conclusão 14
6. Referências Bibliográficas 15

1. Introdução

Em 1969 uma comunidade de cientistas fundou a Sociedade Americana de Ciência e Horticultura: Câmaras de Crescimento e Ambientes Controlados (*ASHS- "American Society for Horticultural Sciences Working Group on Growth Chambers and Controlled Environments*). Essa iniciativa surgiu a partir do reconhecimento da capacidade da Câmara de Crescimento Vegetal (CCV) ser uma potencial ferramenta de compreensão dos fatores de controle de crescimento de plantas [BAILEY ET AL.,1972]. Uma das principais consequências dessa iniciativa foi a publicação do Manual de Câmaras de Crescimento: Ambiente Controlado para Plantas (*Growth Chambers Manual: Environmental Control for Plants,* Langhans 1978*)* e posterior atualização por *Langhans e Tibbitts em 1996* [TIBBITTS AND KRIZEK, 1997]. A partir deste manual foram entendidas as necessidades da planta para o desenvolvimento de um projeto conceitual de CCV.

Existem empresas especializadas no desenvolvimento de CCV's desde 1952. Na Europa, nos Estados Unidos e no Japão esse assunto já é muito estudado e conhecido, inclusive, a montagem de câmaras e cultivo de vegetais é tido como tarefa extracurricular em colégios públicos americanos. No Brasil esse tema vinha sendo negligenciado tanto academicamente como comercialmente, porém, com a constante busca em melhorar a qualidade dos alimentos e vegetais ornamentais e da cobrança social pela diminuição de agrotóxicos, essa tecnologia vem sendo importada. Estados do norte brasileiro sofrem com o calor e escassez de água, estados do sul com geadas; condições climáticas extremas para as plantas as deixam muito mais suscetíveis a pragas e doenças. A EMBRAPA vem procurando desenvolver tecnologias e metodologias para aumentar acessibilidade de ambientes controlados para os produtores familiares, que estão reclamando dos preços exorbitantes da consultoria [SAVANACHI, 2009]. É então evidenciada a necessidade do envolvimento interdisciplinar da biologia e engenharia mecânica para avançar nesse tema.

Uma Câmara de Crescimento Vegetal pode ser entendida como uma estrutura fechada que simula um ambiente controlado de luz, temperatura, umidade, velocidade de ar e renovação de ar. O controle de temperatura e umidade de uma CCV é influenciado principalmente pela iluminação e renovação de ar e exige que a mesma seja associada a trocadores de calor e uma fonte de vapor de água para que a faixa de operação desejada seja atendida. O presente trabalho foca no desenvolvimento teórico de uma unidade de tratamento de ar (UTA) para uma câmara de crescimento vegetal com dimensões pré-estabelecidas.

O ciclo do ar envolve a entrada e saída da CCV e, sequencialmente, a entrada e saída da UTA. Este seria um ciclo fechado caso não houvessem as vazões de entrada e saída do sistema para o ambiente externo, que são equivalentes à vazão de renovação, necessária para manter a concentração de dióxido carbono consumido pela planta na fotossíntese. A retirada de calor é efetuada em um trocador de calor aletado com água fria em escoamento cruzado. A água é bombeada de um reservatório de água que, por sua vez, é refrigerado por um sistema comum de expansão direta. Assim a principal dificuldade do problema proposto é a análise das características do sistema de forma geral e a obtenção de repostas quanto ao dimensionamento do sistema de refrigeração, uma vez que este é o requisito que exige maior reflexão. Para possível viabilização desse projeto, foram utilizados dados de equipamentos existentes no mercado brasileiro, com o foco em eficiência e simplicidade, de forma que a solução apresentada atenda diferentes necessidades de projeto de sistemas de climatização.

2. Câmaras de Crescimento Vegetal

Existem diversos tipos de CCV's no mercado, podendo variar uma da outra quanto às dimensões, design, iluminação, ventilação, temperatura e umidade. Alguns processos e faixas de operação são muito semelhantes em todos os projetos de câmaras porque as necessidades básicas para o desenvolvimento dos vegetais devem ser respeitadas. A seguir, é resumida a informação que apoia os parâmetros de projeto escolhidos neste trabalho.

2.1 Iluminação

Segundo Sager e Farlane (1996), não é necessário reproduzir o espectro do sol para obter um regular desenvolvimento de plantas. A utilização de apenas lâmpadas de espectro "branco", como lâmpadas fluorescentes frias (6500 K), possibilita um crescimento padrão para a maioria das espécies. Lâmpadas CWF (*Cool White Fluorescent Lamps)* combinadas com lâmpadas incandescentes (de 10 a 20% da radiação total) são usualmente usadas [ASHRAE,2001]

De forma geral, plantas se desenvolvem em câmaras de crescimento se a irradiação luminosa atingir o valor mínimo de 50 W/m² de 8 a 24 horas diariamente. Essa irradiação é cerca de ¼ da irradiação do sol do meio dia em um dia de verão. A intensidade luminosa indicada é especificamente variada com relação à espécie do vegetal, sendo assim, Tibbits e Langhans, 1996, desenvolveram uma tabela com o fotoperíodo e intensidade luminosa ideal para vários tipos de plantas em seus respectivos ciclos.

2.2 Ventilação

O movimento de ar na planta influencia na transpiração, evaporação e na disponibilidade de dióxido de carbono (CO_2). A velocidade do ar afeta a camada limite do escoamento na superfície da folha, que, por consequência, altera a resistência entre o ar e as cavidades dos estômatos na folha. Velocidades entre 0,5 e 0,7 m/s são usualmente aceitas em CEA's. Faixas entre 0,03 e 0,1 m/s são necessárias para facilitar a captação de dióxido de carbono. Valores a cima de 1 m/s podem acelerar tanto a transpiração que podem causar um fechamento do estômato, como medida de proteção da planta, e causar a inibição de seu crescimento [ASHRAE,2001]. Um ambiente controlado para plantas deve ter um escoamento de ar entre 0,3 m/s e 0,7m/s para possibilitar um bom desenvolvimento [YABUKI K. e MIYAGAWA,1970]. Um estudo em germinação de brotos de tomate submetidos a uma circulação de ar de 0,5 m/s por tempo integral e por 15 minutos numa faixa de tempo de um dia apresentaram significativa diminuição de tamanho total, tamanho internodular e menor massa seca quando comparados aos brotos expostos a ar parado [LIPTAY, 1992].

