ESTUDO DE UM SISTEMA HÍBRIDO COM TUBO VORTEX PARA RESFRIAMENTO EVAPORATIVO

TESE INÉDITA

DESENVOLVIDA PARA FINS DE PROGRESSÃO FUNCIONAL PARA PROFESSOR TITULAR POR AVALIAÇÃO (RESOLUÇÃO Nº 10/14-CEPE)

George Stanescu, DEng
DEMEC/ TC/ UFPR

CURITIBA
2015

ESTUDO DE UM SISTEMA HÍBRIDO COM TUBO VORTEX PARA RESFRIAMENTO EVAPORATIVO

Prof. Assoc. George Stanescu, DEng
Universidade Federal do Paraná
Setor Tecnologia
Departamento de Engenharia Mecânica

CURITIBA
2015

RESUMO

Este trabalho apresenta uma contribuição original no aprimoramento da tecnologia de resfriamento evaporativo visando maior eficiência energética. Apontado na literatura cientifica como uma alternativa viável aos sistemas convencionais de refrigeração com compressão mecânica de vapor, o resfriamento evaporativo indireto está atualmente sendo considerado como melhor tecnologia disponível para eficientizar o condicionamento do ar condicionado em edifícios. Com um potencial de crescimento de mercado avaliado em 20% para as duas próximas décadas, a tecnologia do resfriamento evaporativo representa com certeza uma aposta interessante para uma poupança significativa no consumo de energia e consequente redução da emissão de dióxido de carbono. Visando contribuir para o uso eficiente da energia disponível, neste trabalho está sendo avaliada também a possibilidade de emprego da tecnologia do Tubo Vortex para recuperação de energia residual associada aos efluentes gasosos pressurizados. O estudo apresenta uma nova configuração do equipamento híbrido para resfriamento evaporativo com Tubo Vortex, junto à análise das características funcionais e de desempenho, tentando contribuir para resolver o maior desafio atual na adoção de resfriamento evaporativo em grande escala, que está relacionado ao seu alto nível de dependência das condições do ar ambiente, que em climas úmidos ou amenos conduz a capacidade de resfriamento muito limitada. O principal obstáculo que dificulta a proliferação de sistemas de resfriamento evaporativo é representado pelo valor mínimo da temperatura que pode ser obtida durante o processo, chamada temperatura de saturação adiabática, cujo valor depende das características do ar ambiente. É impossível do ponto de vista conceitual realizar uma redução maior da temperatura somente através de resfriamento evaporativo. Visando superar esta dificuldade, está sendo apresentada uma configuração física de um sistema equipado com Tubo Vortex, para resfriamento evaporativo indireto com temperaturas abaixo da temperatura de saturação adiabática e, se necessário, abaixo do ponto de orvalho. Os dois regimes estudados foram definidos considerando valores de temperatura mínima de 22^0C, quando a temperatura mínima do processo está entre a temperatura de saturação adiabática e a temperatura do ponto de orvalho, e 8^0C quando necessário realizar temperaturas de processo abaixo do ponto de orvalho. Valores numéricos do coeficiente de desempenho foram determinados na faixa $0,5 \leq COP \leq 15$. Os maiores valores correspondem ao funcionamento com temperatura mínima de processo entre a temperatura de saturação adiabática e a do ponto de orvalho. Neste nível de temperaturas estão sendo realizados os processos de condicionamento de ar. Assim, os COPs realizados pelo novo resfriador evaporativo equipado com Tubo Vortex, que são mais de duas vezes maiores que COPs para equipamentos com ciclo com compressão de vapor, sugerem um potencial grande para economia de energia. Considerando um valor baixo para taxa de compressão, e viabilizando assim uso eventual de energia residual de efluentes gasosos pressurizados cujo custo é quase zero, este estudo demonstra a efetiva viabilidade técnica e econômica do uso de um resfriador evaporativo equipado com Tubo Vortex para aplicações industriais.

ABSTRACT

This work presents an original contribution for improving the evaporative cooling technology aiming at greater energy efficiency. Pointed by the scientific literature as a viable alternative to conventional cooling systems with mechanical vapor compression, the indirect evaporative cooling is currently being considered the best available technology for energy efficiency enhancing of air conditioning in buildings. With a potential market growth valued at 20% for the next two decades, the evaporative cooling technology is certainly an interesting bet for significant savings in energy consumption and consequent reduction of carbon dioxide emissions. To contribute to the efficient use of all the available energy, in this work is also being considered the possibility of using the Vortex Tube technology for recovering the residual energy from pressurized gaseous effluents. The study presents a new configuration of the hybrid equipment for evaporative cooling with Tube Vortex, and the analysis of its functional and performance characteristics, trying to contribute to solving the biggest current challenge in adopting evaporative cooling on a large scale, which is related to its high level dependency on the ambient air conditions, which in damp or mild climates leads to very limited cooling capacity. The main obstacle that makes it difficult the proliferation of evaporative cooling systems is represented by the minimum temperature value that can be obtained during the process, called adiabatic saturation temperature, whose value strongly depends on the characteristics of the ambient air. It is impossible from a conceptual point of view to achieve a greater reduction in temperature only through evaporative cooling. In order to overcome this difficulty it is presented a physical configuration of a new system equipped with Vortex Tube for indirect evaporative cooling to temperatures below the adiabatic saturation temperature and, if necessary, below the dew point temperature. The two operating regimes studied were defined by considering the minimum temperature of 22^0C, when the minimum temperature of the process is between the adiabatic saturation temperature and the temperature of dew point, and 8^0C when necessary to perform the process until temperatures below the dew point. Numerical values of the coefficient of performance were determined in the range $0,5 \leq \text{COP} \leq 15$. The highest values correspond to operating regimes with minimal process temperatures between the adiabatic saturation temperature and the dew point temperature. At this temperature level are being carried out the air conditioning processes. Thus the COPs of the new evaporative cooler equipped with Vortex Tube, which is more than twice the size of COPs for equipment with vapor compression cycle, reveals a large potential for energy savings. By considering a low value for the compression ratio, and thus enabling the use of residual energy from pressurized gaseous effluents whose cost is almost zero, this study states the effective technical and economic feasibility of the evaporative cooler equipped with Vortex Tube for industrial applications.

CONTEÚDO

	Resumo	iii
	Abstract	iv
	Lista de figuras	vi
	Lista de símbolos	ix
1.	Introdução	10
2.	Conceitos básicos de resfriamento evaporativo	13
3.	Fundamentals of Vortex Tube technology	30
4.	Resfriamento evaporativo indireto com uso da tecnologia do Tubo Vortex	48
5.	Referências bibliográficas	75

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Configuração física de um resfriador evaporativo direto. 15

Figura 2.2 – Diagrama temperatura–entropia mostrando o processo de resfriamento do vapor d'água ($T_{w10} < T_{w8}$) que ocorre com aumento da pressão parcial ($P_{w10} > P_{w8}$). 16

Figura 2.3 – Carta psicrométrica mostrando o processo de resfriamento evaporativo direto do estado inicial ($T_8 = T_0$, ϕ_8) até a curva de saturação ($T_{10} = T_{sat_ad}$, $\phi_{10} = 100\%$). 16

Figura 2.4 – Variação do consumo específico máximo de água para resfriamento evaporativo direto ($\Delta\omega^{RED}$) e da T_{sat_ad} em função de $T_8 = T_0$ e $\phi_8 = \phi_0$ (linha contínua representa curvas de umidade relativa constante e linha pontilhada as curvas isotérmicas). 17

Figura 2.5 – As similaridades entre um equipamento para resfriamento evaporativo indireto (a) e um refrigerador elementar (b). 18

Figura 2.6 – Seqüência de processos que ocorrem durante o resfriamento evaporativo indireto (diagrama temperatura – entropia específica para água): (1) processo de resfriamento evaporativo direto do vapor d'água 8w–11-10w ($T_{w10} < T_{w8}$) e (2) processo de aquecimento 10w–11-12w ($T_{w12} > T_{w10}$) que ocorre com remoção de energia de um corpo externo (efeito útil no resfriador). 19

Figura 2.7 – Carta psicrométrica mostrando o processo de resfriamento evaporativo indireto realizado pela sequência: resfriamento evaporativo direto - do estado inicial ($T_8 = T_0$, ϕ_8) até a curva de saturação ($T_{10'} = T_{sat_ad}$, $\phi_{10'} = 1$), seguido pelo aquecimento da mistura saturada de ar – vapor d'água ao longo da curva de saturação. 19

Figura 2.8 – Variação do consumo específico máximo de água para resfriamento evaporativo indireto ($\Delta\omega^{REI} = \tilde{m}_{w,11}^{RED} + \tilde{m}_{w,11}^{TCVA}$) e da T_{sat_ad} em função de $T_8 = T_0$ e $\phi_8 = \phi_0$ (linha contínua representa curvas de umidade relativa constante e linha pontilhada as curvas isotérmicas). 23

Figura 2.9 – Variação do fluxo térmico específico $q_{L,RE}$ e da T_{sat_ad} em função da temperatura e da umidade relativa inicial do ar ($T_8 = T_0$ e $\phi_8 = \phi_0$). 24

Figura 2.10 – Geração específica de entropia no volume de controle RED e da temperatura de saturação adiabática em função de $T_8 = T_0$ e $\phi_8 = \phi_0$. 25

Figura 2.11 – Geração específica de entropia no volume de controle TCVA e da temperatura de saturação adiabática em função de $T_8 = T_0$ e $\phi_8 = \phi_0$. 26

Figura 2.12 – Valores numéricos dos coeficientes de desempenho de motores térmicos (MT), refrigeradores (R) e bombas de calor (BC) baseados 27

em Ciclo Carnot (Bejan, 1997, Radcenco et al., 1983).

Figure 3.1 – Schematic lateral view of the Ranque-Hilsch Vortex Tube. 33

Figure 3.2 – Schematic transversal view of the Ranque-Hilsch Vortex Tube. 34

Figure 3.3 – The similarity between the RHVT cooling equipment for air moisture removal (a) and refrigerators (b). 35

Figure 3.4 – $T-s_g$ diagram of the sequence of unitary processes into the RHVT. 36

Figure 3.5 – The ensemble of the compressor and the auxiliary cooler modeled by a reversible isothermal compressor. 39

Figure 3.6 – Variation of the performance coefficient and the cold gas stream temperature as a function of the ratio between the cold gas mass flow rate and the compressed gas mass flow rate and of the RHVT utilization factor (along the solid lines the μ_C numerical value is constant while the dotted lines are for constant η_{II}) 43

Figure 3.7 – Variation of the performance coefficient and the cold gas stream temperature as a function of the ratio between the cold gas mass flow rate and the compressed gas mass flow rate and of the compression ratio (along the solid lines the μ_C numerical value is constant while the dotted lines are for constant Π.) 44

Figure 3.8 – The COP, specific cooling potential and $\bar{T}_C$ variations with the ratio between the cold gas mass flow rate and the compressed gas mass flow rate and the gas type (solid lines are for constant μ_C, dotted lines are for (a) constant k and (b) for constant gas sort). 45

Figura 4.1 – Diagrama $T-s_w$ da água mostrando os processos termodinâmicos que ocorrem no sistema para resfriamento evaporativo indireto equipado com Tubo Vortex funcionando com temperatura mínima na faixa $T_{PO}<T_{10'}<T_{sat_ad}$ (a) e com temperatura mínima abaixo do ponto de orvalho $T_{10''}<T_{PO}$ (b). 50

Figura 4.2 – Sistema equipado com Tubo Vortex para resfriamento evaporativo indireto com temperaturas abaixo da temperatura de saturação adiabática do ar atmosférico. 50

Figura 4.3 – Carta psicrométrica mostrando os processos termodinâmicos durante o resfriamento evaporativo indireto em sistema equipado com Tubo Vortex funcionando com temperatura mínima entre a de saturação adiabática e temperatura do ponto de orvalho (linha pontilhada) e com temperatura mínima abaixo do ponto de orvalho (linha continua). 51

Figura 4.4 – Estudo da viabilidade do uso do resfriador evaporativo com Tubo Vortex para redução de temperatura até $T_{10'}=22^0C$ num ambiente com o ar atmosférico a $T_0=40^0C$ e $\phi_0=30\%$ (a) e resfriamento até $T_{10''}=8^0C$ num ambiente ar atmosférico a $T_0=25^0C$ e $\phi_0=50\%$ (b). Áreas cinza indicam regimes que fazem impossível a realização física das 58

interações térmicas no TCLF.

Figura 4.5a – Desempenho de resfriadores evaporativos equipados com Tubo Vortex em função da temperatura e da umidade relativa do ar atmosférico ($T_{PO} < T_{10'} < T_{sat_ad}$). 60

Figura 4.5b – Desempenho de resfriadores evaporativos equipados com Tubo Vortex em função da temperatura e da umidade relativa do ar atmosférico ($T_C < T_{10''} < T_{PO}$). 61

Figura 4.6 – Variação da carga térmica especifica, da temperatura T_C, do consumo de água e da geração especifica de entropia no TCVA em função do valor do T_0. 62

Figura 4.7a – Carta psicrométrica com vários estados termodinâmicos do ar atmosférico processado até temperatura mínima $T_{10'}$ ($T_{PO} < T_{10'} < T_{sat_ad}$). 64

Figura 4.7b – Carta psicrométrica com vários estados termodinâmicos do ar atmosférico processado até temperatura mínima $T_{10''}$ ($T_C < T_{10''} < T_{PO}$). 64

Figura 4.8 – Variação da geração específica de entropia no TCLF em função da temperatura e da umidade relativa do ar atmosférico. 65

Figura 4.9 – Variação da geração específica de entropia no Tubo Vortex em função da temperatura e da umidade relativa do ar atmosférico. 66

Figura 4.10 – Variação do consumo específico de energia mecânica em função de T_0 e ϕ_0 para os dois regimes de temperaturas mínimas $T_{PO} < T_{10'} < T_{sat_ad}$ (a) e $T_C < T_{10''} < T_{PO}$ (b). 68

Figura 4.11 – Consumo de gás comprimido no Tubo Vortex em função de T_0 e ϕ_0 para os dois regimes de temperaturas mínimas $T_{PO} < T_{10'} < T_{sat_ad}$ (a) e $T_C < T_{10''} < T_{PO}$ (b). 69

Figura 4.12 – Consumo de água em processos isotérmicos (A-B-C) e de ω constante (A-D-E) para os dois regimes de temperaturas mínimas $T_{PO} < T_{10'} < T_{sat_ad}$ (a) e $T_C < T_{10''} < T_{PO}$ (b). 70

Figura 4.13 – Carta psicrométrica com vários estados termodinâmicos (A, D, E) caracterizados por diferentes valores de T_0 e ϕ_0 e pelo mesmo valor $\omega_0 = \text{const}$. 72

Figura 4.14 – Carta psicrométrica com vários estados termodinâmicos (A, D, E) caracterizados por diferentes valores de T_0 e ϕ_0 e pelo mesmo valor $\omega_0 = \text{const}$. 72

Figura 4.15 – Carta psicrométrica com vários estados termodinâmicos (A, D, E) caracterizados por diferentes valores de T_0 e ϕ_0 e pelo mesmo valor $\omega_0 = \text{const}$. 73

Figura 4.16 - Carta psicrométrica com vários estados termodinâmicos (A, B, C) caracterizados por diferentes valores de ϕ_0 e ω_0 e pelo mesmo valor $T_0 = \text{const}$. 73

LISTA DE SÍMBOLOS

c	[J/kg K]	Calor específico
COP		Coeficiente de desempenho
h	[J/kg]	Entalpia específica
k	[-]	Expoente adiabático
$\dot{m}$	[kg/m^3]	Vazão mássica
P	[N/m^2]	Pressão
$\dot{Q}$	[W]	Fluxo térmico
R	[J/kg K]	Constante do gás
s	[J/kg K]	Entropia específica
T	[K]	Temperatura
$\dot{W}$	[W]	Potencia mecânica

Caracteres especiais

ϕ	[-]	Umidade relativa
μ_C	[-]	Razão entre a vazão de gás frio e a vazão total de gás pressurizado fornecido ao Tubo Vortex
Π	[-]	Relação de compressão
η_{II}	[-]	Fator de utilização
ω	[-]	Umidade específica

Subscritos

a	Ar
C	Frio
H	Quente
P	Pressão constante
PO	Ponto de orvalho
0	Ambiente

1. INTRODUÇÃO

Atual busca de alternativas viáveis para aprimoramento de tecnologias existentes e desenvolvimento de novas tecnologias com maior eficiência é justificada pela preocupação cada vez maior em relação ao acentuado desequilíbrio entre as previsões de consumo e a oferta atual de energia, principalmente elétrica, e também com relação aos efeitos ambientais associados ao crescimento econômico.

Uso eficiente da energia disponível, sem importar a fonte que a originou, deve se somar às estratégias energéticas para garantir maior sustentabilidade do desenvolvimento econômico. Isto seria possível pelo aprimoramento das tecnologias atuais e desenvolvimento de novas tecnologias mais eficientes e também adequadas ao uso de energia oriunda das mais diversas fontes e que possam eventualmente também recuperar energia residual (waste thermal energy, waste pressure energy).

Dados recentes publicados em 2012 no seu Relatório de Referências pelo Centro Comum de Pesquisas da Comissão Europeia mostram que quase metade de toda a energia gerada no continente europeu está sendo usada para geração de calor com fins de uso residencial e industrial, enquanto a demanda de energia para refrigeração cresce exponencialmente (Garcia et al, 2012). Visando equilibrar de maneira sustentável essa demanda no futuro, as autoridades já estão tomando iniciativas para desenvolvimento de tecnologias de alta eficiência baseadas no uso de fontes não convencionais de energia alternativa e renováveis. Atenção especial nesse sentido é dedicada aos esforços de inovação tecnológica no horizonte até 2050.

Apontado na literatura cientifica como uma alternativa viável aos sistemas convencionais de refrigeração com compressão mecânica de vapor, o resfriamento evaporativo indireto está atualmente sendo considerado como melhor tecnologia disponível para eficientizar o condicionamento do ar em edifícios. Com um potencial de crescimento de mercado avaliado em 20% para as duas próximas décadas (Duan et al, 2012), a tecnologia do resfriamento evaporativo representa com certeza uma aposta interessante para uma economia significativa no consumo de energia e consequente redução da emissão de dióxido de carbono.

Metade das dez “melhores tecnologias disponíveis" listadas por Garcia et al (2012) para área industrial são associadas ao reaproveitamento de “energia térmica residual” (waste thermal energy) e ao resfriamento evaporativo em torres de resfriamento. De

particular interesse para o estudo aqui apresentado está o resfriamento em temperaturas classificadas como "altas", no intervalo 5^0C a 20^0C, específico para manutenção do conforto térmico em ambiente construído, e temperaturas classificadas como "médias", para condicionamento do ar em câmaras frias no intervalo 0^0C a 5^0C. O resfriamento nestas faixas de temperatura pode atender também aplicações do tipo condicionamento de componentes eletrônicos como, por exemplo, em centros de computação nos espaços aonde há um grande numero de servidores e/ou computadores em funcionamento (servers rooms).

Visando contribuir para o uso eficiente da energia disponível, neste trabalho apresenta-se um novo ciclo termodinâmico baseado no emprego da tecnologia do Tubo Vortex para recuperação de energia residual associada aos efluentes gasosos em pressão diferente da pressão atmosférica (waste pressure energy). O Tubo Vortex é um dispositivo sem componentes móveis, fácil de operar, produzindo simultaneamente aquecimento e arrefecimento pela expansão de um gás. A necessidade de tecnologias menos poluentes, a custos reduzidos, com perdas menores e de longa vida útil (L^4 criteria – low pollution, low cost, low loss, and long life) estimulou nas últimas duas décadas um interesse cada vez maior para tecnologias com funcionamento baseado na redistribuição dinâmica de energia durante escoamentos. Essas tecnologias permitem transformações às vezes surpreendentes entre a energia interna, cinética e potencial no fluido processado, sem necessidade de componentes mecânicos em movimento. Como consequência, através desse tipo de transformações energéticas, o equilíbrio termodinâmico é alterado com vista na obtenção de um determinado efeito útil. Fazendo parte dessa nova geração de tecnologias, o Tubo Vortex é ainda pouco conhecido no Brasil e o seu principio de funcionamento pelo efeito turbilhonador pouco estudado.