O escoamento do ar de cima para baixo é mais vantajoso foi estudado para plantas como o tomate, e verificou-se que essas tiveram uma sutil melhora em crescimento, pois assim a distribuição de umidade e temperatura encontrada na natureza é melhor simulada [MORSE e EVANS, 1962]. Qualquer discussão de movimentação de ar precisa incluir a necessidade de renovação de ar caso não haja adição de CO2 [BAILEY et al.,1970]. Morse, 1963, calculou que a renovação total do ar para a maioria das câmaras deve ser de 50% a 67% do seu volume total por minuto. Muitas vezes as infiltrações presentes na estrutura de CCVs possibilitam a troca necessária para manter as taxas de CO2, mesmo assim, convém prover uma entrada de ar forçada para evitar a concentração de substâncias voláteis emitidas pelas plantas, como o etileno, e pelos ventiladores, ozônio. É preferível que está entrada de ar seja feita junto à entrada de ar do sistema de refrigeração para fornecer uma melhor distribuição de temperatura no escoamento [DOWNS e KRIZEK, 1996].

2.3 Umidade

Vapor de água atmosférico (umidade) afeta diretamente o desenvolvimento de vegetais através da transpiração e do balanço de energia na planta [TIBBITTS e SPOMER, 1978]. Transpiração (evaporação de água da superfície das folhas para a atmosfera) geralmente

aumenta conforme a umidade relativa do ar diminui; entretanto o resultado final da transpiração terá a influência integrada da umidade, temperatura, irradiação, movimento do ar, permeabilidade da planta, disponibilidade de água e superfície e orientação da superfície de evaporação [ALDRICH et al., 1983]. A quantidade de água na planta é determinada pela perda por transpiração e pelo ganho nas raízes [HOFFMANN, 1972].

A transpiração, além de reguladora da temperatura na planta, é também uma reguladora de irradiação; podendo remover em até 75% da energia radiante em uma planta bem irrigada e sob altas intensidades de luz [HADER e TEVINI,1987].

Existem diversos modos de controlar a umidade presente em um volume de controle. Os métodos mais utilizados são por adição ou remoção de umidade. No primeiro, dá-se por evaporação de objetos úmidos, evaporação de superfícies livres com água, evaporação de água atomizada, injeção de vapor, troca com uma mais úmida atmosfera. No segundo, pela troca com o meio exterior e condensação através da troca de calor com superfícies abaixo do ponto de saturação.

A condensação pode ocorrer dentro da estufa quando a temperatura interna sobe mais rapidamente que a da estrutura da superfície. Isso pode acontecer quando há a troca de fotoperíodo (período noite para período dia). Na natureza em dias de radiação alta (céu escuro) pode haver condensação à noite, fenômeno muito benéfico para a maioria das plantas, dessa forma, já existem empresas que inclusive simulam esse processo. Para fins de segurança deve-se ter a precaução para que a condensação não aconteça nos componentes elétricos [TIBBITTS e SPOMER, 1978].

2.4 Temperatura

A temperatura de plantas em CCVs é determinada pela transferência de calor do tecido das folhas com o ambiente. Essa troca de energia acontece por condução, convecção, pela absorção de radiação e emissão de longos comprimentos de onda, como também pela evaporação na transpiração [HICKLENTON et. al., 1978].

É importante entender que as câmaras são projetadas com controle de temperatura de ar, porém podem existir grandes diferenças entre a temperatura da folha e a do ar. Foi observado que folhas de sorgo expostas a alta radiação em uma CCV com circulação de ar inferior a 0,1 m/s tinham 16°C a mais que a temperatura do ar. Medições de temperatura em diversos pontos da planta podem dar significativas respostas quanto à interação entre as condições do sistema e a temperatura do ar e a da planta em uma condição estacionária. Dessa forma, podem-se obter valores de temperatura dos tecidos vegetais em função das condições de temperatura e umidade do ar [MATSUI e EGUCHI, 1973].

Para a refrigeração é comumente utilizado água gelada principalmente para os casos de aplicação em mais de uma câmara, pois assim, a manutenção e operação ficam facilitadas pela presença de apenas uma unidade condensadora. O reservatório de água gelada cumpre também a função de termoacumulador, aumentando a inércia térmica do sistema, possibilitando maior facilidade de controle e automação, como também, um aumento significativo do tempo de repouso do sistema de refrigeração de água. A desvantagem deste processo é o limite de temperatura imposto pela temperatura de congelamento da água [ASHRAE,2001].

3. Fundamentação

O desenvolvimento deste trabalho utiliza equações de transferência de calor para a análise do balanço térmico do sistema proposto. As equações utilizadas estão contempladas no método efetividade – NUT, utilizado para o cálculo da efetividade do trocador de calor.

3.1. Método efetividade – NUT

A montagem de um sistema de condicionamento de ar para uma CCV é baseado em trocadores de calor, banhos de acumulação de água fria e sistemas de tratamento de ar.

Os trocadores de calor foram modelados pelo método efetividade – NUT, onde a efetividade ε é definida como a razão entre a taxa de transferência de calor real q (W) em um trocador de calor e a taxa de transferência de calor máxima possível q_{max} (W) conforme equação 3.1 [INCROPERA et al., 2007].

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} \tag{3.1}$$

Admitindo-se que o sistema não apresenta vazamento de fluido, e que não troca calor com suas vizinhanças (a única troca que ocorre é entre os fluidos), o balanço de calor é representado na equação 3.2.

$$q = -C_f(T_{f,ent} - T_{f,sai}) = C_q(T_{q,ent} - T_{q,sai}) \tag{3.2}$$

Os subscritos *q* e *f* se referem aos fluídos quente e frio, enquanto *ent* e *sai* designam as condições dos fluidos na entrada e na saída do trocador de calor, *C* (W/K) é definido como a taxa de capacidade calorífica, dada nas igualdades 3.3 e 3.4.

$$C_f = \dot{m}_f c_{p,f} \tag{3.3}$$

$$C_q = \dot{m}_q \, c_{p,q} \tag{3.4}$$

O calor específico a pressão constante, c_p, e a massa específica ρ são obtidos na T_m, média aritmética das temperaturas de entrada, T_{ent} e saída, T_s. A vazão mássica, $\dot{m}\ (kg/s)$, é resultado do produto abaixo ilustrado pela equação 3.5:

$$\dot{m} = \rho \dot{V} \tag{3.5}$$

$$\dot{V} = vA \tag{3.6}$$

onde a vazão volumétrica, $\dot{V}$, é ilustrada em 3.6 com unidades em m^3/s.