Na literatura técnica e cientifica existente foram identificadas cinco configurações básicas de equipamentos para resfriamento evaporativo em operação baseada unicamente no principio da mudança de fase ou em combinação com outras tecnologias de apoio (Duan et al, 2012):

- Sistemas de resfriamento evaporativo direto/ indireto para remoção de energia de um corpo externo;
- Sistemas híbridos de resfriamento evaporativo direto/ indireto para remoção de energia de um corpo externo com ciclo frigorífico com compressão de vapor;
- Sistemas híbridos de resfriamento evaporativo indireto para remoção de energia

de um corpo externo com sistema de desumidificação;

- Sistemas híbridos de resfriamento evaporativo indireto para remoção de energia de um corpo externo com sistema de pré-resfriamento com água fria;
- Sistemas híbridos de resfriamento evaporativo indireto para remoção de energia de um corpo externo com tubos térmicos (heat pipes).

Tentando contribuir para resolver o maior desafio atual na adoção de resfriamento evaporativo em grande escala, que está relacionado ao seu alto nível de dependência das condições do ar ambiente, que em climas úmidos ou amenos conduz a capacidade de resfriamento muito limitada, este estudo apresenta uma nova configuração do equipamento híbrido para resfriamento evaporativo com Tubo Vortex junto à análise das características funcionais e de desempenho.

2. CONCEITOS BÁSICOS DE RESFRIAMENTO EVAPORATIVO

2.1 INTRODUÇÃO

Neste capitulo esta sendo avaliado o potencial de aumento da eficiência energética em processos de resfriamento evaporativo direto e indireto. O resfriamento evaporativo direto ocorre quando uma parte da energia interna de uma corrente de ar é removida e utilizada como entalpia de vaporização de água líquida - cujo vapor resultante se mistura na corrente de ar - provocando assim a diminuição da temperatura da mistura gasosa resultante (ar úmido). Quando há remoção de calor de um corpo externo ao volume de controle onde ocorrem os processos de vaporização de água líquida em contato com uma corrente de ar e mistura do vapor resultante com o ar, o processo de resfriamento do corpo externo é chamado de resfriamento evaporativo indireto.

Com uma historia que remonta quase 5.000 anos até a época dos faraós, o resfriamento evaporativo se tornou interessante do ponto de vista industrial no inicio do Século XX, quando vários dispositivos para limpeza e resfriamento do ar começaram a serem utilizados em fabricas de têxteis dos Estados Unidos (Duan et al, 2012). Devido às vantagens relacionadas com a qualidade e a higiene do ar processado, ao longo das últimas décadas ganhou maior atenção, com vista à aplicação prática, o resfriamento evaporativo indireto.

Em uma excelente pesquisa recentemente publicada, Duan et al (2012) apresentam vários dos esforços dedicados nas ultimas décadas ao aperfeiçoamento desta tecnologia. Abordagens detalhadas foram dedicadas por diversos autores à modelagem numérica para otimização dos trocadores de calor e massa integrados aos equipamentos (Pescod, 1979, Maclainecross e al, 1981, Jose et al, 1988, Watt, 1988, Erens and Dreyer, 1993, Navon and Arkin, 1993, Stoitchkov and Dimitrov, 1998). Otimizações da configuração geométrica e das condições operacionais visando melhorias do desempenho do sistema foram também realizadas por diversos métodos (Chengqind Hongxing, 2006, Chen et al, 2010, 2011).

Os resultados apresentados por Duan et al (2012) sintetizam dados de uma pesquisa impressionante de produtos de alguns dos maiores fabricantes de equipamentos para resfriamento evaporativo, cuidadosamente selecionados no mercado como o Munters Group (www.munters.us), a Coolerado Corporation (www.coolerado.com), Speakman CRS (www.speakmancompany.com), Air Group Australia (www.coolbreeze.com.au),

Carrier (www.brivis.com.au), Climate Technology (www.climatetechnologies.com.au), Seeley International (www.seeley.com.au) e AMAX (www.amax.us.com), e de resultados de uma dezena de projetos de engenharia utilizando tecnologias IEC/ DEC já implementados nos Estados Unidos, Reino Unido e na China. Assim, eles consideram que a redução abaixo da temperatura de bulbo úmido da temperatura do ar atmosférico processado e sua aproximação do ponto de orvalho representam o desafio mais importante nas tendências que visam aumentar a eficiência de equipamentos para resfriamento evaporativo.

Baseada nas leis de conservação de massa e energia, uma abordagem teórica dos dois processos de resfriamento evaporativo direto e indireto é realizada inicialmente neste capítulo para justificar o interesse neste tema. O valor mínimo de temperatura possível através de resfriamento evaporativo, o fluxo térmico associado ao processo de resfriamento evaporativo e o consumo de água são determinados em função da temperatura e da umidade relativa inicial do ar atmosférico, enquanto a geração de entropia é avaliada para certificar a consistência dos resultados numéricos.

Resultados numéricos indicando um potencial elevado em termos de eficiência energética são determinados com base na modelagem proposta e também algumas novas ideias surgem sobre possíveis caminhos a serem seguidos para aperfeiçoamento de tecnologias baseadas em resfriamento evaporativo.

2.2 RESFRIAMENTO EVAPORATIVO DIRETO

O processo de resfriamento evaporativo ocorre pela vaporização de água líquida em contato com ar (seco ou úmido), quando uma parte da energia interna do ar é removida e utilizada como entalpia de vaporização (por exemplo, o processo 8-10-11 na Figura 2.1). Em consequência dessa diminuição da energia interna do ar, a sua temperatura diminui $T_{10}<T_8=T_0$. Este processo ocorre naturalmente e é controlado pela pressão parcial do vapor de água presente na mistura gasosa. Quanto menor essa pressão parcial, menor será a temperatura de vaporização, o que permite que ar com temperaturas relativamente baixas possa ser resfriado ainda mais por um processo de resfriamento evaporativo.

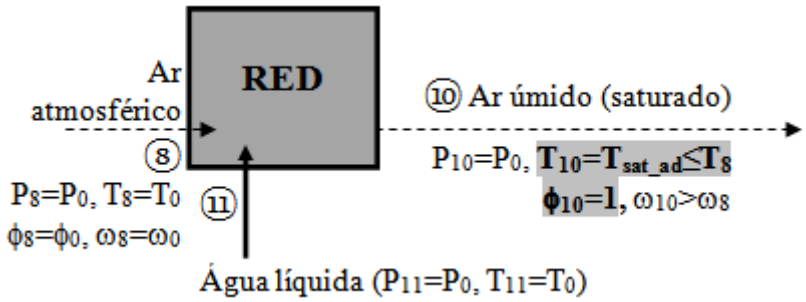


Figura 2.1 – Configuração física de um resfriador evaporativo direto.

O vapor produzido durante resfriamento evaporativo se mistura com o ar em contato, aumentado assim sua pressão parcial (como mostrado na Figura 2.2, $P_{w10} > P_{w8}$) e também a umidade especifica do ar $\omega_{10} > \omega_8 = \omega_0$. Esse processo ocorre até quando a mistura resultante (ar úmido) atinge estado de saturação e sua umidade relativa chega ao valor máximo possível $\phi_{max} = 100\%$.

A menor temperatura que possa ser obtida desta maneira é chamada temperatura de saturação adiabática (T_{sat_ad}) e ocorre caso o resfriador evaporativo direto (RDE) seja completamente isolado termicamente. Como pode ser observado no diagrama psicrométrico na Figura 2.3, o processo termodinâmico 8 – 10 no RED é um processo isobárico (pressão total da mistura é constante) que leva a mistura de ar – vapor d'água até a curva de saturação ($\phi_{10} = 100\% > \phi_8 = \phi_0$), produzindo assim ar úmido saturado com temperatura abaixo da temperatura inicial ($T_{10} < T_8$).

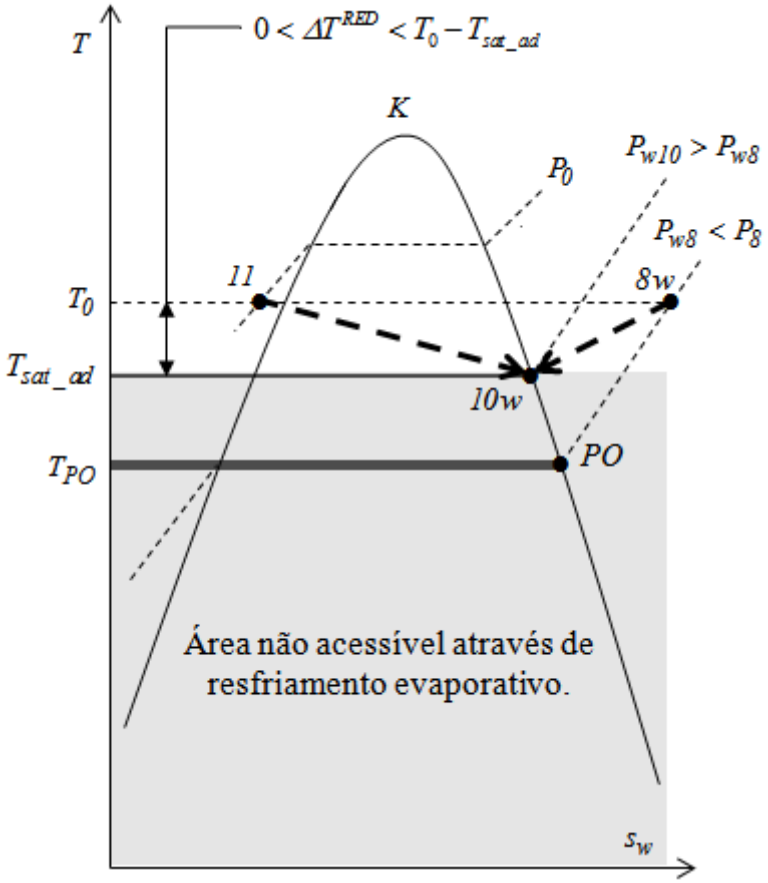


Figura 2.2 – Diagrama temperatura–entropia mostrando o processo de resfriamento do vapor d'água ($T_{w10} < T_{w8}$) que ocorre com aumento da pressão parcial ($P_{w10} > P_{w8}$).

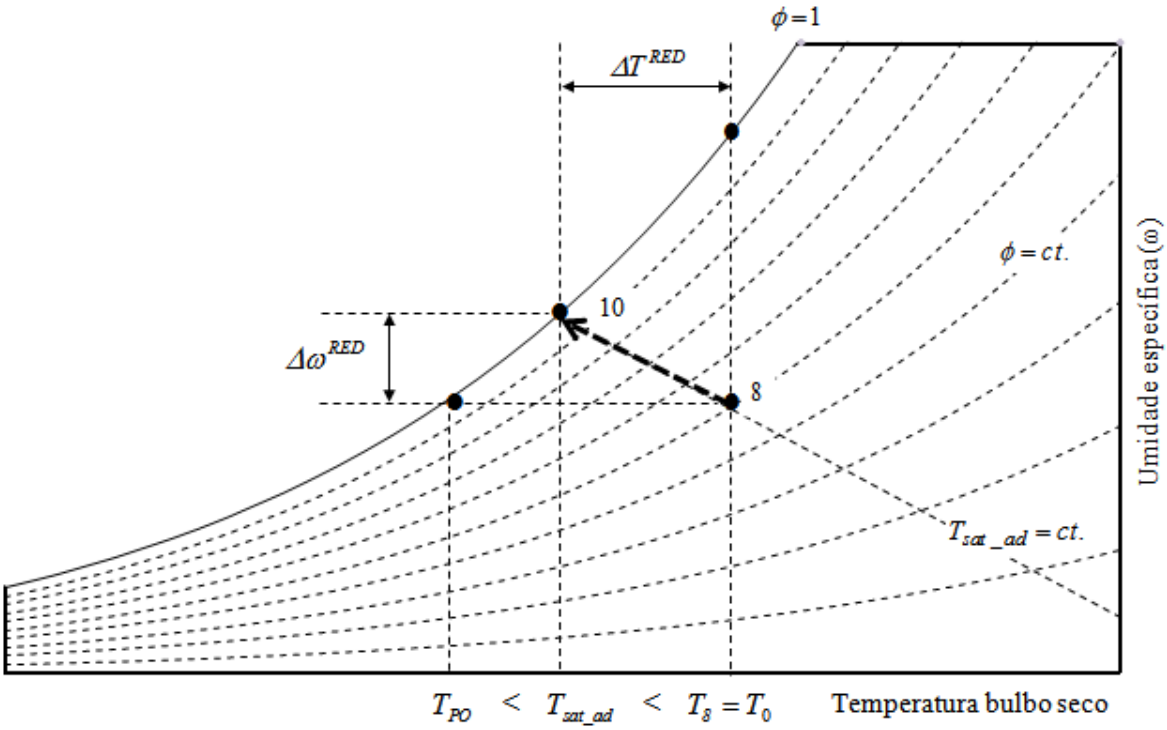


Figura 2.3 – Carta psicrométrica mostrando o processo de resfriamento evaporativo direto do estado inicial ($T_8 = T_0$, ϕ_8) até a curva de saturação ($T_{10} = T_{sat_ad}$, $\phi_{10} = 100\%$).

Figura 2.4 apresenta a variação do consumo específico de água para resfriamento evaporativo direto ($\Delta\omega^{RED}$) em função da temperatura de saturação adiabática. Observa-se nesta figura que os menores valores da T_{sat_ad} correspondem aos valores mínimos da temperatura e da umidade relativa inicial T_0 e ϕ_0. Pode também ser notado nesta figura o aumento do consumo específico de água na medida em que se busca produção de ar saturado com menores temperaturas T_{sat_ad}.

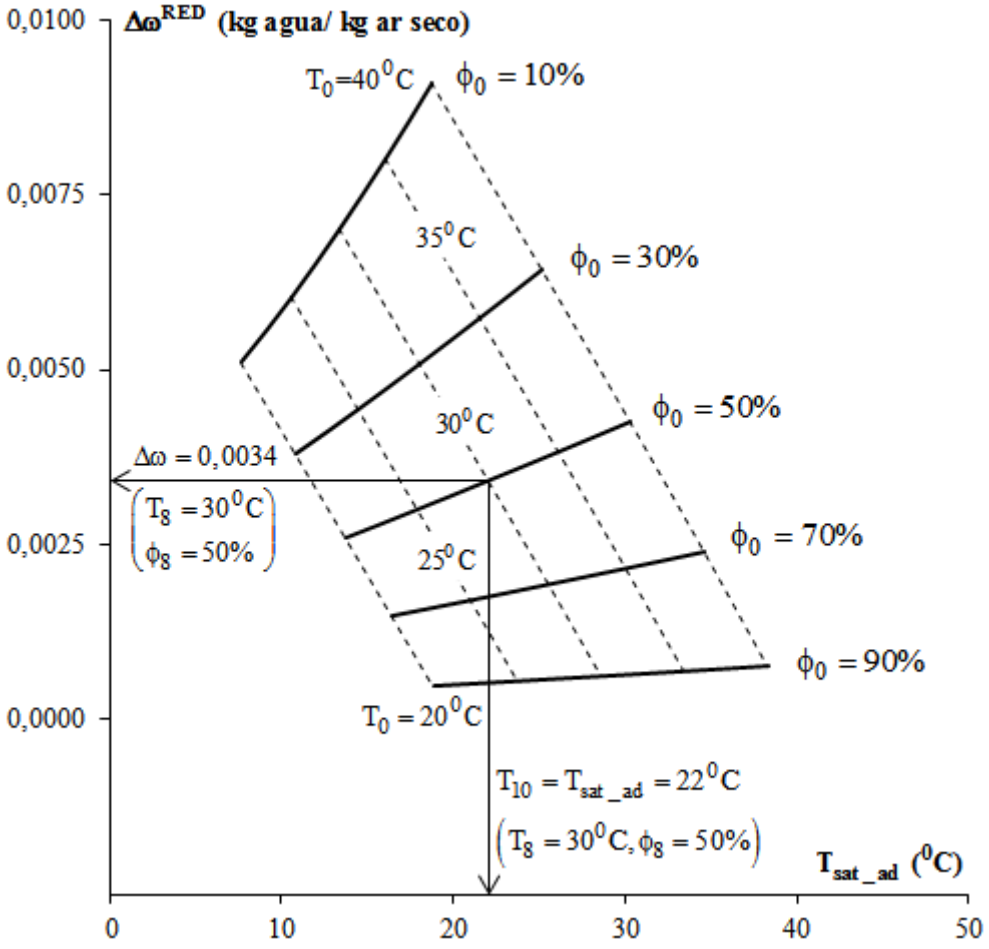


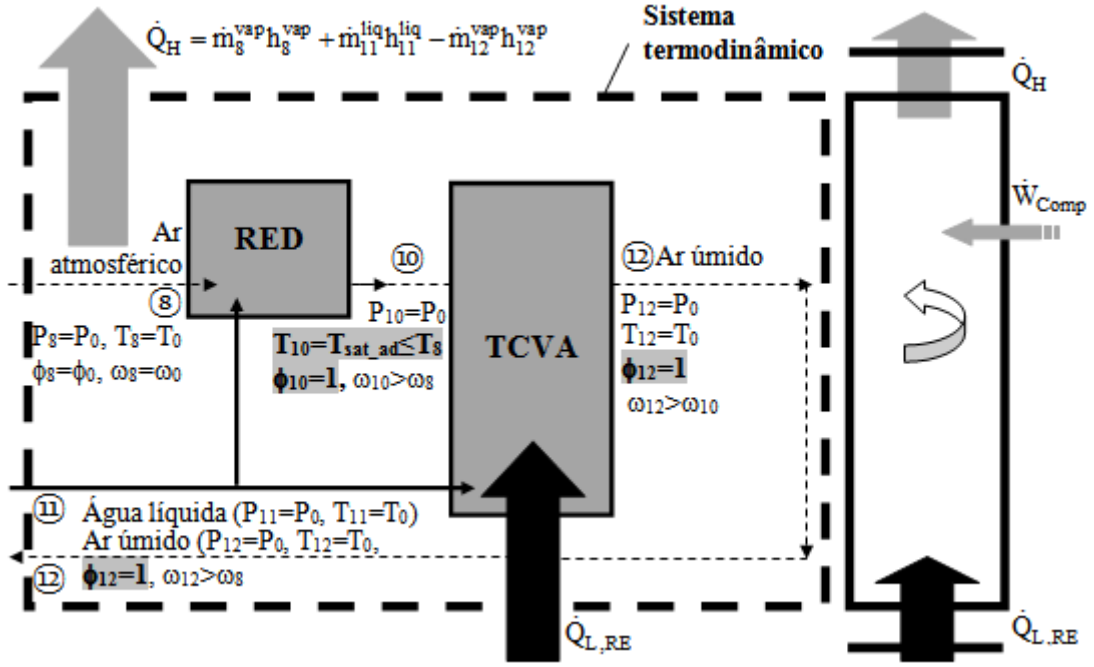
Figura 2.4 – Variação do consumo específico máximo de água para resfriamento evaporativo direto ($\Delta\omega^{RED}$) e da T_{sat_ad} em função de $T_8 = T_0$ e $\phi_8 = \phi_0$ (linha contínua representa curvas de umidade relativa constante e linha pontilhada as curvas isotérmicas).

Devido ao aumento inevitável da umidade relativa do ar durante o seu resfriamento evaporativo, uso desse método (resfriamento evaporativo direto) é bastante limitado principalmente para manutenção de conforto térmico através do condicionamento do ar, quando em geral é desejável reduzir a temperatura sem aumentar demais a umidade relativa.

2.3 SISTEMA DE RESFRIAMENTO EVAPORATIVO INDIRETO

2.3.1 Modelagem física

Figura 2.5 mostra a configuração física de um equipamento para resfriamento evaporativo indireto, formada de dois volumes de controle: um resfriador evaporativo direto de ar atmosférico (RED) e um trocador de calor com vaporização de água (TCVA) para a remoção do fluxo térmico $\dot{Q}_{L,RE}$ de um corpo externo a ser resfriado.



(a) (b)

Figura 2.5 – As similaridades entre um equipamento para resfriamento evaporativo indireto (a) e um refrigerador elementar com compressão mecânica (b).

O efeito térmico máximo teoricamente possível a ser obtido pelo resfriamento evaporativo indireto (maior valor do fluxo térmico $\dot{Q}_{L,RE}$) pode ser avaliado considerando os processos simultâneos no TCVA:

- vaporização da água (líquido) injetada no estado 11 com base no uso parcial da energia removida do corpo externo cuja temperatura se deseja reduzir; visando o efeito térmico máximo, a umidade relativa deve ser mantida no valor máximo ($\phi_{12} = 100\%$) na saída do TCVA (processo 11–12w na Figura 2.6);
- processo de mistura entre o ar e o vapor resultante e o aquecimento da mistura resultante até temperatura inicial $T_{12} = T_0 > T_{10'}$ (processo 10-12 na carta psicrométrica, Figura 2.7).

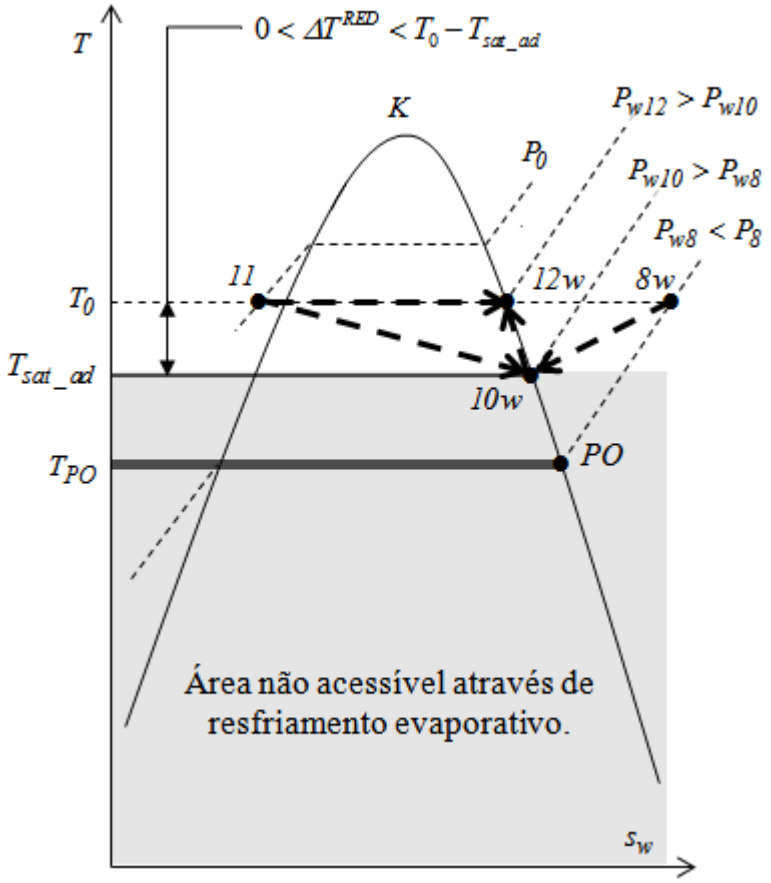


Figura 2.6 – Seqüência de processos que ocorrem durante o resfriamento evaporativo indireto (diagrama temperatura – entropia específica para água):

1. processo de resfriamento evaporativo direto do vapor d'água 8w–11-10w ($T_{w10} < T_{w8}$) e

2. processo de aquecimento 10w–11-12w ($T_{w12} > T_{w10}$) que ocorre com remoção de energia de um corpo externo (efeito útil no resfriador).

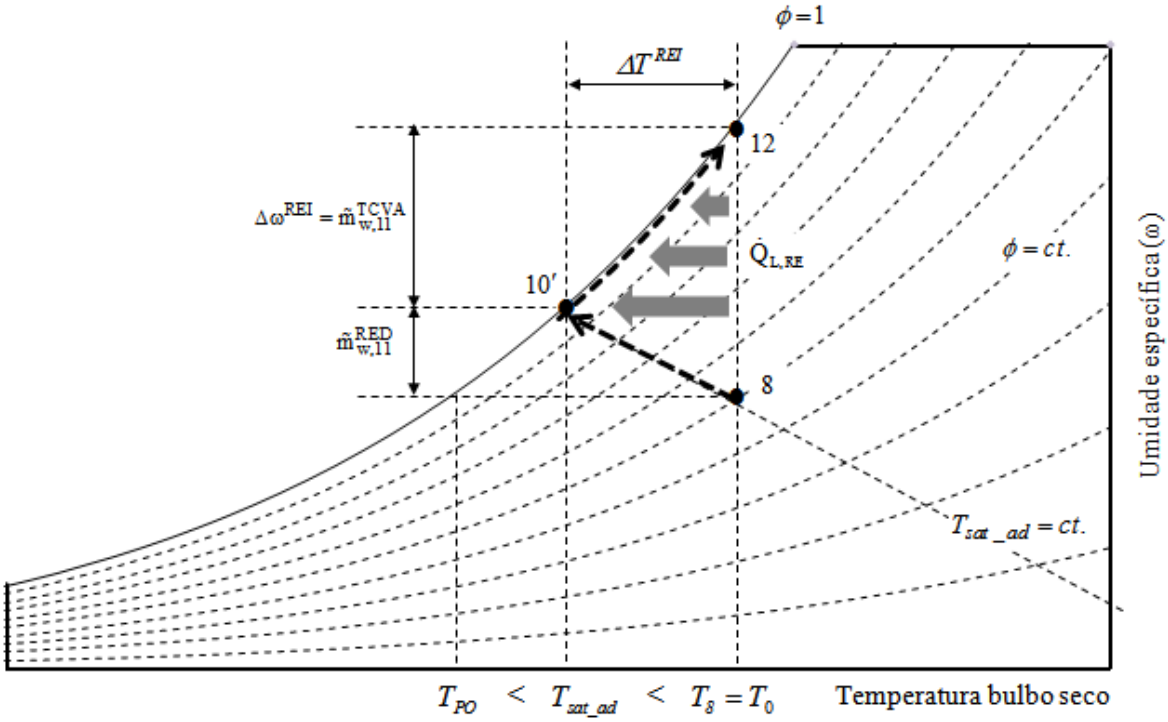


Figura 2.7 – Carta psicrométrica mostrando o processo de resfriamento evaporativo indireto realizado pela sequência: resfriamento evaporativo direto - do estado inicial ($T_8 = T_0$, ϕ_8) até a curva de saturação ($T_{10'} = T_{sat_ad}$, $\phi_{10'} = 1$), seguido pelo aquecimento da mistura saturada de ar – vapor d'água ao longo da curva de saturação.

Como pode ser notado na Figura 2.7, durante o processo de resfriamento evaporativo indireto há um consumo de água líquida ($\tilde{m}_{w,11}^{RED}$) para se atingir inicialmente a temperatura mínima de processo $T_{10'} = T_{sat_ad}$, e em seguida, consumo $\tilde{m}_{w,11}^{TCVA}$ para remoção de calor de um corpo externo ao equipamento para resfriamento evaporativo indireto.

2.3.2 Modelagem matemática

Considerando as interações energéticas entre o ambiente e o sistema termodinâmico representado pelo conjunto de equipamentos RDE e TCVA (retângulo de linha pontilhada na Figura 2.5a) é possível desenvolver uma comparação de desempenho entre o equipamento para resfriamento evaporativo indireto e o refrigerador elementar movido à energia mecânica na Figura 2.5b.

O modelo matemático para estudo e avaliação de desempenho do equipamento para resfriamento evaporativo indireto é desenvolvido com base nas leis de conservação de massa e energia e na segunda lei da termodinâmica, aplicadas aos dois volumes de controle RED e TCVA.

As seguintes hipóteses também foram consideradas para formatar do ponto de vista analítico o sistema de equações algébricas (2.1) – (2.8):

- regime permanente de funcionamento;
- todas as interações por transferência de massa e energia com o ambiente ocorrem à temperatura T_0;
- todos os escoamentos ocorrem sem perda de pressão total (isobáricos);
- ar úmido na saída dos dois volumes de controle apresenta umidade relativa 100%;
- temperatura do ar úmido na saída do TCVA é igual à temperatura T_0;
- não ocorrem interações mecânicas entre os volumes de controle e o ambiente;
- o resfriador evaporativo direto de ar atmosférico (RED) é adiabático;
- são consideradas desprezíveis as variações de energia cinética e potencial em nível macroscópico nos dois volumes de controle;
- o modelo de Dalton é utilizado para caracterizar comportamento dos componentes da mistura gasosa de ar e vapor de água;
- equilíbrio termodinâmico instantâneo entre o ar e vapor d'água;
- os processos de mudança de fase ocorrem em função da pressão parcial do vapor de água na mistura.

Conservação de massa para o ar seco e água no RED

$$\dot{m}_{a,8} - \dot{m}_{a,10} = 0 \tag{2.1}$$

$$\dot{m}_{w,8} + \dot{m}_{w,11}^{RED} - \dot{m}_{w,10} = 0 \tag{2.2}$$

Conservação de energia no RED

$$\dot{m}_{a,8}h_{a,8} + \dot{m}_{w,8}h_{w,8} + \dot{m}_{w,11}^{RED}h_{w,11} - \dot{m}_{a,10}h_{a,10} - \dot{m}_{w,10}h_{w,10} = 0 \tag{2.3}$$

Geração de entropia no RED

$$\dot{m}_{a,8}s_{a,8} + \dot{m}_{w,8}s_{w,8} + \dot{m}_{w,11}^{RED}s_{w,11} - \dot{m}_{a,10}s_{a,10} - \dot{m}_{w,10}s_{w,10} + \dot{S}_{ger_RED} = 0 \tag{2.4}$$

Conservação de massa para o ar seco e água no TCVA

$$\dot{m}_{a,10} - \dot{m}_{a,12} = 0 \tag{2.5}$$

$$\dot{m}_{w,10} + \dot{m}_{w,11}^{TCVA} - \dot{m}_{w,12} = 0 \tag{2.6}$$

Conservação de energia no TCVA

$$\dot{Q}_{L,RE} + \dot{m}_{a,10}h_{a,10} + \dot{m}_{w,10}h_{w,10} + \dot{m}_{w,11}^{TCVA}h_{w,11} - \dot{m}_{a,12}h_{a,12} - \dot{m}_{w,12}h_{w,12} = 0 \tag{2.7}$$

Geração de entropia no TCVA

$$\dot{Q}_{L,RE}/T_0 + \dot{m}_{a,10}s_{a,10} + \dot{m}_{w,10}s_{w,10} + \dot{m}_{w,11}^{TCVA}s_{w,11} - \dot{m}_{a,12}s_{a,12} - \dot{m}_{w,12}s_{w,12} + \dot{S}_{ger_TCVA} = 0 \tag{2.8}$$

Nas equações escritas anteriormente $\dot{m}$, h, s, $\dot{Q}$ e $\dot{S}_{ger}$ representam respectivamente vazão mássica, entalpia específica, entropia específica, fluxo térmico transferido entre um volume de controle e o ambiente e a geração de entropia. Os índices “a” e “w” referem-se ao ar seco e a água (vapor ou líquido) enquanto o índice ”0” indica o ambiente. Os índices numéricos são associados aos estados termodinâmicos conforme Figura 2.5a.

O problema matemático consiste em determinar o valor mínimo de temperatura que pode ser realizado T_{10}, o fluxo térmico $\dot{Q}_{L,RE}$ que pode ser extraindo de um corpo externo e o consumo de água $\dot{m}_{w,11}^{RED} + \dot{m}_{w,11}^{TCVA}$ em função dos parâmetros P_0, T_0, ϕ_0 e ω_0 do ar atmosférico. Por fins de comparação em termos de desempenho, o coeficiente de eficácia equivalente do equipamento para resfriamento evaporativo indireto é também calculado. Para certificar a consistência dos resultados numéricos, a geração de entropia é monitorada.

2.3.3 Resultados numéricos

Observando que uma vez determinada, a vazão mássica de ar seco se mantém constante em todos os estados termodinâmicos, a solução numérica do sistema algébrico anterior foi desenvolvida considerando vazões mássicas adimensionais conforme $\tilde{m} = \dot{m} / \dot{m}_a$.

O calculo de variação da entalpia e da entropia especifica do ar é baseado nas equações para o gás perfeito: $dh_a = c_{p,a} dT$ e $ds_a = c_{p,a}(dT/T) - R_a(dP_a/P_a)$, onde $c_{p,a} = 1003{,}5$ J/(kgK) e $R_a = 287$ J/ (kgK) são o calor específico à pressão constante e a constante do ar. P_a representa a pressão parcial do ar seco.

Entalpia e entropia específicas da água são calculadas considerando os valores característicos nas curvas de líquido e vapor saturado (Bejan, 1997).

Considerando um equipamento para resfriamento evaporativo indireto de tamanho arbitrário, com os dados indicados nos estados termodinâmicos característicos na Figura 2.5a, o sistema de equações (2.1) – (2.8) pode ser reescrito no formato de um sistema algébrico de seis equações em função das seguintes seis incógnitas: $\tilde{m}_{w,11}^{RED}$, T_{10}, $s_{ger_RED} = \dot{S}_{ger_RED} / \dot{m}_{a,8}$, $\tilde{m}_{w,11}^{TCVA}$, $q_{L,RE} = \dot{Q}_{L,RE} / \dot{m}_{a,8}$ e $s_{ger_TCVA} = \dot{S}_{ger_TCVA} / \dot{m}_{a,8}$:

$$\tilde{m}_{w,11}^{RED} = \omega_{10} - \omega_8 \tag{2.9}$$

$$\left(h_{a,8} - h_{a,10}\right) + \left(\omega_8 h_{w,8} - \omega_{10} h_{w,10}\right) + \left(\omega_{10} - \omega_8\right) h_{w,11} = 0 \tag{2.10}$$

$$s_{ger_RED} = \left(s_{a,10} - s_{a,8}\right) + \left(\omega_{10} s_{w,10} - \omega_8 s_{w,8}\right) + \left(\omega_8 - \omega_{10}\right) s_{w,11} \tag{2.11}$$

$$\tilde{m}_{w,11}^{TCVA} = \omega_{12} - \omega_{10} \tag{2.12}$$

$$q_{L,RE} = \left(h_{a,12} - h_{a,10}\right) + \left(\omega_{12} h_{w,12} - \omega_{10} h_{w,10}\right) - \left(\omega_{12} - \omega_{10}\right) h_{w,11} \tag{2.13}$$

$$s_{ger_TCVA} = \left(s_{a,12} - s_{a,10}\right) + \left(\omega_{12} s_{w,12} - \omega_{10} s_{w,10}\right) - \left(\omega_{12} - \omega_{10}\right) s_{w,11} - q_{L,RE} / T_0 \tag{2.14}$$

A umidade especifica da mistura de ar e vapor de água ω e as pressões parciais do ar e do vapor d'água são calculadas com as fórmulas:

$$\omega = 0{,}622 \phi P_{sat}(T) / \left[P - \phi P_{sat}(T)\right] \tag{2.15}$$

$$P_a = P - P_w \tag{2.16}$$

$$P_w = \phi P_{sat}(T) \tag{2.17}$$

em cada um dos estados termodinâmicos 8, 10 e 12.

Comparado ao consumo específico de água para resfriamento evaporativo direto, os resultados numéricos apresentados na Figura 2.8 mostram um aumento significativo do consumo de água no equipamento apresentado na Figura 2.5a. Por exemplo, para a manutenção da mesma temperatura de saturação adiabática considerada, $T_{sat_ad} = 22\ ^0C$, no caso de um resfriador evaporativo direto com $T_8 = 30\ ^0C$ e $\phi_8 = 50\%$ foi calculado um consumo de 3,4 g água/ kg ar seco, enquanto o equipamento para resfriamento evaporativo indireto na Figura 2.5a consome 14,0 g água/ kg ar seco.

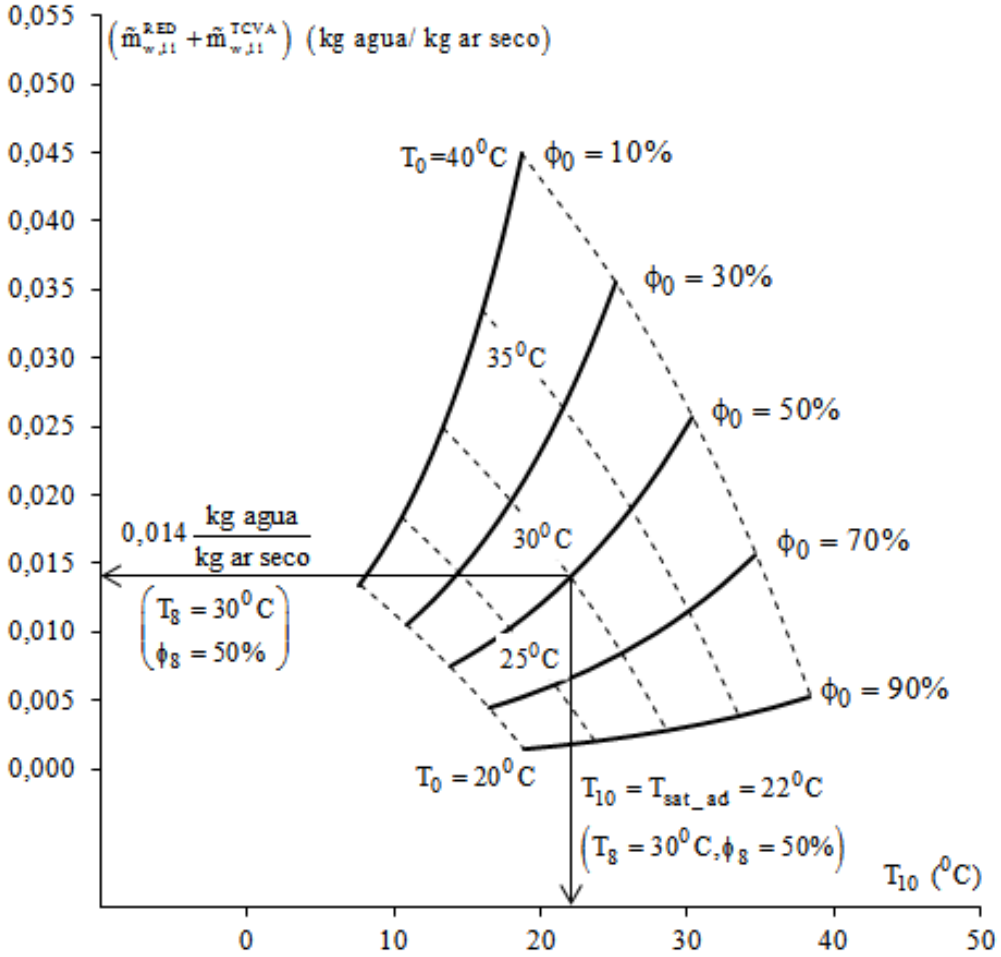


Figura 2.8 – Variação do consumo específico máximo de água para resfriamento evaporativo indireto ($\Delta\omega^{REI} = \tilde{m}_{w,11}^{RED} + \tilde{m}_{w,11}^{TCVA}$) e da T_{sat_ad} em função de $T_8 = T_0$ e $\phi_8 = \phi_0$ (linha contínua representa curvas de umidade relativa constante e linha pontilhada as curvas isotérmicas).

Como a redução da temperatura no processo de resfriamento evaporativo é provocada pelo emprego de uma parte da energia interna do ar úmido para a vaporização de água líquida, quanto maior consumo de água, maior seria o fluxo térmico $\dot{Q}_{L,RE}$ extraído de um corpo externo cuja temperatura se deseja diminuir. Assim, o valor máximo do fluxo térmico específico $q_{L,RE} = 108,2$ kJ/kg ar seco foi determinado quando a temperatura de saturação adiabática é igual a $T_{sat_ad} = 18,72\ ^0C$ e considerando as condições iniciais $T_8 = T_0 = 40\ ^0C$ e $\phi_8 = \phi_0 = 10\ \%$ (Figura 2.9).