A máxima troca térmica possível é aquela em que o fluido de menor capacidade calorífica sai com a temperatura de entrada do outro fluido, como mostrado na equação 3.7.

$$q_{max} = C_{min}(T_{q,ent} - T_{f,ent}) \tag{3.7}$$

onde C_{min} é igual ao menor entre C_q e C_f, tendo ainda a simplificação como em 3.8.

$$C_r \equiv \frac{C_{min}}{C_{max}} \tag{3.8}$$

onde C_{min}/C_{max} é igual a C_f/C_q ou C_q/C_f, dependendo das magnitudes relativas das taxas de capacidades caloríficas dos fluídos quente e frio.

A efetividade, que é adimensional, está no intervalo $0 \leq \varepsilon \leq 1$. E a troca de calor efetiva é mostrada na expressão 3.9.

$$q = \varepsilon C_{min}(T_{q,ent} - T_{f,ent}) \tag{3.9}$$

O *número de unidades de transferência* (NUT) é um parâmetro adimensional e é definido na igualdade 3.10.

$$NUT \equiv \frac{UA}{C_{min}} \tag{3.10}$$

sendo *U* o coeficiente global de troca de calor (W/m^2K) e *A* (m^2) é a área de troca em função da qual é definido o coeficiente *U*. Através do que foi introduzido até então é possível chegar à relação de efetividade para um trocador de escoamento cruzado passe único em função de NUT e C_r. Como é visto em 3.11.

$$\varepsilon = 1 - \exp\ [(\frac{1}{C_r})(NUT)^{0,22}\{\exp\,[-C_r(NUT)^{0,78}] - 1\}] \tag{3.11}$$

A equação acima é exata apenas para C_r= 1, mas também pode ser usada como estimativa caso $0 \leq C_r \leq 1$.

3.2. Número de Nusselt

Para o cálculo do número de unidades de transferência de calor NUT é necessário conhecer o coeficiente de transferência de calor por convecção *h* para ambos os escoamentos, como mostrado na fórmula 3.12.

$$UA = \frac{1}{\frac{1}{h_q A_q} + \frac{\ln\,(\frac{D_e}{D_i})}{2\pi k L} + \frac{1}{h_f A_f}} \tag{3.12}$$

Para obter-se uma estimativa desse parâmetro, empregam-se o número de Nusselt *Nu*, dado por:

$$Nu = \frac{hD_h}{k_f} \tag{3.13}$$

onde k_f é a condutividade térmica do fluido, e D_h é o pelo diâmetro hidráulico (dimensão característica do escoamento), calculado através da próxima por

$$D_h = \frac{4A_{tr}}{P} \tag{3.14}$$

onde A_{tr}, é a área transversal (m²) e *P* o perímetro da seção transversal (m).

Para o caso de tubos circulares com escoamento turbulento, a correlação de Dittus-Boelter para resfriamento é dada por:

$$Nu_D = 0{,}023 Re_D^{\,4/6} Pr^{0,3} \tag{3.15}$$

com os adimensionais Reynolds *Re* e Prandlt *Pr* dados por

$$Re = \frac{\rho u_m D}{\mu} \tag{3.16}$$

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} \tag{3.17}$$

e válida para as seguintes faixas de operação:

$$0{,}7 \leq Pr \leq 160 \quad Re_D \geq 10000 \quad \frac{L}{D} \geq 10$$

Se a correlação for desenvolvida regime turbulento (*Re* ≥ 2300), porém inferior à condição de turbulência completa (*Re* ≥ 10000), o coeficiente convectivo será superestimado.

Para o caso do escoamento laminar, o Nu varia com a geometria do tubo, bem como com a distribuição de troca de calor ao longo do comprimento dele. Para o caso de um tubo retangular, com a dimensão maior que 8 vezes a dimensão menor (como será o caso neste trabalho), tem-se os valores de Nu representados nas igualdades em 3.18.

$$Nu_D = 7{,}54\ (T_s\ uniforme) \quad Nu_D = 8{,}23\ (\ddot{q}_s\ uniforme) \qquad (3.18)$$

4. Concepção do sistema de climatização da CCV

Neste trabalho é proposta a concepção e dimensionamento de um sistema de climatização de uma CCV. O fluxo de ar com determinada temperatura e umidade é obtido através de uma Unidade de Tratamento de Ar (UTA), capaz de refrigerar, aquecer e umidificar ou desumidificar o ar. O sistema completo é apresentado na Figura 4.1.