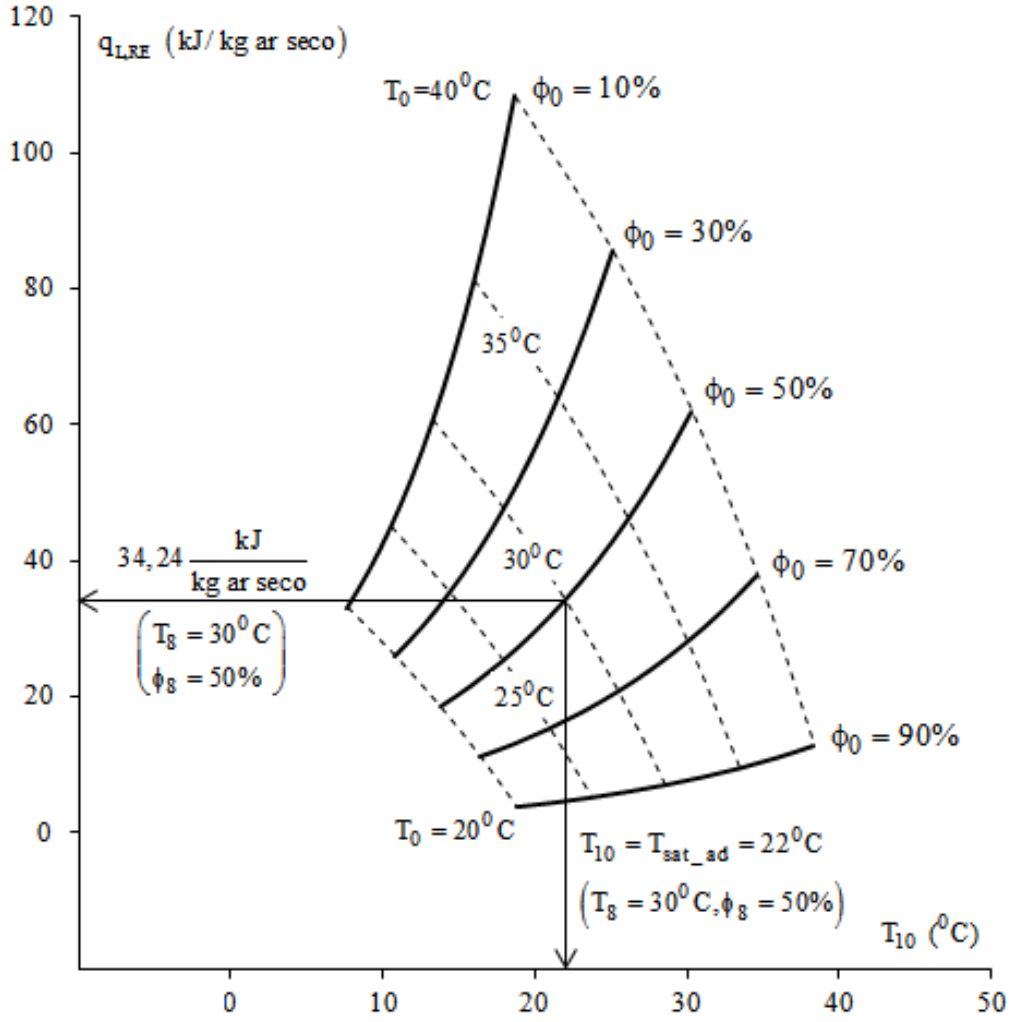


Figura 2.9 – Variação do fluxo térmico específico $q_{L,RE}$ e da T_{sat_ad} em função da temperatura e da umidade relativa inicial do ar ($T_8 = T_0$ e $\phi_8 = \phi_0$).

Quando necessário manter temperatura mínima $T_{sat_ad} = 7,63\ ^0C$ (com $T_0 = 20\ ^0C$ e $\phi_0 = 10\ \%$) o fluxo térmico específico diminui até $q_{L,RE} = 32,98$ kJ/kg ar seco. Pode

também ser notado na Figura 2.9 o valor $q_{L,RE} = 34,24$ kJ/kg ar seco para o fluxo térmico específico quando a temperatura de saturação adiabática é $T_{sat_ad} = 22\ ^0C$ e as condições iniciais são $T_8 = T_0 = 30\ ^0C$ e $\phi_8 = \phi_0 = 50\ \%$.

Uma das linhas de pesquisa a ser seguida neste trabalho - visando diminuir o conteúdo de vapor d'água no ar antes de sua entrada no TCVA - é justificada pela observação de que os maiores valores do fluxo térmico $\dot{Q}_{L,RE}$ na Figura 2.9 correspondem a valores altos da temperatura e mínimos da umidade relativa.

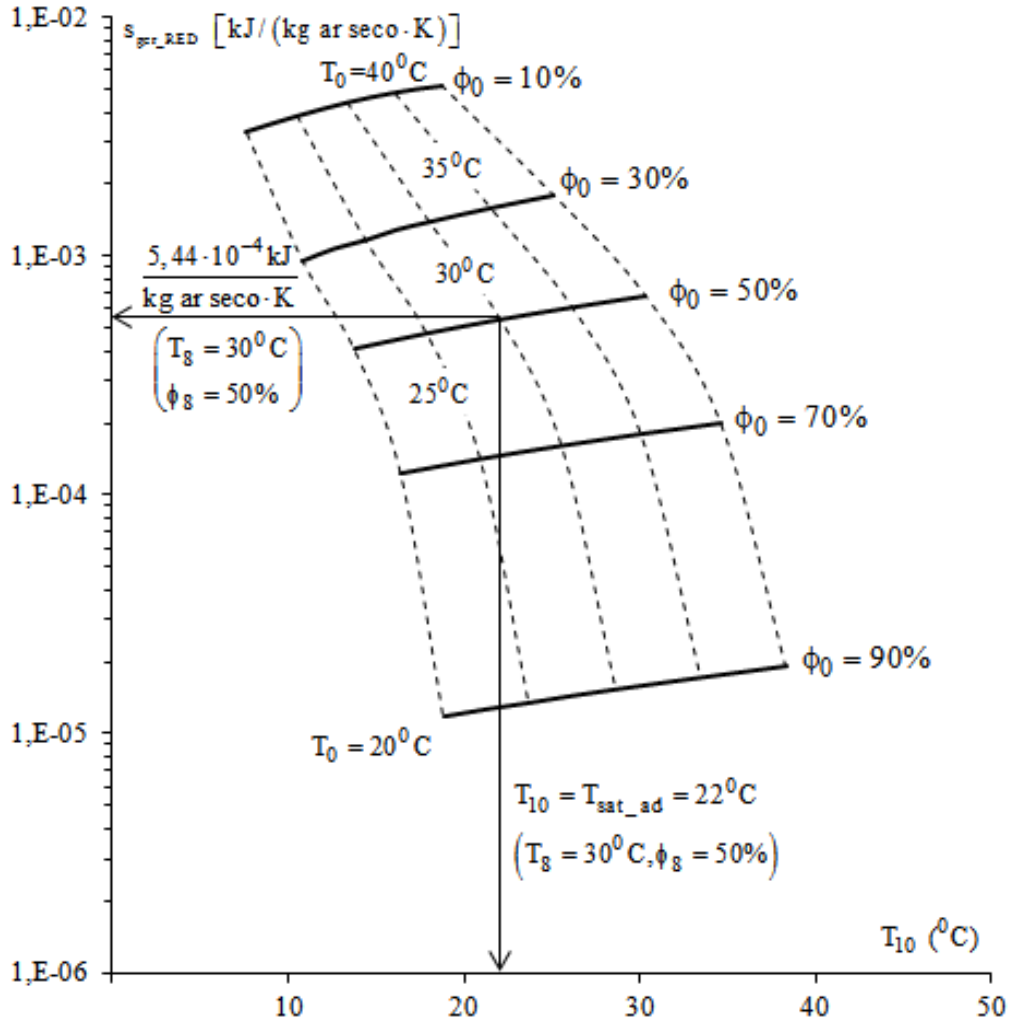


Figura 2.10 – Geração específica de entropia no volume de controle RED e da temperatura de saturação adiabática em função de $T_8 = T_0$ e $\phi_8 = \phi_0$.

Com base no mesmo princípio - emprego de uma parte da energia interna do ar úmido para a vaporização de água líquida – o fluxo térmico específico máximo no caso do resfriamento evaporativo direto é calculado com a relação

$q_{L,RE} = \Delta\omega \cdot h_{lv}$ =22,07 kJ/kg ar seco, considerando a maior variação da umidade relativa do ar $\Delta\omega$ = 9,103 g água/ kg ar seco na Figura 2.4 e a entalpia de vaporização d´água $h_{lv} \cong 2425$ kJ/kg. Quando a temperatura de saturação adiabática é mantida no valor $T_{sat_ad} = 7,63\ ^0C$ (com $T_0 = 30\ ^0C$ e $\phi_0 = 50\ \%$), o fluxo térmico específico no caso de resfriamento evaporativo direto diminui até $q_{L,RE} = 12,41$ kJ/kg ar seco.

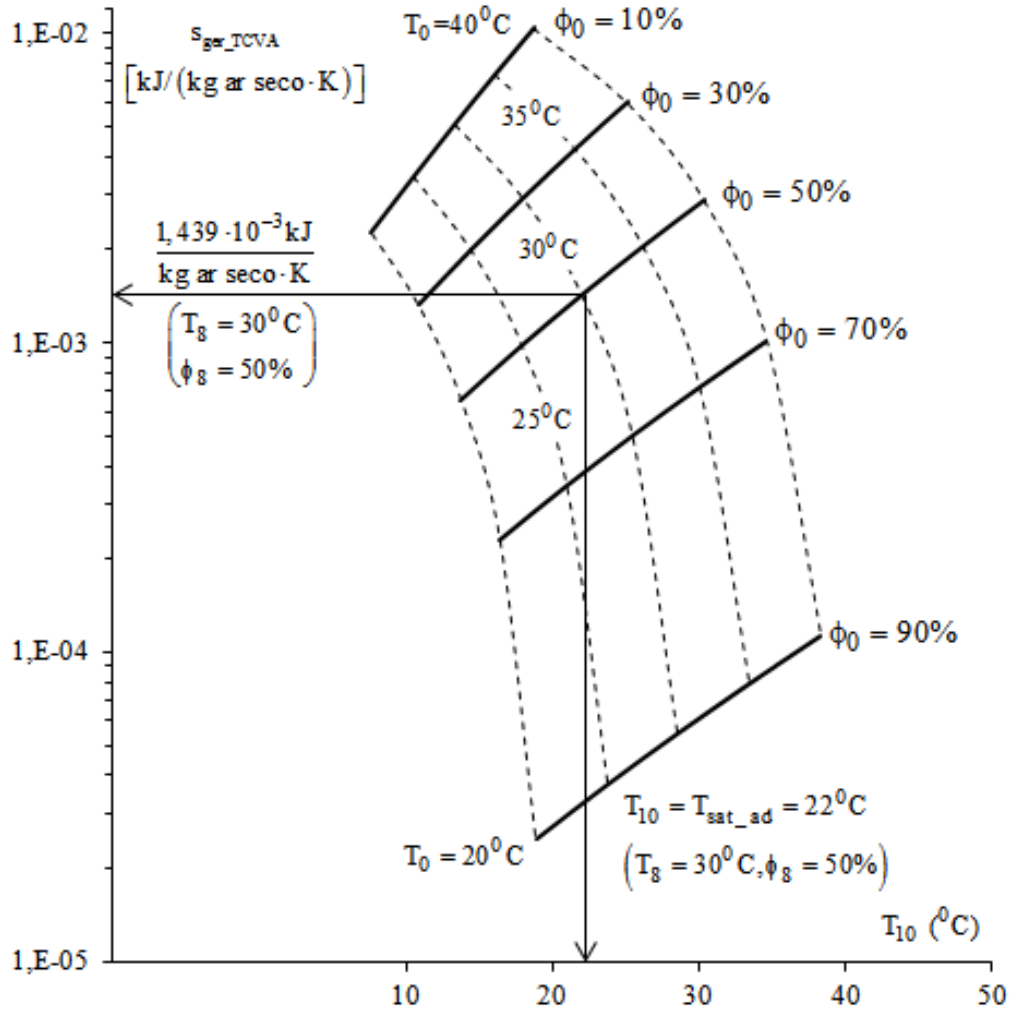


Figura 2.11 – Geração específica de entropia no volume de controle TCVA e da temperatura de saturação adiabática em função de $T_8 = T_0$ e $\phi_8 = \phi_0$.

A fim de verificar a veracidade da modelagem na operação dos equipamentos estudados, o cálculo da geração de entropia foi realizado para cada um dos dois volumes de controle na Figura 2.5a. Os valores calculados para a geração específica de entropia

s_{ger_RED} no resfriador evaporativo direto (RED) são apresentados na Figura 2.10 onde pode ser observado que a máxima geração de entropia $s_{ger_RED} = 5{,}162 \cdot 10^{-3}$ kJ/(kgK) é realizada durante o funcionamento com o maior consumo d´água, que mantém a temperatura de saturação adiabática no valor $T_{sat_ad} = 18{,}72\ ^{0}C$.

Na Figura 2.11 são apresentados os valores s_{ger_TCVA} calculados para o funcionamento do trocador de calor com vaporização de água (TCVA) onde ocorre a remoção do fluxo térmico $\dot{Q}_{L,RE}$ do corpo a ser resfriado. A máxima geração específica de entropia $s_{ger_TCVA} = 10{,}46 \cdot 10^{-3}$ kJ/(kgK) corresponde também ao regime de funcionamento com o maior consumo d´água.

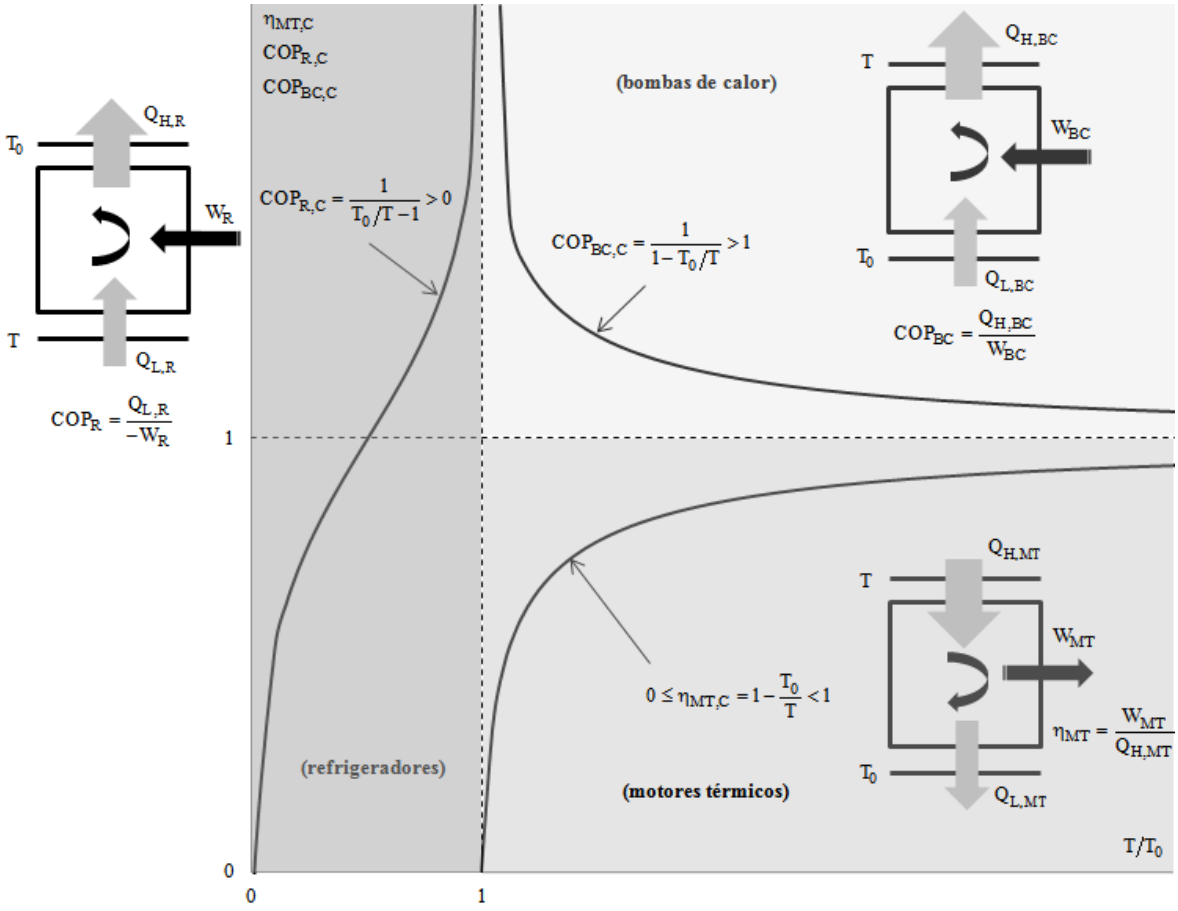


Figura 2.12 – Valores numéricos dos coeficientes de desempenho de motores térmicos (MT), refrigeradores (R) e bombas de calor (BC) baseados em Ciclo Carnot (Bejan, 1997, Radcenco et al., 1983).

Valores positivos da geração específica de entropia nos dois volumes de controle -

$s_{ger_RED} > 0$ e $s_{ger_TCVA} > 0$ - indicam que o modelo matemático desenvolvido reproduz de maneira realística os processos de vaporização de água líquida e de mistura entre o ar e vapor d´água que modelam o resfriamento evaporativo indireto.

A comparação entre o aparelho para resfriamento evaporativo indireto (Figura 2.5a) e um refrigerador elementar baseado num ciclo de Carnot inverso (Figura 2.5b) é possível pela substituição das interações energéticas realizadas entre o sistema termodinâmico (retângulo pontilhado) e o ambiente pelo fluxo de calor $\dot{Q}_H = \dot{m}_8^{vap} h_8^{vap} + \dot{m}_{11}^{liq} h_{11}^{liq} - \dot{m}_{12}^{vap} h_{12}^{vap}$. $\dot{Q}_H$ representa a soma algébrica entre o fluxo de energia do ar atmosférico entrando no sistema no estado 8, fluxo de energia da água líquida entrando no sistema no estado 11 e o fluxo de energia do ar úmido saturado saindo do sistema no estado 12. Em valor absoluto os valores numéricos calculados para o fluxo de calor $\dot{Q}_H$ são iguais ao fluxo térmico $\dot{Q}_{L,RE}$ que representa efeito útil a ser obtido através de resfriamento evaporativo indireto.

Este resultado ($\left|\dot{Q}_H\right| = \dot{Q}_{L,RE}$) gera uma situação pouco comum com relação aos valores numéricos do coeficiente de desempenho do equipamento para resfriamento evaporativo indireto, pois indica que teoricamente não há consumo de energia mecânica durante seu funcionamento e assim o COP é calculado com a relação:

$$COP = \lim_{|\dot{W}_{Comp}| \to 0} \frac{\dot{Q}_{L,RE}}{\left(-\dot{W}_{Comp}\right)} = +\infty \qquad (2.18)$$

Na Figura 2.12 pode ser observado que esta é a situação que corresponde ao funcionamento de equipamentos frigoríficos para refrigeração ou bombas de calor que funcionam em condições quando as temperaturas máxima e mínima no ciclo são iguais. Observa-se na Figura 2.5a que é exatamente este o regime de funcionamento do equipamento para resfriamento evaporativo indireto que remove fluxo térmico $\dot{Q}_{L,RE}$ de um corpo a temperatura T_0 e transfere o fluxo térmico $\left|\dot{Q}_H\right| = \dot{Q}_{L,RE}$ para o mesmo nível de temperatura ($T_8 = T_{11} = T_{12} = T_0$).

Apesar de que, em um equipamento real para resfriamento evaporativo indireto deve ser realizado algum consumo de energia mecânica para a circulação do ar através dos volumes de controle RED e TCVA e para o bombeamento e pulverização d´água líquida, seu potencial é indiscutível em termos de eficiência energética.

2.4 CONCLUSÕES

Os resultados numéricos obtidos capturam bem o comportamento real de sistemas físicos do tipo considerado quando tratar da temperatura mínima possível a ser realizada através de resfriamento evaporativo. Como este parâmetro depende basicamente da temperatura e da umidade relativa inicial do ar e do consumo de água para levar o ar úmido ao estado de saturação, o valor mínimo calculado dentro da faixa de valores considerada neste estudo ($20^0\text{C} \le T_0 \le 40^0\text{C}$, $10\ \% \le \phi_0 \le 90\ \%$) é o mesmo ($T_{sat_ad} = 7,63\ ^0\text{C}$) tanto para resfriamento direto como para resfriamento indireto.

Comparado ao consumo para resfriamento evaporativo direto, o consumo de água aumenta consideravelmente no caso do resfriamento evaporativo indireto, mas em compensação aumenta na mesma proporção o efeito útil medido através do fluxo térmico que pode ser removido de um corpo cuja temperatura deve ser reduzida (carga térmica).

A comparação entre o aparelho para resfriamento evaporativo indireto apresentado e um refrigerador elementar baseado num ciclo de Carnot inverso permite identificar um potencial elevado para aumento de eficiência energética em equipamentos reais e, portanto, justifica um estudo aprofundado visando aumentar a sua aplicabilidade.

3. FUNDAMENTALS OF VORTEX TUBE TECHNOLOGY

3.1 INTRODUCTION

Virtually any process using high-temperature or high-pressure gas may be a resource for energy recovery. There are many industrial processes resulting in wasted pressurized gases where by using a Ranque-Hilsch Vortex Tube it might be possible to recover some of the wasted pressure energy. The Vortex tube is a non-moving components and easy-to-operate device for gas expansion to simultaneously produce heating and cooling in special circumstances.

It has been described first in 1933 and then patented in 1934 by Georges Ranque (1933, 1934) a French scientist. With newly optimized design by physicist Rudolf Hilsch, the arrangement patented by Ranque became known as the "Vortex Tube" and was widely publicized due to a Hilsch's paper (1946) focusing on maximizing its refrigeration effect and energy efficiency. Hilsch considered at that time a possible using of the Vortex Tube for special applications such as in "air cooling in mine shafts" and in situations where the working fluid is initially at low temperatures and high pressure such as in the liquefaction of gases to replace the Joule-Thompson effect.

Despite being patented initially to achieve the highest refrigeration effect or the lowest temperature, starting in the '50 the Vortex Tube began to be used also for separation of chemical species in gas mixtures in order to produce radioactive isotopes (Stone and Love, 1950, Bornkessel and Pilot, 1962, Becker, 1976). In an excellent review on the state of the art of the Vortex Tube technology Linderstrøm-Lang (1971) considers the German H. R. von Traubenberg to be the first to notice the potential of the Vortex Tube for separation of chemical species in gas mixtures. Results of several studies have been published on the use of Vortex Tube for separating binary mixtures composed of: oxygen, nitrogen, carbon dioxide and helium and carbon dioxide and air (Linderstrøm-Lang, 1967a, 1967b) Once proven in practice the effect of separating components of a gas mixture, it was thought on a nuclear gaseous fuel application for developing a nuclear energy powered rocket (Westley, 1954, Dobratz, 1964). The radioactive isotopes accumulated within the Vortex Tube might heat up, by the energy released in the fission process, a working fluid crossing the Vortex Tube. This working fluid flowing along the central rotating gas column would leave the Vortex Tube hot end through a Laval nozzle conducting to a supersonic propulsion system. More than half a century after its discovery, in a time of intense

searching for new low-cost technologies and reduced environmental impact, the Ranque-Hilsch Vortex Tube (RHVT) draws attention by several advantages in its favor such as constructive simplicity, no moving parts, uses no electricity and no need to develop chemical reactions, with small size and light weight, of low cost, virtually maintenance-free and almost instantaneously reaching the steady state, with long life and of easy adjustment for temperature gas-cooled (Gao, 2005). When its compact configuration, high reliability and low cost are more important than its efficiency, despite running with a high noise level and requiring pressurized gas for its operation, RHVT ends up being an excellent choice for heating and/or cooling of gases, cleaning and drying of gases, chemical species separation of gaseous mixtures, natural gas liquefaction among others (Khodorkov et al, 2003, Marshall, 1977).

The Vortex Tube has remained partly misunderstood until now in spite of its high potential for industrial application (Stanescu et al, 1998, 2009, 2012a, Stanescu, 2013). A number of theories have been developed to understand and explain the physical phenomena inside the Vortex tube. The theory of Fulton (1950) relies on the conservation of angular momentum to explain the separation of the compressed gas entering the Vortex tube, into a cold gas stream and a hot one. Based on the First and Second Laws of Thermodynamics, Petrescu et al. (1995) studied comparatively the Hilsch-Ranque Vortex Tube expansion processes and the adiabatic reversible expansion performances. A comprehensive study of various aspects of Vortex Tubes´ design has been presented by Radcenco (1990), through an exergetic analysis. A thermodynamic approach on the energy separation process into a Ranque-Hilsch Vortex Tube has been also developed by Stanescu and Rocha (2012c).

The Vortex tube is built by two concentric pipes of different diameters joined at one end. The two cylindrical chambers into the pipes are separated by a disk with a central orifice. The other end of the larger pipe is equipped with an outlet valve to control the gas stream discharge, while the gas stream flowing through the smaller pipe discharges freely. Next to the junction and equally spaced around the larger pipe periphery are nozzles arranged to discharge tangentially into the cylinder. The core of the forced vortex, created into the tube when supplying compressed gas to the nozzles, is cold and is extracted from the end of smaller chamber. The periphery of the vortex is hot and is extracted from the end of the larger chamber, controlled by the valve.

The need for more efficient, less polluting technologies and more ecological air

conditioning technical solutions generated during the last few decades a careful examination of the Vortex tube as an attractive alternative for new developments. This study presents an investigation on the Ranque-Hilsch Vortex Tube (RHVT) potential for recovering the wasted pressure energy for air moisture removal to increase the energy efficiency of evaporative cooling and its potential for lower temperatures.

3.2 RANQUE-HILSCH VORTEX TUBE FUNDAMENTALS

The most important goal of the theoretical researches undertaken in relation to RHVT is to produce knowledge about the processes of mass and energy transfer during its operation. Until the late twentieth century several theories were elaborated to explain the physical mechanisms involved in the separation of energy and/or separation of chemical species within the gas rotating column within the RHVT (Gutsol, 1997, Leont'ev, 2002).

The first explanation that Ranque himself has elaborated for the RHVT functioning to produce from a stream of compressible fluid at high pressure two streams of low pressure, one at high temperature and the other cold, is a theory that considers the adiabatic expansion of the gas situated in the central region of the column in rotational movement, while the gas in the periphery suffers a adiabatic compression process (Ranque, 1933, 1934). Before its rejection by Fulton (1950) attempts to improve this initial theory belong to Hilsch (1946) that took into account to explain the differences between the theoretical prediction and the experimental data, the effects of internal friction between several layers of gas. Opposed to the Ranque's theory based on adiabatic processes, although unfinished may be mentioned the theory proposed in 1951 by Scheper based on experimental data which considers that the separation of energy occurs by a physical mechanism of the type of heat transfer.

Taking into account possible effects of the turbulence and of the internal friction due to viscosity of the gas, Fulton proposed a theory to explain the kinetic energy separation during operation of RHVT. He assumed that gas admitted tangentially into the RHVT, immediately after leaving the inlet nozzles at low temperature, arranges itself into a rotating gas column with the peripheral layer of gas at low rotation and the gas at the central region with high rotational speed. According to the Fulton's theory, during the axial flow along the RHVT, the internal friction between various layers, due to the gas viscosity, tends to uniform the rotation of gas inside the column as occurring during the rotation of a solid. During this process, the kinetic energy in various layers of gas dissipates and returns

partially to the gas as internal energy. Thus, the gas at the periphery undergoes a larger internal energy increase, resulting in a temperature higher than the initial temperature of the pressurized gas, while gas in the central region remains at lower temperatures since it dissipates less of its kinetic energy.

Despite the large number of published papers on the role of turbulence and internal friction on the separation of energy and/or separation of chemical species during operation of RHVT (Kreith and Margolis, 1959, Lay, 1959, Deissler and Perlmutter, 1960, Reynolds, 1961a, 1961b, Alimov, 1966, Gutsol, 1997), Gao (2005) believes that models already developed are still incomplete, based on a large number of turbulence parameters that are difficult to be determined and without taking into account possible effects caused by the RHVT geometry. Based on the Costructal Theory a brand new approach devoted to the Vortex Tube design has been recently presented by Santos et al (2013).

Developed by Kurosaka (1982), Chu (1982) and Kuroda (1983) the acoustic streaming model theory explains the Ranque-Hilsch effect of energy separation into the Vortex Tube based on the phenomenon of acoustic streaming. They found the relationship between the acoustic resonance frequencies and the forced vortex motion frequency and proposed the energy separation inside the RHVT to be explained by the damping of the acoustic streaming along the axis of the tube towards the hot exhaust.

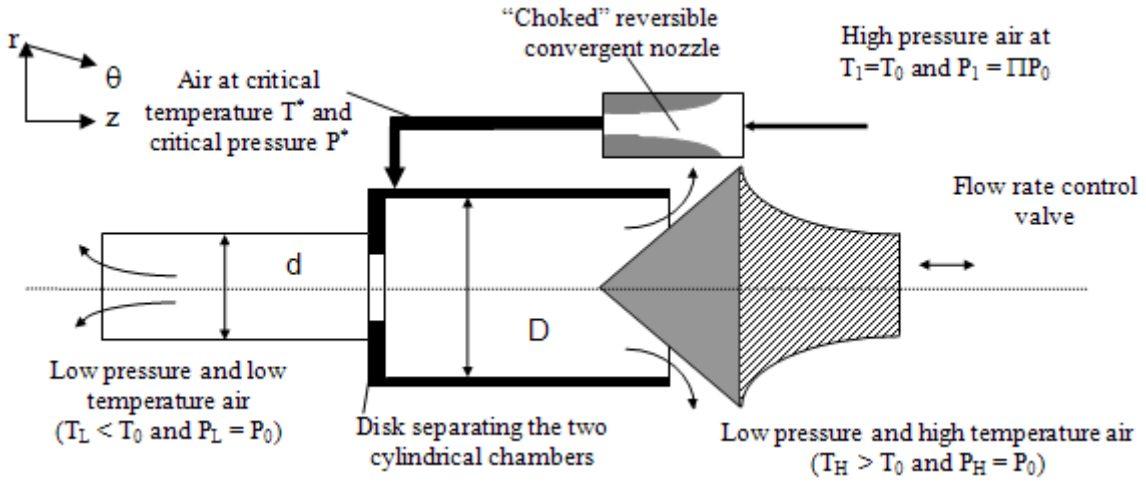


Figure 3.1 – Schematic lateral view of the Ranque-Hilsch Vortex Tube.

Proven through experimental results by several authors (Stone and Love, 1950, Scheper, 1951, Linderstrøm-Lang, 1971, Ahlborn and Groves, 1997, Gao et al, 2005) and already successfully used in mathematical modeling of RHVT (Frohlingsdorf, 1997,

Gutsol and Bakken, 1998, Nellis et al 2005) the so-called "secondary circulation model" proposed by Ahlborn and Groves (1997) identifies the RHVT as a cooling equipment with the secondary circulation flow seen as a classical cycle (Ahlborn and Gordon, 2000).

In this study we consider a Ranque-Hilsch Vortex Tube built up of two cylindrical chambers within pipes, contained between the inlet ports into nozzles and the outlet ports of pipes open to the surroundings as shown in Figs. 3.1 and 3.2. The outlet area of the larger pipe (the “hot end”) is controlled by a valve, while the outlet from the smaller pipe (the “cold end”) is free.

A forced vortex is created when supplying compressed air to the nozzles. Jets discharge into the larger cylindrical chamber at very high velocity generating a very high angular speed rotating gas column. Due to the viscous forces, the vortex rotates at constant angular velocity and its tangential velocity depends on the radius. Based on the conservation of the angular momentum of the gas leaving the nozzles, the angular momentum of the vortex core must have decreased by exactly the same amount as the angular momentum of the periphery has increased. The redistribution of angular momentum along radius is accompanied by the redistribution of the gas mass along the radius. Simultaneously, the rotational and translational kinetic energies are redistributed into the gas mass.

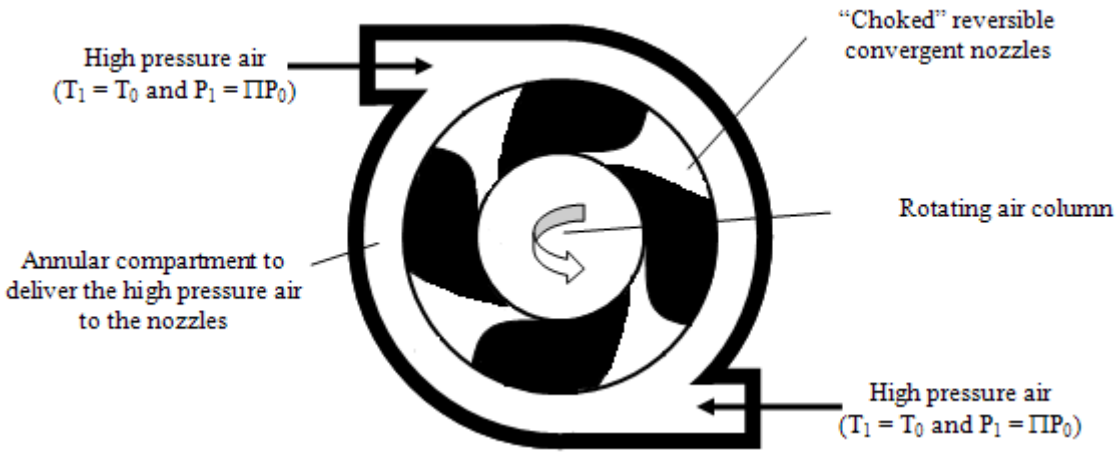


Figure 3.2 – Schematic transversal view of the Ranque-Hilsch Vortex Tube.

The two gas streams within the RHVT are throttled when passing through the orifice into the disk that separates the two cylindrical chambers, or through the hot end area controlled by the valve. These throttling occur such that the kinetic energies differently

reenter the gas masses. This means that the two gas streams, each one a fraction of the total gas entering the Vortex tube, both at different temperatures smaller than the initial temperature of the compressed gas, will not regain exactly the energy they lost during redistribution. This makes possible that the average temperature of one gas stream (extracted from the "cold end") is smaller than the initial temperature of the compressed gas, since the gas stream regains less energy than it lost. Obviously, the other gas stream (extracted from the "hot end") is hotter than the compressed gas supplied to the Vortex tube, since now the gas regains more energy that it lost. The valve fitted in the "hot end" controls the proportions of the total gas flow which passes through the "hot end" and the "cold end".

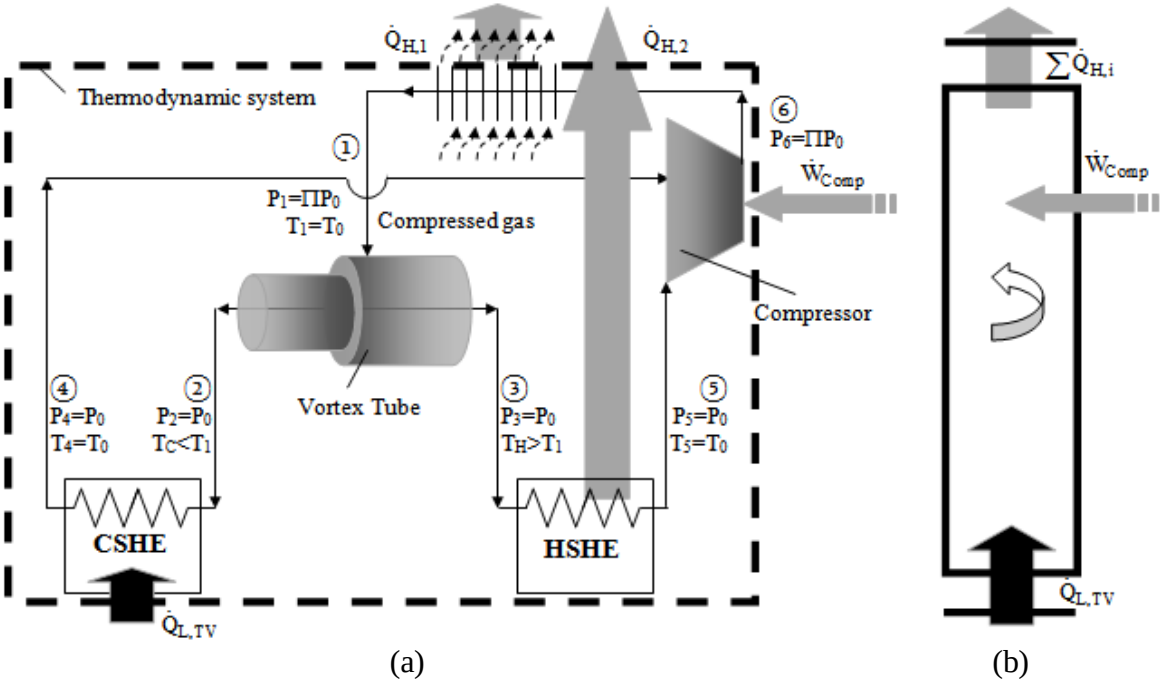


Figure 3.3 – The similarity between the RHVT cooling equipment for air moisture removal (a) and refrigerators (b).

3.3 RANQUE-HILSCH VORTEX TUBE COOLING EQUIPMENT

The sequence of unitary processes into a RHVT cooling equipment for air moisture removal occurs inside the five control volumes shown in Fig. 3.3:

- the gas expansion into the RHVT from $P_1 = \Pi P > P_0$ to $P_2 = P_3 = P_0$, unleashing its separation into a cold gas stream at $T_2 = T_C < T_0$ and a hot one at $T_3 = T_H > T_0$,
- the removal of the heat flux $\dot{Q}_{L,TV}$ from a stream of atmospheric air, occurring into the cold side heat exchanger (CSHE) in order to cool the air below the dew point temperature and partially remove its moisture,

- the rejection to the surroundings of the heat flux $\dot{Q}_{H,2}$ that occurs into the hot side heat exchanger (HSHE) while lowering to T_0, before the admission into the compressor, the temperature of the hot gas stream provided by the RHVT ($T_3 = T_H > T_0$),
- the compression up to $P_1 = \Pi P_0 > P_0$ of the two gas streams leaving - both at the same temperature $T_4 = T_5 = T_0$ and pressure $P_4 = P_5 = P_0$ - from the CSHA and the HSHE,
- the rejection to the surroundings by the auxiliary cooler of the excess energy of the compressed gas ($\dot{Q}_{H,1}$) in order to diminish its temperature to $T_1 = T_0$ before the admission into the RHVT.

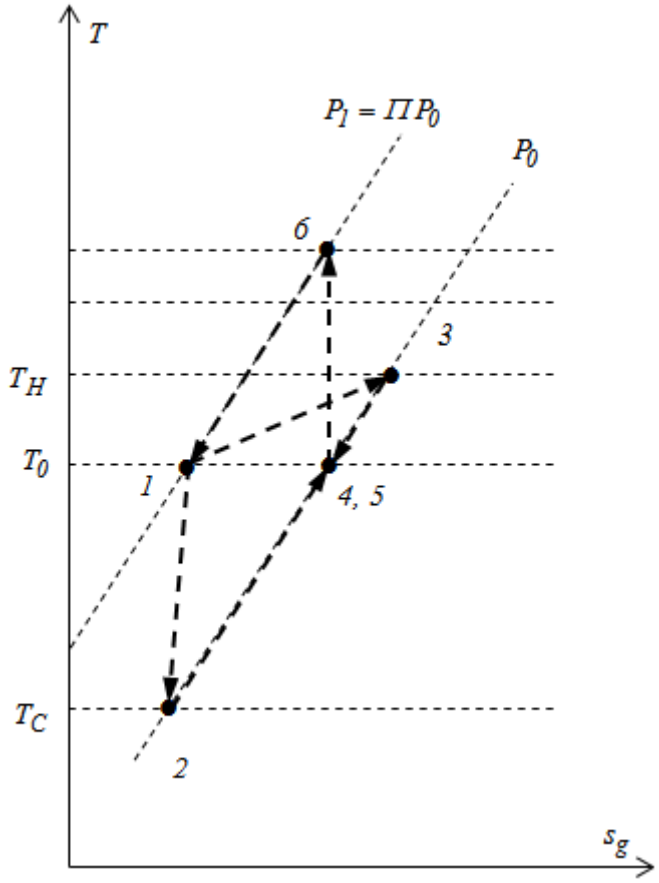


Figure 3.4 – $T - s_g$ diagram of the sequence of unitary processes into the RHVT.