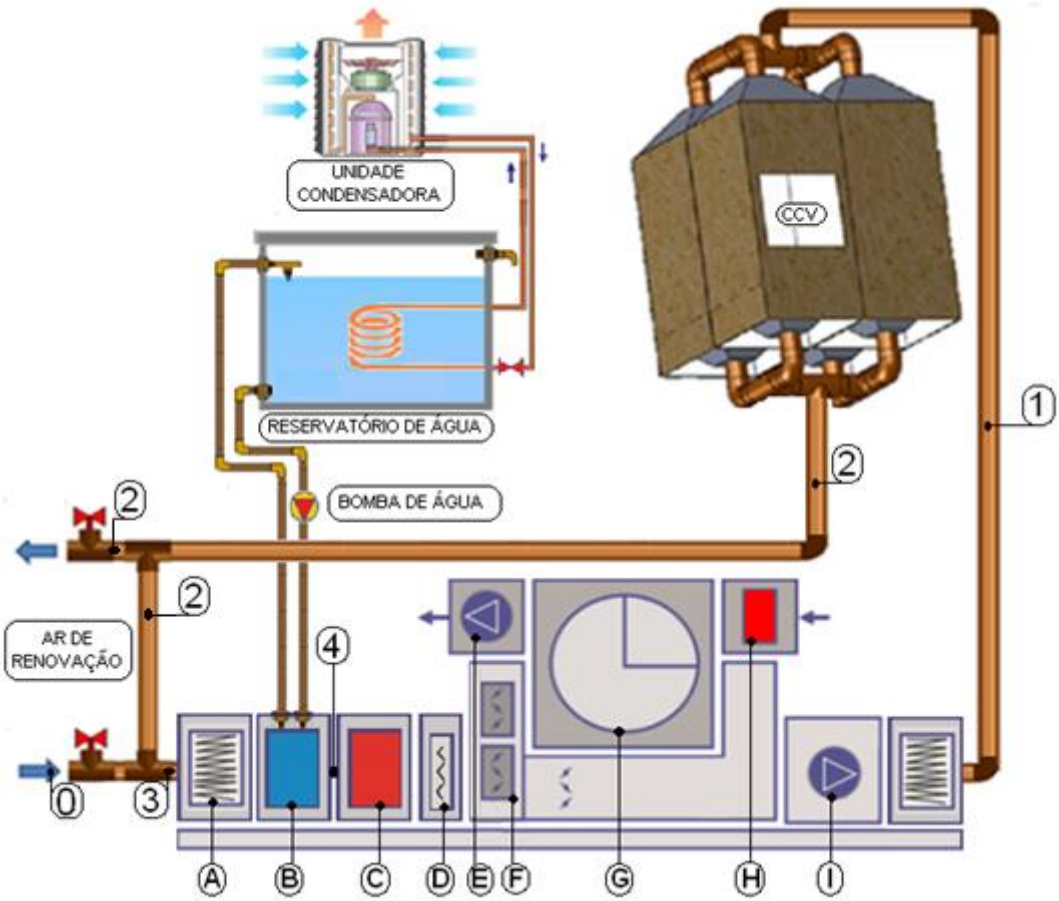

Figura 4.1 – Diagrama esquemático do sistema de climatização de uma CCV

Este sistema pode ser dividido em três volumes de controle. O primeiro volume de controle é o do liquido refrigerante, responsável pela retirada de calor da água na serpentina imersa no reservatório de água. A dissipação do calor retirado da água ocorre na unidade condensadora, representada na parte superior do diagrama, completando o ciclo. O fluxo de água do reservatório de água para a fonte fria (B) e retorno para o reservatório compõem o segundo volume de controle. O foco deste trabalho é, no entanto, o volume de controle do ar, numerado de 0 a 4 e de (A) a (I).

Para atender as condições de temperatura, umidade e ventilação descritas no capítulo 2 deste trabalho é concebida uma UTA, caracterizada por um sistema de renovação de ar e pela passagem do ar por uma série de componentes descritos na tabela 4.1.

Tabela 4.1 Lista de componentes listados no diagrama 4.1.

A	Filtro de ar
B	Fonte fria, trocador de calor detalhado em 4.3
C	Fonte quente, trocador de calor elétrico
D	Umidificador, pulverização
E	Ventilador centrífugo
F	Damper
G	Desumidificador, roda dessecante
H	Fonte quente, trocador de calor elétrico
I	Ventilador centrífugo

A CCV já está construída e operando atualmente para ensaios de iluminação seletiva em plantas de diferentes tipos. Ela é composta por 4 câmaras isoladas, que reunidas resultam em uma base de 1,2 m por 1,2 m, com altura de 1 m. As faixas de operação desejadas são representadas na tabela 4.2 e pela figura 4.2.

Tabela 4.2. Faixas de operação desejadas na CCV

	Limite inferior	Limite superior
Temperatura (ºC)	10	35
Umidade relativa (%)	20	80
Vazão de renovação de ar (m^3/s)	0,012	0,01608
Vazão de circulação de ar (m^3/s)	0,144	1,008

De acordo com [ASHRAE,2001], uma CCV deve operar dentro da faixa inscrita no polígono composto das linhas vermelhas expostas na carta psicrométrica abaixo.

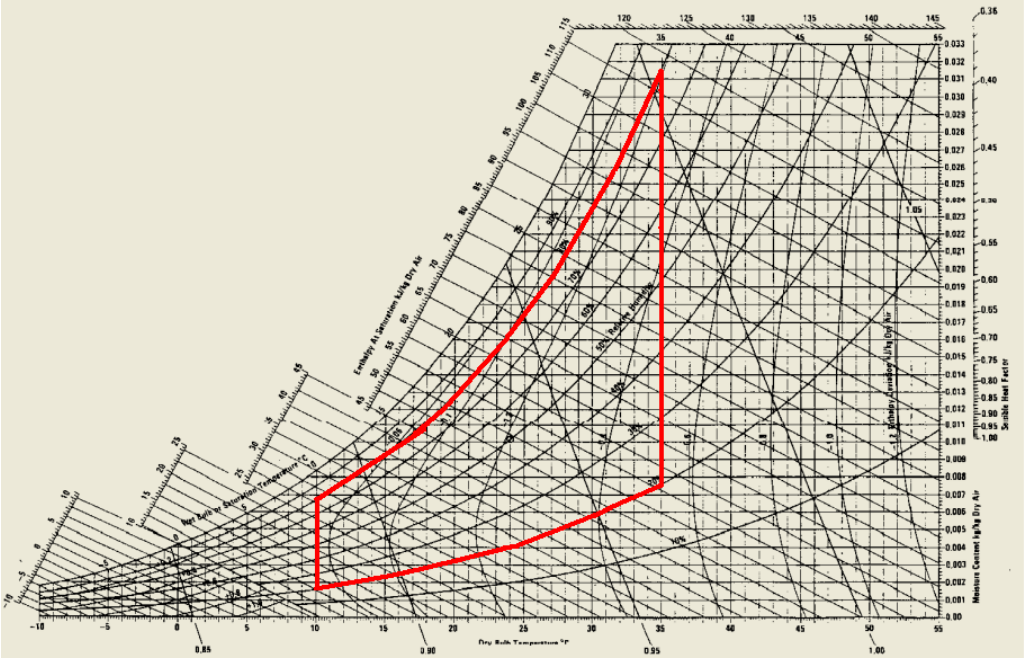

Figura 4.2 – Faixa de operação de temperatura e umidade de uma CCV, representada pela área vermelha;

4.1 Carga térmica para refrigeração

Lembrando que o objetivo deste trabalho é a obtenção de repostas quanto ao dimensionamento do sistema de refrigeração, uma vez que este é o requisito que exige maior reflexão, é, então, realizada a análise de carga térmica de refrigeração na CCV.