3.3.1 Physical model

The RHVT air cooling equipment in Fig. 3.3 produces the necessary cooling for water vapor removing from the moist air to reduce its humidity while the cold gas ($T_2 = T_C < T_0$)

passes through the CSHE (process 2–4 in Fig. 3.4). If necessary, there is also a potential for heating while the hot gas delivered by the RHVT ($T_3 = T_H > T_0$) crosses the HSHE (process 3-5 in Fig. 3.4).

To study the functioning of the RHVT air cooling equipment in this case, the heat flux $\dot{Q}_{L,TV}$ to be removed from the atmospheric air to cool it below the dew point temperature and partially remove its moisture is considered to be the objective function. The control variable used to define the RHVT operating regime is represented by the ratio between the mass flow of gas leaving the RHVT cold side and the mass flow rate at the entrance of the Vortex Tube ($0 \le \mu_C = \dot{m}_2 / \dot{m}_1 \le 1$).

To deliver the compressed gas to the RHVT a compressor is employed (processes 4–5-6 in Fig. 3.4). The gas leaving the compressor at high pressure and temperature, $P_6 = \Pi P_0 > P_0$ and $T_6 > T_0$, undergoes an isobaric cooling process until temperature reaches $T_1 = T_0$ during its crossing throughout an auxiliary cooler (process 6-1 in Fig. 3.4).

The compressed gas supplied in a closed loop to the RHVT separates into two streams, one cold stream at pressure $P_2 = P_0$ and low temperature $T_2 = T_C < T_0$ and the other at $P_3 = P_0$ and high temperature $T_3 = T_H > T_0$.

Once the thermal processes 2-4 and 3-5 in Fig. 3.4 have been performed, the two gas streams provided by the RHVT to the CSHE and HSHE heat exchangers are led back to the compressor. By keeping in a closed loop the gas circuit that feeds the RHVT it is possible to perform studies aimed at evaluating the performance of various gases.

3.3.2 Mathematical model

The mathematical model employed was derived from the equations of mass and energy conservation and the second law of thermodynamics. It is considered that all the mass and energy transfer interactions with the surroundings occur at temperature T_0. The mathematical problem consists of computing the temperature of the cold gas stream leaving the RHVT (T_C) and the RHVT cooling equipment potential for water vapor removing from the moist air $\dot{Q}_{L,TV}$ and its performance (COP), as a function of the RHVT operating regime given by the ratio between the cold gas mass flow rate and the compressed gas mass flow rate μ_C.

By assuming steady state operation and negligible variations of the kinetic and

potential energy, the thermodynamic model for the irreversible functioning of the RHVT cooling equipment can be written down as shown below:

Mass balance for the compressed gas crossing the irreversible adiabatic RHVT

$$\dot{m}_1 - \dot{m}_C - \dot{m}_H = 0 \tag{3.1}$$

Energy balance for the compressed gas when the irreversible adiabatic RHVT

$$\dot{m}_1 h_{g,1} - \dot{m}_C h_{g,2} - \dot{m}_H h_{g,3} = 0 \tag{3.2}$$

Entropy generation while the compressed gas crosses the irreversible adiabatic RHVT

$$\dot{m}_1 s_{g,1} - \dot{m}_C s_{g,2} - \dot{m}_H s_{g,3} + \dot{S}_{ger_RHVT} = 0 \tag{3.3}$$

Mass balance for the cold gas stream crossing the CSHE

$$\dot{m}_C - \dot{m}_4 = 0 \tag{3.4}$$

Energy balance for the cold gas stream crossing the CSHE

$$\dot{Q}_{L,TV} + \dot{m}_C h_{g,2} - \dot{m}_4 h_{g,4} = 0 \tag{3.5}$$

Entropy generation while the cold gas stream crosses the CSHE

$$\dot{Q}_{L,TV} / T_0 + \dot{m}_C s_{g,2} - \dot{m}_4 s_{g,4} + \dot{S}_{ger_CSHE} = 0 \tag{3.6}$$

Mass balance for the hot gas stream crossing the HSHE

$$\dot{m}_H - \dot{m}_5 = 0 \tag{3.7}$$

Energy balance for the hot gas stream crossing the HSHE

$$\dot{Q}_{H,2} + \dot{m}_H h_{g,3} - \dot{m}_5 h_{g,5} = 0 \tag{3.8}$$

Entropy generation while the hot gas stream crosses the HSHE

$$\dot{Q}_{H,2}/T_0 + \dot{m}_H s_{g,3} - \dot{m}_5 s_{g,5} + \dot{S}_{ger_HSHE} = 0 \tag{3.9}$$

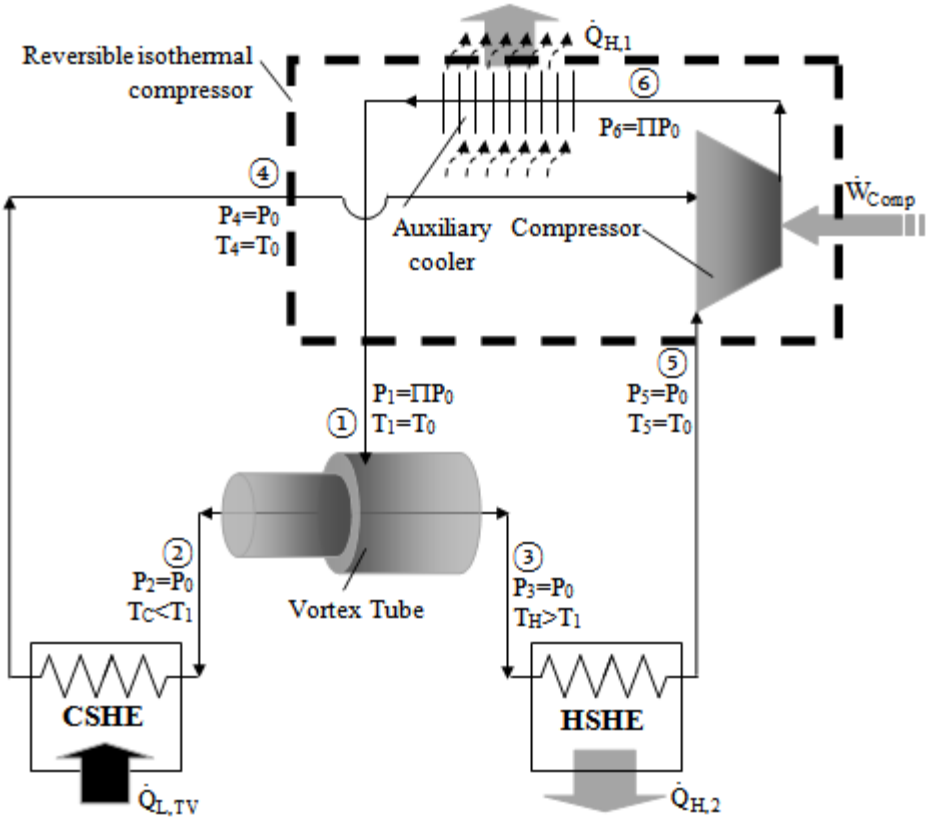


Figure 3.5 – The ensemble of the compressor and the auxiliary cooler modeled by a reversible isothermal compressor.

The ensemble of the adiabatic reversible compressor and the auxiliary cooler in Fig. 3.5, where the compression of the gas streams leaving the CSHA and the HSHE and the excess energy of the compressed gas ($\dot{Q}_{H,1}$) rejection to the surroundings occur, is modeled as an isothermal reversible compressor based on the following equations for the mass and energy balance and the Second Law of Thermodynamics:

Mass balance for the reversible isothermal compressor

$$\dot{m}_4 + \dot{m}_5 - \dot{m}_1 = 0 \tag{3.10}$$

Energy balance for the reversible isothermal compressor

$$\dot{Q}_{H,1} - \dot{W}_{comp} + \dot{m}_4 h_{g,4} + \dot{m}_5 h_{g,5} - \dot{m}_1 h_{g,1} = 0 \tag{3.11}$$

Entropy generation for the reversible isothermal compressor

$$\dot{S}_{ger_Comp} = \dot{m}_1 s_{g,1} - \dot{m}_4 s_{g,4} - \dot{m}_5 s_{g,5} - \dot{Q}_{H,1} / T_0 = 0 \tag{3.12}$$

with, $\dot{m}_1$, $\dot{m}_2 = \dot{m}_C$ and $\dot{m}_3 = \dot{m}_H$ representing the mass flow rate of compressed gas at high pressure at the inlet of the RHVT, mass flow rate of the cold and respectively hot gas leaving the RHVT. In Equations (3.1) - (3.12) h_g and s_g represent the specific enthalpy and entropy of compressed gas, and $\dot{S}_{ger_RHVT} \geq 0$ is the entropy generation during the RHVT operation.

Modeling of the ensemble of the adiabatic reversible compressor and the auxiliary cooler through an isothermal reversible compressor has been suggested by a hypothesis on the existence of some kinetic type mechanism that triggers the energy separation process when a forced vortex is created by the compressed air entering the RHVT through the nozzles (Stanescu, 2012b).

Equation (3.1) is guaranteed since the relationship between the cold gas mass flow and the total mass flow of compressed gas entering the RHVT (μ_C) is used as a control variable and by considering $\dot{m}_3 / \dot{m}_1 = 1 - \mu_C$. Now, by combining terms in Eqs. (3.2), (3.3), (3.5), (3.11) and (3.12) we write

$$(h_{g,1} - h_{g,3}) - \mu_C (h_{g,2} - h_{g,3}) = 0 \tag{3.13}$$

$$(s_{g,1} - s_{g,3}) - \mu_C (s_{g,2} - s_{g,3}) + \dot{S}_{ger_RHVT} / \dot{m}_1 = 0 \tag{3.14}$$

$$\dot{Q}_{L,TV}/\dot{m}_1 + \mu_C\left(h_{g,2} - h_{g,4}\right) = 0 \tag{3.15}$$

$$\dot{Q}_{H,1}/\dot{m}_1 - \dot{W}_{comp}/\dot{m}_1 + \mu_C h_{g,4} + (1-\mu_C)h_{g,5} - h_{g,1} = 0 \tag{3.16}$$

$$\left(\dot{Q}_{H,1}/\dot{m}_1\right)/T_0 + \mu_C s_{g,4} + (1-\mu_C)s_{g,5} - s_{g,1} = 0 \tag{3.17}$$

Since the relative efficiency η_{II}, or utilization factor, of the RHVT is calculated taking into account only the physical exergy of the compressed gas:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}_W}{\left(\dot{E}_W\right)_{rev}} = 1 - \frac{T_0 \dot{S}_{ger_RHVT}}{\dot{m}_1 R_g T_1 \ln(P_1/P_2)} \tag{3.18}$$

the specific entropy generation is given by

$$\dot{S}_{ger_RHVT}/\dot{m}_1 = (1-\eta_{II})R_g \ln(\Pi) \tag{3.19}$$

where $\dot{W}_{lost} = T_0 \dot{S}_{ger_RHVT}$ represents the RHVT rate of exergy destruction, R_g is the constant of the compressed gas when considered a perfect gas, $T_0 = T_1$ are the ambient temperature and temperature of compressed gas entering the RHVT, $P_1 = \Pi P_0$ and $P_2 = P_3 = P_0$ are the compressed gas pressure and the cold gas pressure.

By evaluating the quantities in parentheses based on $dh_g = c_{g,p}dT$ and $ds_g = c_{g,p}dT/T - R_g dP/P$, Eqs. (3.13) – (3.17) may be rewritten as follows:

$$\mu_C \bar{T}_C + (1-\mu_C)\bar{T}_H = 1 \tag{3.20}$$

$$\mu_C \ln(\bar{T}_C) + (1-\mu_C)\ln(\bar{T}_H) = (1-k)\eta_{II}\ln(\Pi)/k \tag{3.21}$$

$$q_{L,TV} = \mu_C c_{g,p} T_0 \left(1 - \bar{T}_C\right) \tag{3.22}$$

$$q_{H,1} = w_{comp} = -R_g T_0 \ln(\Pi) \tag{3.24}$$

$$q_{H,1}/T_0 = -R_g \ln(\Pi) \tag{3.25}$$

where the dimensionless temperatures $\bar{T}_C = \bar{T}_2$ and $\bar{T}_H = \bar{T}_3$ are calculated based on $\bar{T} = T/T_0$, k is the adiabatic exponent of the compressed gas and $\Pi = P_1/P_2 = P_1/P_3$.

Dividing term by term the Eqs. (3.20) and (3.21) we obtain the following system of nonlinear algebraic equations whose unknowns are $X = \bar{T}_C/\bar{T}_H$, the temperature of the cold gas stream leaving the RHVT ($\bar{T}_C$), the RHVT cooling equipment specific potential for heat removing from the moist air $q_{L,TV}$ and its coefficient of performance COP:

$$X - \frac{1}{\mu_C}\Pi^{\frac{k-1}{k}\eta_{II}} X^{\mu_C} + \frac{1-\mu_C}{\mu_C} = 0 \tag{3.26}$$

$$\bar{T}_C = X/(1-\mu_C + X\mu_C) \tag{3.27}$$

$$q_{L,TV} = \mu_C c_{g,p} T_0 (1-\bar{T}_C) \tag{3.28}$$

$$COP = \frac{q_{L,TV}}{|w_{comp}|} = \frac{k(1-\bar{T}_C)\mu_C}{(k-1)\ln\Pi} \tag{3.29}$$

Eq. (3.29) has been deduced assuming the constant value $c_{g,p} = kR_g/(k-1)$ for the specific heat of the gas at constant pressure.

3.4 NUMERICAL RESULTS

Based on already published experimental results (Farzaneh and Kargaran, 2010), the calculation of the performance of the RHVT cooling equipment for air moisture removal is done by considering the relative efficiency of the RHVT within a narrow band $0.01 \le \eta_{II} \le 0.05$ and for various compression ratios $1.5 \le \Pi \le 7$.

First step in calculating the temperature of the cold gas stream leaving the RHVT ($\bar{T}_C$), the RHVT cooling equipment specific potential for heat removing from the moist air $q_{L,TV}$ and its coefficient of performance COP is the resolution of Eq. (3.26). By considering the following function

$$f(X) = X - \frac{1}{\mu_C}\Pi^{\frac{k-1}{k}\eta_{II}} X^{\mu_C} + \frac{1-\mu_C}{\mu_C} \tag{3.30}$$

the Newton's method is been employed to solve numerically Eq. (3.26) for each set of parameters η_{II} and Π accordingly to

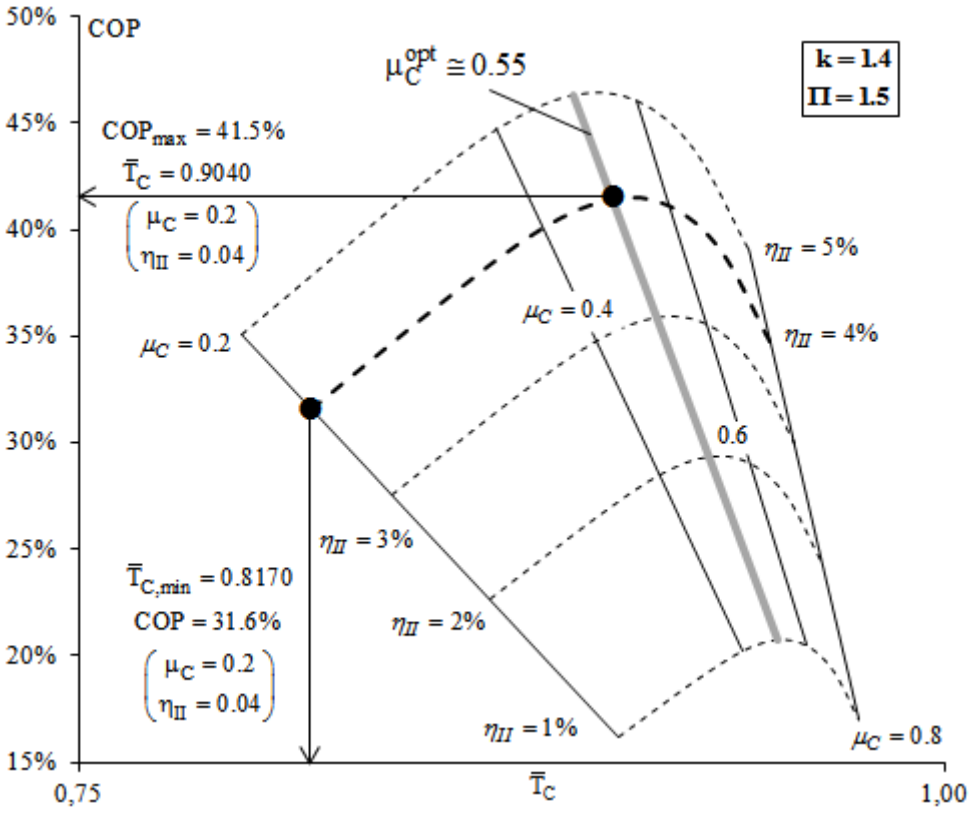


Figure 3.6 – Variation of the performance coefficient and the cold gas stream temperature as a function of the ratio between the cold gas mass flow rate and the compressed gas mass flow rate and of the RHVT utilization factor (along the solid lines the μ_C numerical value is constant while the dotted lines are for constant η_{II})

$$X_{n+1} = X_n - \frac{f(X_n)}{f'(X_n)} = \left(1 - \frac{1}{\mu_C}\right) \frac{1 - \Pi^{\frac{k-1}{k}\eta_{II}} X_n^{\mu_C}}{1 - \Pi^{\frac{k-1}{k}\eta_{II}} X_n^{\mu_C - 1}} \tag{3.31}$$

Based on Equation (3.31) the iterative calculation is developed until the condition $\left|(X_{n+1} - X_n)/X_{n+1}\right| \leq 10^{-5}$ is satisfied. The X´s last calculated value X_{n+1} is considered the solution and then used to evaluate $\bar{T}_C = X_{n+1}/(1 - \mu_C + X_{n+1}\mu_C)$, $q_{L,TV}$ and the coefficient of performance COP.

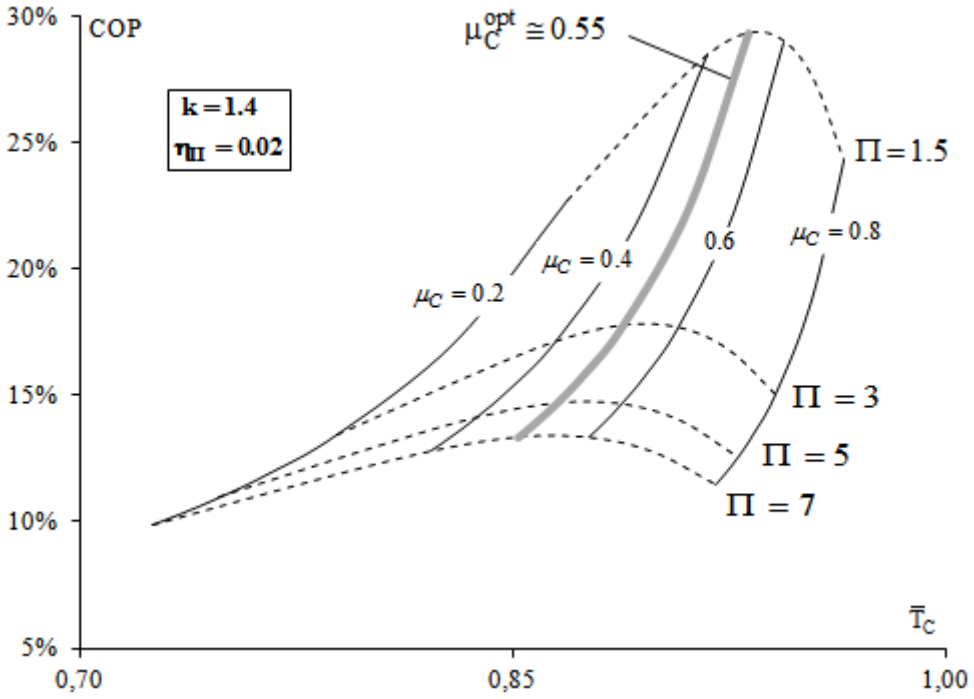
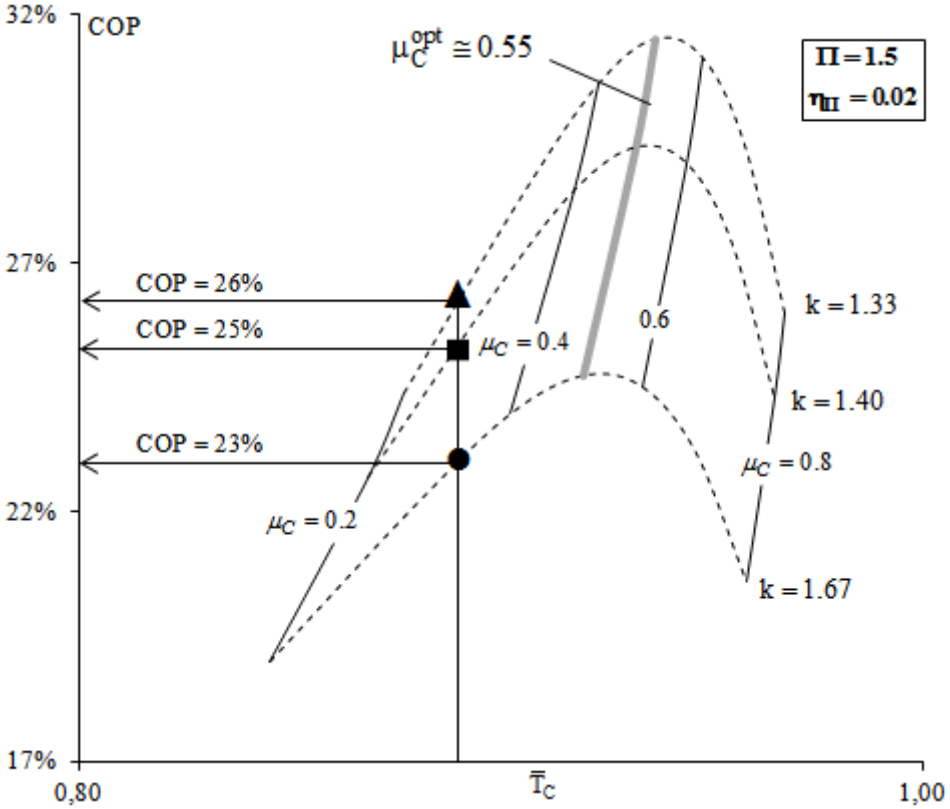
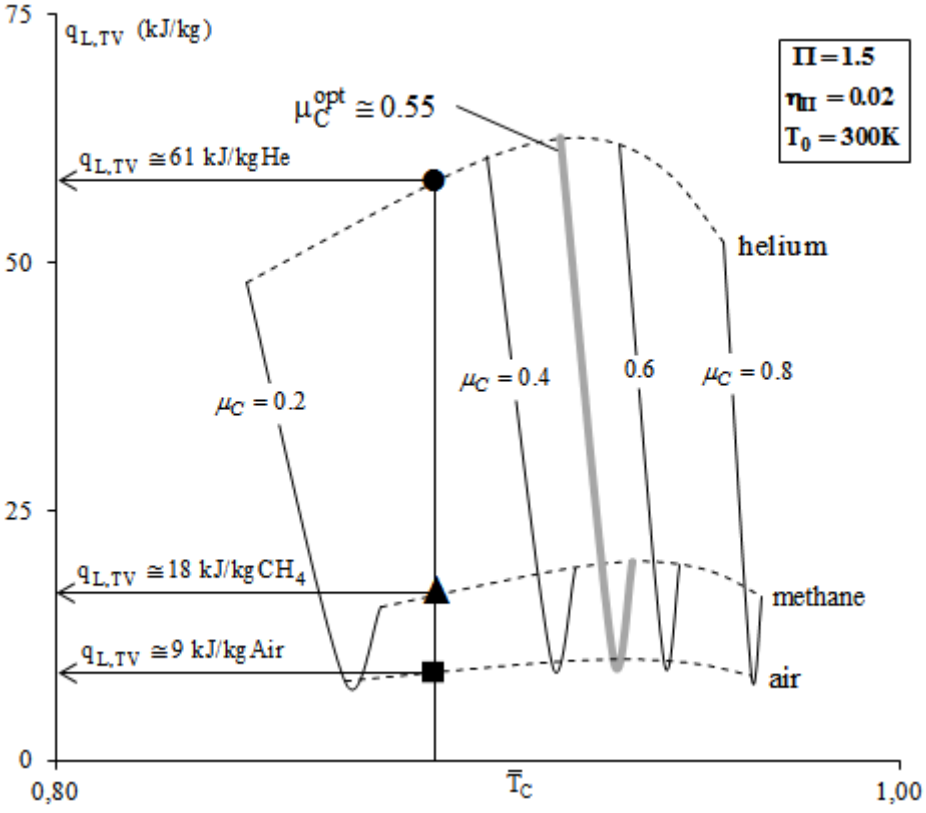


Figure 3.7 – Variation of the performance coefficient and the cold gas stream temperature as a function of the ratio between the cold gas mass flow rate and the compressed gas mass flow rate and of the compression ratio (along the solid lines the μ_C numerical value is constant while the dotted lines are for constant Π.)

As shown in Figure 3.6, based on this algorithm it may be identified the optimal functioning regimes of the RHVT cooling equipment when it is either maximized its coefficient of performance COP_{max} or minimized the temperature of the cold gas stream leaving the RHVT ($\bar{T}_{C,min}$). It is worth noting in Fig. 3.6 that there is an optimal value $\mu_C^{opt} \cong 0.55$ that maximizes the COP regardless of the utilization factor value.



(a)



(b)

Figure 3.8 – The COP, specific cooling potential and $\bar{T}_C$ variations with the ratio between the cold gas mass flow rate and the compressed gas mass flow rate and the gas type (solid lines are for constant μ_C, dotted lines are for (a) constant k and (b) for constant gas sort).

Figure 3.6 shows also that the performance coefficient (COP) increases with the increase of the utilization factor value, while simultaneously the minimum temperature of the cold gas stream leaving the RHVT diminishes.

Variations of the performance coefficient (COP) and of the cold gas stream temperature ($\bar{T}_C$) shown in Figure 3.7 disclose the same tendencies since both, the performance coefficient (COP) and the minimum temperature of the cold gas stream ($\bar{T}_C, \min$) diminish with the increase of the compression ratio. There is also evident in Fig. 3.7 the optimal value $\mu_C^{opt} \cong 0.55$ that maximizes the performance coefficient (COP) regardless of the compression ratio Π numerical value.

Although the results presented in Figure 3.8a suggest better performance of polyatomic gases (k = 1.33) in terms of efficiency, a careful analysis of the quantitative aspects is needed when developing practical applications. Thus, in Figure 3.8b it is worth noting that, in absolute value, when compared to the air or the methane, the helium gas (k = 1.67) may remove more than three times more heat from the atmospheric air whose moisture must be reduced. By keeping in a closed loop the gas circuit that feeds the RHVT it is possible to consider the employment of a diversity of different gases in RHVT cooling equipments for certain practical applications such as for laser cooling or for wasted pressure energy recovering.

3.5 CONCLUSIONS

Seeking to evaluate the feasibility of using the RHVT equipments for cooling atmospheric air below the dew point to reduce its moisture content by liquefying part of the contained water vapor, the numerical results demonstrate the feasibility of this idea. For a situation of the most common in this type of application ($k = 1.4$ - air for instance, $\Pi = 1.5$ - typical value for recovering the wasted pressure energy, $\eta_{II} = 1\%$ - the lowest experimentally determined value available in the literature), the calculated temperature of the cold gas stream is $-7^0 C \le T_C \le 18^0 C$, clearly indicating the possibility for atmospheric air processing with virtually any dew point temperature and with $COP \cong 20\%$.

Albeit the numerical values of RHVT cooling equipment COP are not too high, since the RHVT may help for recovering wasted pressure energy whose cost is almost zero, may increase the interest for its industrial use focused on the primary energy cost reduction.

It is expected that a combination of the evaporative cooling equipments, whose efficiency is very high, with the RHVT cooling equipment may provide operation in conjunction with high enough values of efficiency.

4. RESFRIAMENTO EVAPORATIVO INDIRETO COM USO DA TECNOLOGIA DO TUBO VORTEX

4.1 INTRODUÇÃO

Neste capitulo avalia-se o potencial de aumento da eficiência energética em equipamentos para resfriamento evaporativo indireto e a viabilidade de seu funcionamento com base na recuperação de energia residual de efluentes gasosos pressurizados (waste pressure energy).

De um grande número de processos industriais resultam efluentes pressurizados. Formas mais comum desses efluentes são: os gases de escapamento sobre pressão, vapor, ar comprimido de purga e água quente pressurizada (Nimbalkar, 2009). Quando as taxas de fluxo de massa são importantes, a energia residual desses efluentes acaba sendo interessante inclusive para aqueles de baixas pressões. A tecnologia do Tubo Vortex é atualmente considerada por vários autores a melhor tecnologia disponível para recuperação da energia residual dos efluentes gasosos em baixa pressão (Nimbalkar, 2009, Nimbalkar e Muller, 2009). Resultados de estudos experimentais desenvolvidos pelo Arslan (2002) mostraram a viabilidade do uso da tecnologia do Tubo Vortex para o reaproveitamento dessa energia residual para fins de arrefecimento e aquecimento.

O resfriamento evaporativo direto ocorre quando uma parte da energia interna de uma corrente de ar é removida e utilizada como entalpia de vaporização de água líquida, cujo vapor resultante se mistura na corrente de ar, provocando assim a diminuição da temperatura da mistura gasosa resultante (ar úmido). Quando há remoção de calor de um corpo externo ao volume de controle onde ocorrem os processos de vaporização de água líquida em contato com uma corrente de ar e mistura do vapor resultante com o ar, o processo de resfriamento do corpo externo é chamado de resfriamento evaporativo indireto.

O principal obstáculo que dificulta a adoção de sistemas de resfriamento evaporativo é representado pelo valor mínimo da temperatura que pode ser obtida durante o processo, chamada temperatura de saturação adiabática, cujo valor depende das características do ar ambiente. É impossível do ponto de vista conceitual realizar uma redução maior da temperatura somente através de resfriamento evaporativo.

Visando superar esta dificuldade, apresenta-se neste capitulo uma configuração

física de um sistema equipado com Tubo Vortex, para resfriamento evaporativo indireto com temperaturas abaixo da temperatura de saturação adiabática e, se necessário, abaixo do ponto de orvalho.

Uma análise dos processos termodinâmicos é realizada com base nas leis de conservação de massa e energia. O valor mínimo de temperatura possível de ser realizado, o fluxo térmico associado ao processo de resfriamento e o consumo de água são determinados em função da temperatura e da umidade relativa do ar atmosférico, enquanto a geração de entropia é avaliada para certificar a consistência dos resultados numéricos.

Resultados numéricos indicando um potencial elevado em termos de eficiência energética são determinados com base na modelagem proposta e também algumas novas ideias são apresentadas para aperfeiçoamento de tecnologias de resfriamento evaporativo.

4.2 SISTEMA DE RESFRIAMENTO EVAPORATIVO INDIRETO COM TUBO VORTEX

4.2.1 Modelagem física

Como já mencionado, o principal obstáculo contra adoção dos sistemas de resfriamento evaporativo em grande escala é representado pelo valor mínimo da temperatura de processo limitado pela temperatura de saturação adiabática, T_{sat_ad}, cujo valor depende de P_0, T_0 e ϕ_0.

Como é impossível do ponto de vista conceitual realizar uma redução maior da temperatura somente através de resfriamento evaporativo, o novo sistema equipado com Tubo Vortex reduz a temperatura mínima do processo até valores na faixa $T_{PO} < T_{10'} < T_{sat_ad}$ através de uma combinação de resfriamento evaporativo e remoção simultânea de calor (Fig. 4.1a). Como mostrado na Fig. 4.1b, no novo sistema equipado com Tubo Vortex, temperaturas mínimas abaixo da temperatura do ponto de orvalho, $T_{10''} < T_{PO}$, são obtidas por remoção de calor e liquefação parcial do conteúdo de vapor d´água no ar.

Figura 4.2 apresenta a configuração física do novo sistema equipado com Tubo Vortex para resfriamento evaporativo indireto com temperaturas abaixo de T_{sat_ad}. A diminuição da temperatura até o valor mínimo é realizada fisicamente nesta nova configuração num trocador de calor (TCLF) atravessado pelo gás em baixa temperatura (T_C) fornecido pelo Tubo Vortex ($T_C < T_{10''} < T_{PO} < T_{10'} < T_{sat_ad}$).

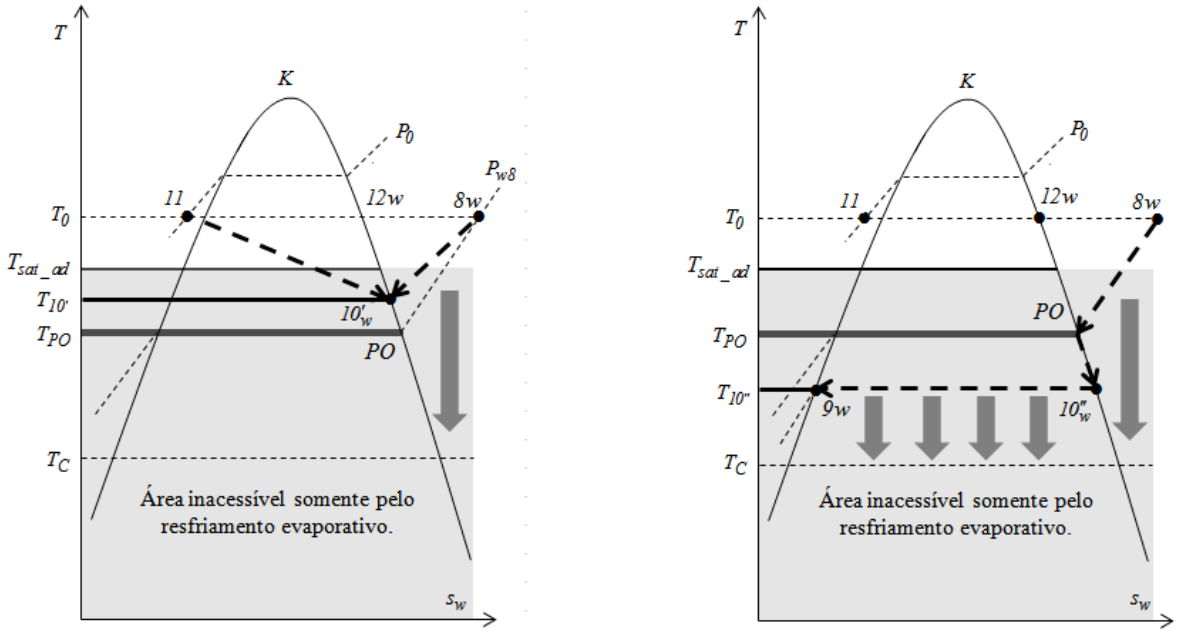


Figura 4.1 – Diagrama $T-s_w$ da água mostrando os processos termodinâmicos que ocorrem no sistema para resfriamento evaporativo indireto equipado com Tubo Vortex funcionando com temperatura mínima na faixa $T_{PO}<T_{10'}<T_{sat_ad}$ (a) e com temperatura mínima abaixo do ponto de orvalho $T_{10''}<T_{PO}$ (b).

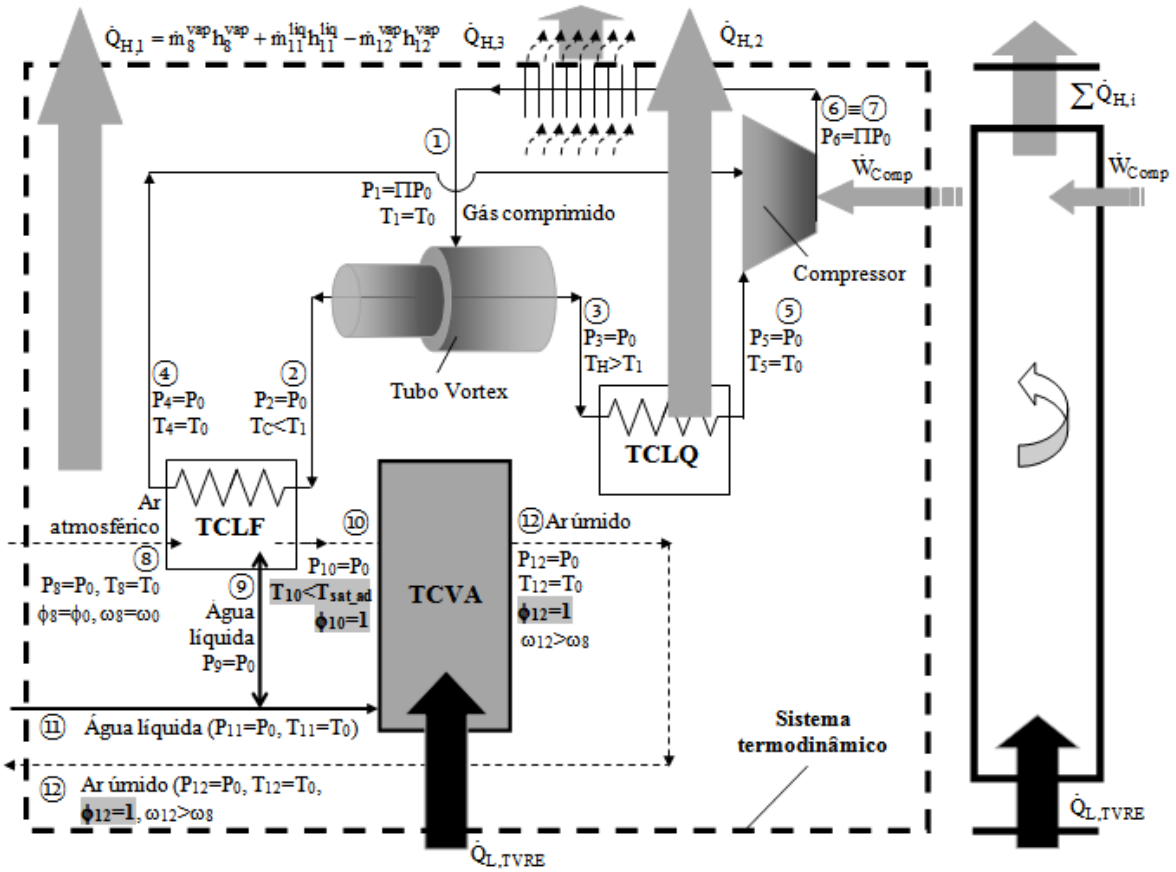


Figura 4.2 – Sistema equipado com Tubo Vortex para resfriamento evaporativo indireto com temperaturas abaixo da temperatura de saturação adiabática do ar atmosférico.