A carga térmica da CCV deve considerar todos os fluxos de calor existentes na câmara. Estes fluxos são discutidos abaixo.

4.1.1. Carga de transmissão, que é o calor transferido para dentro do espaço refrigerado através de suas superfícies.

A transferência de calor pelas paredes externas da estrutura da câmara dependem do material que as envolvem (condutividade térmica), da velocidade do escoamento de ar nas partes internas e externas (coeficiente convectivo) e do diferencial de temperatura. Para os cálculos tratados neste trabalho foi considerada uma parede de 50 mm de espessura de isopor cobrindo toda a área das paredes externas da CCV. A transferência de calor através de algum material que envolva o isopor na estrutura é desprezada. Considerando a condição extrema de 10ºC internamente e 24°C externamente à CCV, condutividade térmica (k) do isopor de 0,04, convecção natural na parte externa e convecção forçada na parte interna com 0,7 m/s de velocidade média de escoamento de ar é, então, obtido o coeficiente global de transferência de calor pelas paredes. Como visto no desenvolvimento dos cálculos abaixo a transferência de calor por transmissão é de 74 W.

$$h = 8{,}7 + 3{,}8u \tag{4.1}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{ext}} + \frac{L}{k_{isopor}} + \frac{1}{h_{int}}} \tag{4.2}$$

$$\dot{Q}_{tr} = UA\Delta T = 74\,W \tag{4.3}$$

4.1.2. Carga interna, que é o calor produzido pelas fontes internas, como lâmpadas e motores elétricos dos ventiladores.

Os vegetais necessitam de uma intensidade de radiação mínima para efetuar a fotossíntese. Essa intensidade mínima pode variar bastante entre espécies diferentes. Para fornecer certa abrangência na aplicação da CCV desenvolvida, foram feitas medições através de um aparelho medidor de intensidade radioativa (piranômetro), calibrado junto a um medidor de espectro de radiação (quantômetro) para que esse valor mínimo seja alcançado. Com 880W distribuídos em lâmpadas fluorescentes e incandescentes, nas quatro unidades da CCV de dimensões dadas, foi atingido um valor razoável de intensidade radioativa para a grande maioria dos vegetais. No projeto realizado neste trabalho os ventiladores são instalados junto a unidade de tratamento de ar e, portanto, não são parte da carga térmica da CCV.

$$\dot{E}_{g,lampadas} = 880\,W$$

4.1.3. Carga de infiltração de ar, que é ganho de calor e umidade associado como o ar que entra no espaço refrigerado.

Como visto anteriormente, a renovação de ar é vital para a sobrevivência de vegetais em ambientes controlados, por isso, como ilustrado na figura 4.1, é necessário um sistema de exaustão e insuflamento do ambiente externo para possibilitar a renovação de ar referenciada em 2.2. Essa renovação será superior à desejada caso haja infiltrações no sistema de distribuição e tratamento de ar, assim como, na própria CCV. Assim, é evidenciada a

necessidade de instalação de um medidor de CO_2 presente no ar da câmara para garantir vazão de renovação de ar mínima e ainda assim manter a qualidade do ar. A condição de maior taxa fotossintética é a que requer maior renovação de ar (67% do volume da câmara por minuto) e, por isso, é a condição tratada neste trabalho. A renovação de ar terá maior impacto no balanço térmico e mássico do ar quando considerada a condição de menor umidade absoluta e temperatura alcançadas pelo sistema, 10ºC e 80% de umidade relativa. Com essas considerações é possível desconsiderar infiltrações de ar na câmara já que possíveis infiltrações podem ser compensadas pelo sistema de renovação de ar, através de um medidor de CO_2.

4.1.4. Influência dos vegetais, que, através da irrigação e transpiração, representam uma fonte de vapor de água e, portanto, um sumidouro de calor.

A transferência de água dos vegetais para o ar é feito por evaporação de água do substrato ou através da transpiração das folhas. A quantidade de vapor de água adicionada ao ar por dia depende das condições de temperatura e umidade do ar, da intensidade radioativa, tanto na folha como no substrato, assim como a velocidade do ar na câmara. Dessa forma, é complicado ter um valor de referência quanto à influência da planta no ambiente controlado. Esse valor pode ser estimado através de uma análise integral da quantidade de água fornecida à planta desconsiderando, é claro, a quantidade de água absorvida pelo vegetal durante seu desenvolvimento.

Considerando que no espaço disponível na câmara de crescimento vegetal neste trabalho estudada há capacidade para 64 amostras de vegetais (16 vasos para cada unidade das 4 subdivisões da câmara), pode ser feita uma estimativa da necessidade de fornecimento de água para cada vegetal. Considerando uma alta taxa de evaporação de água e recipientes de 15 cm de diâmetro por 20 cm de altura pode-se utilizar como valor de referência que 250 ml devem ser adicionados a cada recipiente semanalmente [FERRI, 1985]. Isso totaliza um fornecimento de 16 litros de água semanais às plantas e conseqüentemente ao ar. Considerando a transpiração e evaporação constantes no tempo, o que não ocorre devido a variação de intensidade luminosa com o desligamento das fontes luminosas no período noturno dos vegetais, a adição de vapor de água por segundo resulta em 0,0265 g/s.

Para o balanço térmico, o calor latente absorvido pela água na vaporização a 10°C é de 2473 kJ/kg ou 2473J/g. Assim sendo, a taxa de calor por segundo na câmara responsável pela vaporização da água disponível ao vegetal é de aproximadamente 65 W.

Essa é certamente uma abordagem aproximada e deve é claro ser adicionado um coeficiente de segurança para a carga térmica total para que o sistema não seja subdimensionado. Entretanto, esse valor é bem realista já que a carga térmica da CCV é praticamente a potência das fontes luminosas. As equações abaixo representam a carga térmica total estimada da CCV. Os valores aproximados para as parcelas de calor sensível e latente são representadas abaixo por $\dot{Q}_{Sa}$ e $\dot{Q}_{La}$, respectivamente. É definido então o Fator de Calor Sensível, FCS_a, do ambiente controlado.

$$\dot{Q}_{Sa} = \dot{E}_{g,lampadas} + q_{paredes} - \dot{E}_{evaporação} = 880 + 74 - 65 = 889\ W \qquad (4.4)$$

$$\dot{Q}_{La} = \rho \dot{V} h_{fg} \Delta W = 77\ W \qquad (4.5)$$

$$FCS_a = \frac{\dot{Q}_{Sa}}{\dot{Q}_{Sa} + \dot{Q}_{La}} = 0{,}92 \qquad (4.6)$$

4.1.5. Carga térmica de renovação de ar

Visto que neste trabalho o foco da concepção da climatização é a refrigeração, o ar de renovação tem maior temperatura e menor umidade absoluta quando comparado à condição do ar no interior da CCV. A condição de temperatura e umidade do ar exterior é considerada constante no tempo, devido à climatização do laboratório, e é equivalente a 24ºC e 50% de umidade relativa. A condição interna considerada, correspondente a condição de maior carga térmica, é de 10ºC e 20% de umidade relativa. As parcelas da carga térmica do ar de renovação, latente e sensível, são então determinadas a seguir por $\dot{Q}_{Sae}$ e $\dot{Q}_{Lae}$, respectivamente.

$$\dot{Q}_{Sae} = \rho \dot{V} c_{p,ae} \Delta T = 263\ W \tag{4.7}$$

$$\dot{W}_{ae} = \rho \dot{V} \Delta W = 0{,}155\ g/s \tag{4.8}$$

$$\dot{Q}_{Lae} = \rho \dot{V} h_{fg} \Delta W = 387\ W \tag{4.9}$$

4.1.6. Carga térmica total

$$FCS_T = \frac{\dot{Q}_{Sa} + \dot{Q}_{Sae}}{\dot{Q}_{Sa} + \dot{Q}_{La} + \dot{Q}_{Sae} + \dot{Q}_{Lae}} = \frac{1152}{1152 + 464} = 0{,}71 \tag{4.10}$$

$$\dot{W}_T = \dot{W}_{ae} + \dot{W}_{plantas} = 0{,}1815\ g/s = 0{,}6534\ kg/h \tag{4.11}$$

4.2. Processos psicrométricos

Assim como para a carga térmica, a análise dos processos psicrométricos foi realizada para a condição inferior de temperatura e umidade dentro da faixa desejada. Os processos são, então, representados na figura 4.3.

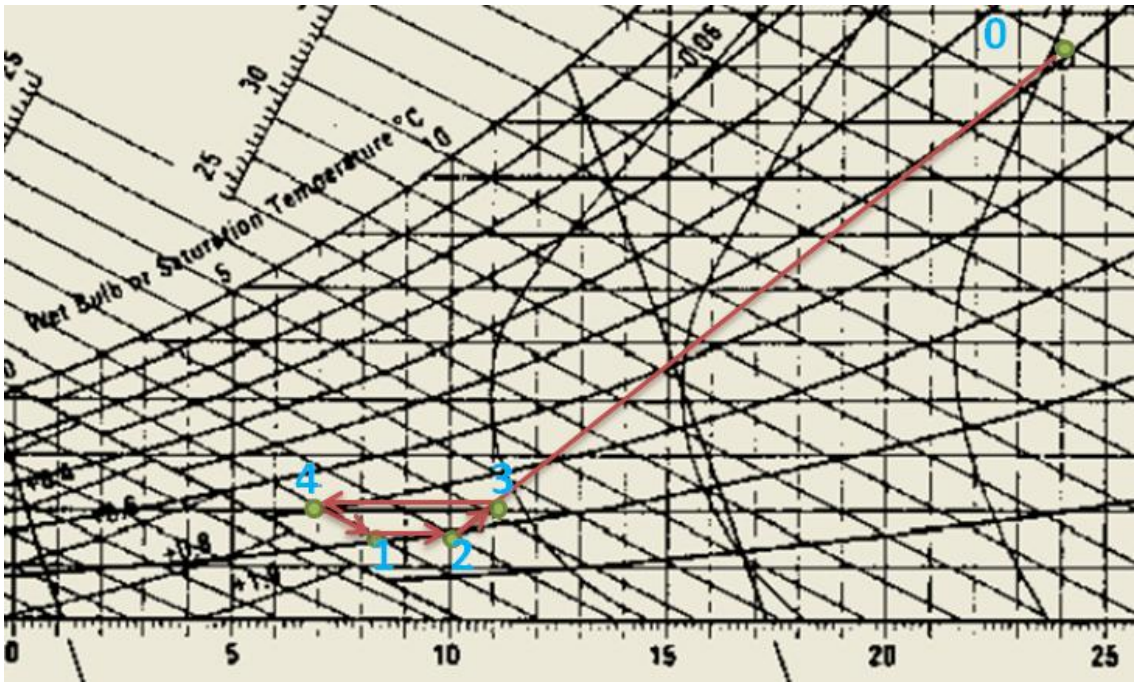

Figura 4.3 Representação na carta psicrométrica das transformações do ar em condição estabelecida para diferentes posições do sistema proposto;

A temperatura e umidade desejadas na CCV são dados de entrada do problema e são consideradas no retorno de ar para a UTA, representado por 2 no diagrama da figura 4.1 e, portanto, também na carta psicrométrica da figura 4.3. Para a condição estuda foi estabelecido 10ºC e 20% de umidade relativa para o ponto 2. O ponto 0 representa a condição do ar externa à câmara, ar que será insuflado ao sistema mediante a renovação de ar. O ponto 3 representa a mistura do ar de circulação com o ar de renovação. Estabelecendo a vazão de $58\ m^3/h$ para o ar de renovação e a vazão de $1555\ m^3/h$ para o ar de circulação fica compreensível porque o ponto 3 fica bem mais próximo do ponto 2 do que do ponto 0.

Através da carga térmica da CCV, desenvolvida no capítulo 4.1, é possível a determinação do ponto 1. Sendo o Fator de Calor Sensível, FCS_a, equivalente a 0,92 para a condição de operação estabelecida, é evidenciada, na figura 4.3, a maior representação da parcela de carga térmica sensível na CCV. Por fim, é determinada a condição do ar após a fonte fria, representada, na figura 4.1 e 4.3, pelo ponto 4. Com a utilização de um desumidificador, a fonte fria deve ser responsável apenas pela retirada de calor sensível do ar e, portanto, é um processo horizontal no sentido de menor temperatura na carta psicrométrica. Para que o sistema esteja em equilíbrio, é necessário que a roda dissecante atue levando o ar da condição do ponto 4 para a do ponto 1, fechando o ciclo.

A tabela 4.3 contém os valores de temperatura e umidade correspondentes a cada ponto do volume de controle do ar.

Tabela 4.3. Faixas de operação desejadas na CCV

Ponto	Temperatura ºC	Umidade Relativa %
0	24	50
1	8,3	20
2	10	20
3	10,5	21
4	7,4	30

4.3 Refrigerador

A refrigeração será realizada através da passagem de ar por um trocador de calor de tubos aletados em escoamento cruzado. Para os cálculos foi considerado um radiador automotivo conforme figura 4.2.

Figura 4.4 – Modelo de trocador de calor de tubos aletados em escoamento cruzado, [CARDOSO, 2011].

É estabelecido um modelo de convector a água e são obtidas suas especificações, conforme tabela 4.4.

Tabela 4.4. Dados dimensionais do trocador

L_{tc}	*Largura total do trocador*	0,6096 m
H_{tc}	*Altura total do trocador*	0,4318 m
e_{tc}	*Espessura total do trocador*	0,0246 m
L_{tu}	*Largura dos Tubos*	0,0246 m
H_{tu}	*Altura dos Tubos*	0,00156 m
C_{tu}	*Comprimento dos Tubos*	0,6096 m
L_{can}	*Largura da Canaleta*	0,001587 m
H_{can}	*Altura da Canaleta*	0,01188 m
e_{can}	*Espessura da Canaleta*	0,0246 m
$N_{tub,n}$	*Número de tubos*	33 $tubos$
$A_{tr,ar}$	*Área transversal de escoamento de ar*	0,2317 m^2
P, ar	*Perímetro da seção no escoamento de ar*	0,026934 m
$D_{h,ar}$	*Diâmetro hidráulico do escoamento de ar*	0,0028 m
$A_{tr,ar}$	*Área transversal de escoamento de água*	0,001267 m^2
$P, agua$	*Perímetro da seção no escoamento de água*	0,0246 m
$D_{h,ar}$	*Diâmetro hidráulico do escoamento de água*	0,0029 m

Com a equação 3.14 são desenvolvidos os cálculos para o diâmetro hidráulico do escoamento de ar e água, $D_{h,ar}$ e $D_{h,agua}$, através da área e do perímetro da seção transversal de escoamento, $A_{tr,ar}$,$A_{tr,agua}$, P_{ar},P_{agua}. Os resultados estão representados na tabela 4.4.

Seguindo a exigência de velocidade de ar, v, ideal para a planta entre $0{,}1$ e $0{,}7\ m/s$, juntamente com a equação 3.6, chega-se a uma faixa de vazão volumétrica de ar de circulação, de operação da câmara.

$$0{,}144\ m^3/s\ \leq \dot{V}_{ar,c} \leq\ 1{,}008\ m^3/s$$

Devido ao princípio da conservação da massa, pode-se utilizar a equação 3.6 para obter a velocidade média do escoamento de ar na canaleta, $u_{m,can}$.

$$0{,}62\ m/s\ \leq u_{m,can} \leq\ 4{,}35\ m/s$$

Assim pode ser estabelecido uma faixa de *número de Reynolds,* Re, através da equação 3.16 e do *diâmetro hidráulico do escoamento de ar,* $D_{h,ar}$, da tabela 4.4.

$$110\ \leq Re_{ar} \leq\ 768$$

O que implica que o escoamento é laminar para toda a faixa de aplicação da CCV, ou seja, o número de *Nusselt* pode ser estimado independentemente de Re e de Pr. Como a canaleta é pequena, pode-se supor que a temperatura de superfície não varie ao longo de uma única canaleta, assim, da equação 3.18, é obtido o valor de $7{,}54$ para *Nusselt.* Utilizando a relação adimensional de Nu da equação 3.13 chega-se a uma resposta para o coeficiente convectivo externo da tubulação de água gelada para toda a faixa de vazão estabelecida.

$$h_{ext} = 52\ W/m^2K$$

Para o escoamento interno nos tubos são analisadas duas vazões diferentes, uma referente a um escoamento laminar (7,5 L/min) e outra referente a um escoamento turbulento (75L/min). É efetuado o cálculo do coeficiente convectivo para ambas as situações através da metodologia mostrada nas equações 3.15, 3.16, 3.17 e 3.18. É visto, porém, que a variação do coeficiente convectivo interno é praticamente irrelevante para os resultados, uma vez que o

cálculo do coeficiente global é obtido através de uma média harmônica dos coeficientes e por isso o coeficiente externo é predominante. Por esse motivo, também, não foi relevado o coeficiente de condução dos tubos da fonte fria. A principal influência da variação da vazão de água no trocador é a alteração da capacidade calorífica, Cr, e consequente alteração da efetividade do refrigerador, conforme equações 3.8 e 3.11.

Dado o trocador de calor neste tópico descrito, juntamente com as condições de operação estabelecidas, é possível a determinação da efetividade do trocador e, portanto, a temperatura média de operação da água na serpentina do trocador. Com uma vazão de água na fonte fria de $12{,}5\ L/min$ a efetividade do trocador resulta em 0,42 e, dessa forma, a temperatura de entrada da água no trocador, ou seja, a temperatura da água no reservatório deve ser de 3,2ºC.

4.4. Reservatório de água fria

Nesta linha fica ainda faltando o dimensionamento do reservatório de água gelada capaz de fornecer a inércia térmica coerente com a aplicação. Admitindo-se uma carga térmica constante pode-se utilizar a equação 4.6 para obtenção do volume do reservatório de água fria que permita um máximo de diferença de temperatura de ar na CCV para determinado tempo de repouso da unidade condensadora.

$$q = \frac{\rho V c_p \Delta T}{\Delta t} \qquad (4.12)$$

E juntamente com as equações 3.9 e 3.2 é facilmente deduzida a relação do diferencial de temperatura de água fria com o diferencial de temperatura de ar na CCV. Considerando $Cmin$ a capacidade calorífica do ar.

$$\Delta T_{f,ent} = \varepsilon \Delta T_{q,sai}$$

Foi desenvolvida uma tabela para visualização da influência da alteração do volume do reservatório no tempo de desligamento da unidade condensadora para determinada faixa de variação da temperatura da água e do ar. Essa tabela teve seus dados obtidos de uma condição de carga térmica de 1616 W e de efetividade do trocador de 0,42.

Tabela 4.5. Variáveis de operação para diferentes volumes de reservatório de água.

Volume do Reservatório (m^3)	Água do reservatório ΔT (ºC)	Ar da CCV ΔT (ºC)	Tempo (min)
0,05	1	0,42	2,25
0,05	2	0,84	4,5
0,25	1	0,42	11,25
0,25	2	0,84	22,5
0,5	1	0,42	22,5
0,5	2	0,84	45

Foram desprezadas as trocas de calor na estrutura da câmara, da UTA e do reservatório, assim como a carga térmica de ventiladores e bombas. Todas as equações pressupõem variações relativamente pequenas de temperatura de modo que as propriedades (viscosidade, condutividade, densidade e calor específico) não sejam significativamente afetadas, e estejam bem representadas pelos valores estimados na temperatura média do escoamento. Propriedades do ar aferidas a 27 ºC; propriedades da água aferidas a 12ºC.

4.5. Roda dessecante

Como visto no capítulo 4.1 o desumidificador deverá ser capaz de retirar $0{,}6534\ kg/h$ de água do ar com vazão $1555\ m^3/h$. Analisando o mercado brasileiro referente a rodas dessecantes, foi concluído que a capacidade de desumidificação de quase todas ultrapassa este valor. O limitador para a aplicação no problema proposto é a capacidade de vazão de ar do desumidificador. Como a grande maioria das rodas dessecantes a seco possuem a capacidade de baixar a até 5% a umidade relativa, conclui-se que nem todo o ar precisa passar pelo processo de desumidificação.

O aparelho ilustrado na figura 4.5 possui capacidade de vazão para até $550\ m^3/h$ e capacidade de desumidificação de $3\ kg/h$ e possui as seguintes dimensões: $810\ mm\ x\ 525\ mm\ x\ 410\ mm$.

.

Figura 4.5 Roda dessecante selecionada.
[http://www.aobocs.com/english/etjcp6.htm]

5. Conclusão

Neste trabalho foi analisada a concepção da climatização de câmaras de crescimento vegetal com foco no dimensionamento do sistema de refrigeração, devido a sua maior complexidade quando comparado aos processos de aquecimento. Para garantir o funcionamento do sistema proposto é necessária a mistura de álcool à água da fonte fria para baixar o ponto de congelamento do fluido, devido à necessidade de as temperaturas deste fluido serem inferiores a 4ºC em determinadas condições de operação. Como melhoria de projeto é recomendada a utilização de um compressor de rotação variável (Split Inverter) na unidade condensadora para que haja um funcionamento contínuo do sistema, evitando desligamentos e partidas.

Foi concluído que com produtos encontrados no mercado brasileiro é possível atender as faixas de operação das CCV's do mercado nacional e internacional. Os objetivos foram alcançados e assim é dada a contribuição para a elaboração de uma CCV no Laboratório de Estudos Térmicos e Aerodinâmicos (LETA) da Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS). É dada como sugestão para trabalhos futuros o desenvolvimento do sistema de distribuição de ar, como também o dimensionamento do ventilador necessário para suprir a demanda referenciada. Fica ainda faltando o dimensionamento do aquecimento e da umidificação e, é claro, o controle do sistema completo. Pode ainda ser realizada uma análise econômica e finalmente a verificação experimental do projeto final.

6. Referências Bibliográficas

Aldrich, R.A., "**Ventilation of Agriculture Structures**", ASAE, 1983.

ASHRAE. "**ASHRAE Handbook, Fundamentals, Chapter 10**", 2001

ASHRAE. "**ASHRAE Handbook, HVAC Applications, Chapter 20**", 1995

Bailey, W.A., H.H. Klueter, D.T. Krizek, e R.C Liu. "**The 'Phyto-Engineering' Laboratory**", 1972.

Bailey, W.A., Klueter H.H., Krizek D.T. e Stuart N.W. "**CO_2 Systems for growing plants"**, 1970.

Beyer, P. O. "**Apostila de Climatização**" Ed. 2013.

Cardoso, A. S., **"Análise e Simulação do Funcionamento de Trocadores de Calor sob Condições de Entupimento"**, 2011.

Dimock A.W."**Comments on the paper by R.N. Morse**" 1963, CSIRO, Melbourne.

Downs R.J. e Krizek D.T.**"Plant Growth Chamber Handbook, Air Movement** 1996.

Ferri, M. G. "**Fisiologia Vegetal"**, vol. 1, 2. Ed., EPU, 1985.

Häder D.P., M. Tevini. "**General Photobiology**", Pergamon Press, 1987.

Hicklenton M.A, Hinkle C.N. e Jedele D.G. "**Ventilation of Agriculture Structures**" 1983

Hoffmann, G.J., "**Humidity effects on yield and water relations of nine crops**" ASAE 16, 1972.

Incropera, F. P.; Dewitt D. P., **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**, Sexta Edição, Rio deJaneiro, LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora, 2008.

Krizek, D.T. e W.L. Berry. "**Variation in Elemental content of 'Grand Rapids' lettuce grown under four levels of far-red and infrared radiation in controlled environments**", 1981.

Liptay, A.,"**Reduction of spindliness of tomato transplant grown at high densities**", 1985.

Massa G. D., H. K. Kim, R. M. Wheeler, C. A. Mitchell. "**Plant Productive in Response to Led Lighting",** HortScience Vol. 43 (7) December 2008.

Morse, R.N."**Phytotron design criteria",** 1963, CSIRO, Melbourne.

Morse, R.N. e Evans L.T. "**Design and development of CERES"** 1962

Sager J.C e Farlane C. M. "**Plant Growth Chamber Handbook, Chapter 1, Radiation**". 1996

Savanachi, E., "**A fazenda dentro de uma estufa**", Revista Dinheiro Rural, 2009.

Tibbitts, T.W. e R.W. Langhans. "**Controlled-environment studies**", 1993.

Tibbitts, T.W.; Krizek, D.T.: "**History of the ASHS Working Group on Growth Chambers and Controlled Environments, 1969 – 96: A case Study of Involvement**", HortScience, Vol. 32(1), February 1997.

Tibbitts, T.W. e R.W. Langhans. "**Plant Growth Chamber Handbook, Plant Information Table"** 1996.

Yabuki K. e Miyagawa H. "**Studies on the effect of wind speed upon the photosynthesis**", 1970