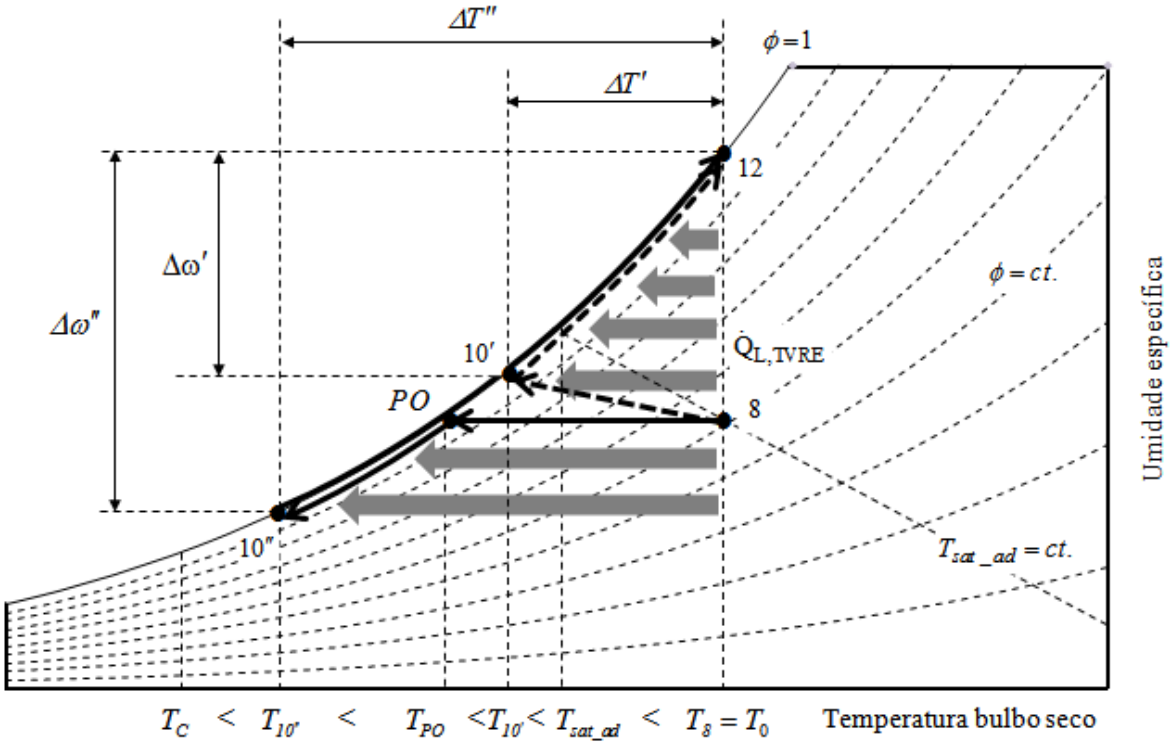


Figura 4.3 – Carta psicrométrica mostrando os processos termodinâmicos durante o resfriamento evaporativo indireto em sistema equipado com Tubo Vortex funcionando com temperatura mínima entre a de saturação adiabática e temperatura do ponto de orvalho (linha pontilhada) e com temperatura mínima abaixo do ponto de orvalho (linha continua).

As duas sequências de processos termodinâmicos na Figura 4.3 explicam o funcionamento do novo equipamento para resfriamento evaporativo indireto equipado com Tubo Vortex em regime com temperatura mínima entre a temperatura de saturação adiabática e temperatura do ponto de orvalho ($8-10'-12$) e com temperatura mínima abaixo do ponto de orvalho ($8-PO-10''-12$).

Pode ser observada na carta psicrométrica a diferença entre os processos físicos para a obtenção da temperatura mínima de processo. No caso de funcionamento com temperatura mínima de processo na faixa $T_{PO} < T_{10'} < T_{sat_ad}$ a diminuição da temperatura inicial do ar ($T_0 = T_8 \rightarrow T_{10'} < T_{sat_ad}$) é realizada parcialmente por remoção de calor no TCLF e, simultaneamente, pelo uso de uma parte da energia interna do ar como entalpia de vaporização da água liquida injetada à temperatura T_0 e pressão P_0 (estado 9). Este processo ($8-10'$) é acompanhado de um aumento do conteúdo de vapor d'água no ar ($\omega_{10'} > \omega_8$). A remoção de calor no TCLF é provocada pela interação térmica com o gás frio fornecido pelo Tubo Vortex à temperatura $T_C < T_{PO}$.

Enquanto isso, durante o funcionamento do novo refrigerador evaporativo equipado

com Tubo Vortex com temperaturas mínimas abaixo do ponto de orvalho, o processo de remoção de calor no TCLF ocorre até que parte do teor de vapor de água existente no ar condensa-se. Como a temperatura do gás frio fornecido pelo Tubo Vortex é menor que a temperatura do ponto de orvalho, $T_C < T_{10''} < T_{PO}$, a regulagem das vazões mássicas no TCLF permitiria reduzir temperatura do ar até T_C. Como neste caso a temperatura na saída do TCLF é abaixo da temperatura do ponto de orvalho, o processo de resfriamento interno (processo $8 - PO - 10''$) é acompanhado por uma redução da umidade específica do ar ($\omega_{10''} < \omega_8$).

A remoção do fluxo térmico $\dot{Q}_{L,TVRE}$ de um corpo externo a ser resfriado ocorre após essa primeira fase quando se atinge a temperatura mínima de processo, e é desenvolvida no volume de controle TCVA que é um trocador de calor com vaporização de água. Os dois processos, $10' - 12$ e $10'' - 12$ respectivamente, são processos de aquecimento isobárico da mistura de ar – vapor d'água ao longo da curva de saturação. Como pode ser observado na Figura. 4.3, a variação da umidade específica é maior durante aquecimento $10'' - 12$ ($\Delta\omega'' > \Delta\omega'$), indicando que $q''_{L,TVRE} > q'_{L,TVRE}$.

4.2.2 Modelagem matemática

O modelo matemático para estudo e avaliação de desempenho do equipamento para resfriamento evaporativo indireto em sistema equipado com Tubo Vortex é desenvolvido com base nas leis de conservação de massa e energia e na segunda lei da termodinâmica, aplicadas aos volumes de controle na Figura 4.2.

O problema consiste em determinar as principais características do funcionamento do equipamento para resfriamento evaporativo indireto equipado com Tubo Vortex como: o coeficiente de eficácia $COP = \dot{Q}_{L,TVRE} / (-\dot{W}_{Comp})$, temperatura mínima no processo, carga térmica específica $q_{L,TVRE} = \dot{Q}_{L,TVRE} / \dot{m}_{a,8}$, consumo específico de água e de gás comprimido no Tubo Vortex, $\Delta\omega$ e $\tilde{m}_{g,1} = \dot{m}_{g,1} / \dot{m}_{a,8}$.

O monitoramento da geração de entropia é realizado através da segunda lei da termodinâmica nos volumes de controle associados ao Tubo Vortex e os dois trocadores de calor TCLF e TCVA para conferir o realismo dos resultados obtidos, enquanto o conjunto compressor - resfriador auxiliar é modelado como um compressor isotérmico reversível como mostrado na Figura 3.5.

As seguintes hipóteses foram consideradas também para formatar do ponto de vista analítico o sistema de equações algébricas (4.1) – (4.12):

- regime permanente de funcionamento;
- Tubo Vortex é alimentado em circuito fechado com ar seco considerado gás perfeito;
- todas as interações por transferência de massa e energia com o ambiente ocorrem à temperatura T_0;
- os escoamentos nos trocadores de calor TCLF e TCVA ocorrem sem perda de pressão total (isobáricos);
- ar úmido na saída dos dois volumes de controle (TCLF e TCVA) apresenta umidade relativa 100%;
- temperatura do ar úmido na saída do TCVA é igual à temperatura T_0;
- o trocador de calor TCLF é adiabático;
- são consideradas desprezíveis as variações de energia cinética e potencial em nível macroscópico nos dois volumes de controle;
- o modelo de Dalton é utilizado para caracterizar comportamento dos componentes da mistura gasosa de ar e vapor de água;
- equilíbrio termodinâmico instantâneo entre o ar e vapor d'água;
- os processos de mudança de fase ocorrem em função da pressão parcial do vapor de água na mistura.

Conservação de massa para o gás no TV

$$\dot{m}_{g,1} - \dot{m}_{g,2} - \dot{m}_{g,3} = 0 \tag{4.1}$$

Conservação de energia no TV

$$\dot{m}_{g,1} h_{g,1} - \dot{m}_{g,2} h_{g,2} - \dot{m}_{g,3} h_{g,3} = 0 \tag{4.2}$$

Geração de entropia no TV

$$\dot{m}_{g,1} s_{g,1} - \dot{m}_{g,2} s_{g,2} - \dot{m}_{g,3} s_{g,3} + \dot{S}_{ger_TV} = 0 \tag{4.3}$$

Conservação de massa no TCLF

$$\dot{m}_{g,2} - \dot{m}_{g,4} = 0 \tag{4.4}$$

$$\dot{m}_{a,8} - \dot{m}_{a,10} = 0 \tag{4.5}$$

$$\dot{m}_{w,8} + \dot{m}_{w,9}^{TCLF} - \dot{m}_{w,10'} = 0 \tag{4.6a}$$

$$\dot{m}_{w,8} - \dot{m}_{w,9}^{TCLF} - \dot{m}_{w,10''} = 0 \tag{4.6b}$$

Conservação de energia no TCLF

$$\dot{m}_{g,2}h_{g,2} + \dot{m}_{a,8}h_{a,8} + \dot{m}_{w,8}h_{w,8} - \dot{m}_{g,4}h_{g,4} + \dot{m}_{w,9}^{TCLF}h_{w,0}^{liq} - \dot{m}_{a,10'}h_{a,10'} - \dot{m}_{w,10'}h_{w,10'} = 0 \tag{4.7a}$$

$$\dot{m}_{g,2}h_{g,2} + \dot{m}_{a,8}h_{a,8} + \dot{m}_{w,8}h_{w,8} - \dot{m}_{g,4}h_{g,4} - \dot{m}_{w,9}^{TCLF}h_{w,9} - \dot{m}_{a,10''}h_{a,10''} - \dot{m}_{w,10''}h_{w,10''} = 0 \tag{4.7b}$$

Geração de entropia no TCLF

$$\dot{m}_{g,2}s_{g,2} + \dot{m}_{a,8}s_{a,8} + \dot{m}_{w,8}s_{w,8} - \dot{m}_{g,4}s_{g,4} + \dot{m}_{w,9}^{TCLF}s_{w,0}^{liq} - \dot{m}_{a,10'}s_{a,10'} - \dot{m}_{w,10'}s_{w,10'} + \dot{S}'_{ger_TCLF} = 0 \tag{4.8a}$$

$$\dot{m}_{g,2}s_{g,2} + \dot{m}_{a,8}s_{a,8} + \dot{m}_{w,8}s_{w,8} - \dot{m}_{g,4}s_{g,4} - \dot{m}_{w,9}^{TCLF}s_{w,9} - \dot{m}_{a,10''}s_{a,10''} - \dot{m}_{w,10''}s_{w,10''} + \dot{S}''_{ger_TCLF} = 0 \tag{4.8b}$$

Conservação de massa para o ar seco e água no TCVA

$$\dot{m}_{a,10} - \dot{m}_{a,12} = 0 \tag{4.9}$$

$$\dot{m}_{w,10'} + \dot{m}_{w,11}^{TCVA} - \dot{m}_{w,12} = 0 \tag{4.10a}$$

$$\dot{m}_{w,9}^{TCLF} + \dot{m}_{w,10''} + \dot{m}_{w,11}^{TCVA} - \dot{m}_{w,12} = 0 \tag{4.10b}$$

Conservação de energia no TCVA

$$\dot{Q}'_{L,TVRE} + \dot{m}_{a,10'} h_{a,10'} + \dot{m}_{w,10'} h_{w,10'} + \dot{m}_{w,11}^{TCVA} h_{w,11} - \dot{m}_{a,12} h_{a,12} - \dot{m}_{w,12} h_{w,12} = 0 \qquad (4.11a)$$

$$\dot{Q}''_{L,TVRE} + \dot{m}_{w,9}^{TCLF} h_{w,9} + \dot{m}_{a,10''} h_{a,10''} + \dot{m}_{w,10''} h_{w,10''} + \dot{m}_{w,11}^{TCVA} h_{w,11} - \dot{m}_{a,12} h_{a,12} - \dot{m}_{w,12} h_{w,12} = 0 \qquad (4.11b)$$

Geração de entropia no TCVA

$$\frac{\dot{Q}'_{L,TVRE}}{T_0} + \dot{m}_{a,10'} s_{a,10'} + \dot{m}_{w,10'} s_{w,10'} + \dot{m}_{w,11}^{TCVA} s_{w,11} - \dot{m}_{a,12} s_{a,12} - \dot{m}_{w,12} s_{w,12} + \dot{S}'_{ger_TCVA} = 0 \qquad (4.12a)$$

$$\frac{\dot{Q}''_{L,TVRE}}{T_0} + \dot{m}_{w,9}^{TCLF} s_{w,9} + \dot{m}_{a,10''} s_{a,10''} + \dot{m}_{w,10''} s_{w,10''} + \dot{m}_{w,11}^{TCVA} s_{w,11} - \dot{m}_{a,12} s_{a,12} - \dot{m}_{w,12} s_{w,12} + \dot{S}''_{ger_TCVA} = 0 \qquad (4.12b)$$

As equações acima identificadas com letra (a) descrevem funcionamento do novo sistema com temperatura mínima entre a de saturação adiabática e temperatura do ponto de orvalho e aquelas identificadas com letra (b) funcionamento com temperatura mínima abaixo do ponto de orvalho.

4.3 RESULTADOS NUMÉRICOS

A solução numérica do sistema algébrico anterior foi desenvolvida considerando vazões mássicas adimensionais conforme $\tilde{m} = \dot{m} / \dot{m}_a$. O calculo das variações da entalpia e da entropia especifica do ar seco é baseado nas equações para o gás perfeito: $dh = c_p dT$ e $ds = c_p (dT/T) - R(dP/P)$, onde $c_{p,a} = 1003{,}5$ J/(kgK) e $R_a = 287$ J/ (kgK) representam o calor específico à pressão constante e a constante do ar. Entalpia e entropia específicas da água são calculadas considerando os valores característicos nas curvas de líquido e vapor saturado (Bejan, 1997).

Quando caracterizar o regime de funcionamento do Tubo Vortex pela razão entre a vazão de gás frio e a vazão total de gás fornecido pelo compressor $\mu_C = \dot{m}_{g,2} / \dot{m}_{g,1}$, combinando os termos nas Equações (4.2) e (4.3) e considerando o fator de utilização η_{II} do Tubo Vortex apresentado no Capitulo 3, o sistema algébrico apresentado anteriormente

pode ser reescrito na seguinte forma:

$$X - \frac{1}{\mu_C} \Pi^{\frac{k-1}{k}\eta_{II}} X^{\mu_C} + \frac{1-\mu_C}{\mu_C} = 0 \tag{4.13}$$

$$T_2 = T_C = XT_0 / \left(1 - \mu_C + X\,\mu_C\right) \tag{4.14}$$

$$T_3 = T_H = T_0 / \left(1 - \mu_C + X\,\mu_C\right) \tag{4.15}$$

$$s'_{ger_TV} = \tilde{m}'_{g,1}\left[\mu_C s_{g,2} + \left(1-\mu_C\right)s_{g,3} - s_{g,1}\right] \tag{4.16a}$$

$$s''_{ger_TV} = \tilde{m}''_{g,1}\left[\mu_C s_{g,2} + \left(1-\mu_C\right)s_{g,3} - s_{g,1}\right] \tag{4.16b}$$

$$\tilde{m}_{w,9}^{TCLF} = \omega_{10'} - \omega_8 \tag{4.17a}$$

$$\tilde{m}_{w,9}^{TCLF} = \omega_8 - \omega_{10''} \tag{4.17b}$$

$$\mu_C \tilde{m}'_{g,1}\left(h_{g,2} - h_{g,4}\right) + \left(h_{a,8} - h_{a,10'}\right) + \left(\omega_8 h_{w,8} - \omega_{10'} h_{w,10'}\right) + \left(\omega_{10'} - \omega_8\right)h_{w,0}^{liq} = 0 \tag{4.18a}$$

$$\mu_C \tilde{m}''_{g,1}\left(h_{g,2} - h_{g,4}\right) + \left(h_{a,8} - h_{a,10''}\right) + \left(\omega_8 h_{w,8} - \omega_{10''} h_{w,10}\right) + \left(\omega_8 - \omega_{10''}\right)h_{w,9} = 0 \tag{4.18b}$$

$$s'_{ger_TCLF} = \mu_C \tilde{m}'_{g,1}\left(s_{g,4} - s_{g,2}\right) + \left(s_{a,10'} - s_{a,8}\right) + \left(\omega_{10'} s_{w,10'} - \omega_8 s_{w,8}\right) - \left(\omega_{10'} - \omega_8\right)s_{w,0}^{liq} \tag{4.19a}$$

$$s''_{ger_TCLF} = \mu_C \tilde{m}''_{g,1}\left(s_{g,4} - s_{g,2}\right) + \left(s_{a,10''} - s_{a,8}\right) + \left(\omega_{10''} s_{w,10''} - \omega_8 s_{w,8}\right) - \left(\omega_8 - \omega_{10''}\right)s_{w,9} \tag{4.19a}$$

$$\tilde{m}_{w,11}^{TCVA} = \omega_{12} - \omega_{10'} \tag{4.20a}$$

$$\tilde{m}_{w,11}^{TCVA} = \omega_{12} - \omega_8 \tag{4.20b}$$

$$q'_{L,TVRE} = \left(h_{a,12} - h_{a,10'}\right) + \left(\omega_{12} h_{w,12} - \omega_{10'} h_{w,10'}\right) - \left(\omega_{12} - \omega_8\right) h_{w,11} \tag{4.21a}$$

$$q''_{L,TVRE} = \left(h_{a,12} - h_{a,10''}\right) + \left(\omega_{12} h_{w,12} - \omega_{10''} h_{w,10''}\right) - \left(\omega_8 - \omega_{10''}\right) h_{w,9} - \left(\omega_{12} - \omega_8\right) h_{w,11} \tag{4.21b}$$

$$s'_{ger_TCVA} = \left(s_{a,12} - s_{a,10'}\right) + \left(\omega_{12} s_{w,12} - \omega_{10'} s_{w,10'}\right) - \left(\omega_{12} - \omega_8\right) s_{w,11} - \frac{q'_{L,TVRE}}{T_0} \tag{4.22a}$$

$$s''_{ger_TCVA} = \left(s_{a,12} - s_{a,10''}\right) + \left(\omega_{12} s_{w,12} - \omega_{10''} s_{w,10''}\right) - \left(\omega_{12} - \omega_8\right) s_{w,11} - \left(\omega_8 - \omega_{10''}\right) s_{w,9} - \frac{q''_{L,TVRE}}{T_0} \tag{4.22b}$$

$$COP = \frac{\dot{Q}_{L,TVRE}}{\left|\dot{W}_{comp}\right|} = \frac{q_{L,TVRE}}{\tilde{m}_{g,1} R_g T_0 \ln \Pi} \tag{4.23}$$

onde a umidade especifica da mistura de ar e vapor de água ω e as pressões parciais do ar e do vapor d'água são calculadas com as fórmulas:

$$\omega = 0{,}622\, \phi P_{sat}(T) \big/ \left[P - \phi P_{sat}(T)\right] \tag{4.24}$$

$$P_a = P - P_w \tag{4.25}$$

$$P_w = \phi P_{sat}(T) \tag{4.26}$$

Considerando como incógnitas $X = T_C / T_H$, $T_2 = T_C$, $T_3 = T_H$, $\tilde{m}_{g,1}$, $\tilde{m}_{w,9}^{TCLF}$, $\tilde{m}_{w,11}^{TCVA}$, ω_{10}, ω_{12}, $q_{L,TVRE}$, s_{ger_TV}, s_{ger_TCLF}, s_{ger_TCVA} e COP, o sistema de equações algébricas não lineares (4.13) – (4.26) é numericamente solucionado usando o software Interactive Thermodynamics em função dos seguintes parâmetros construtivos e funcionais: taxa de compressão $\Pi = P_1 / P_2 = P_1 / P_3$, expoente adiabático do gás fornecido ao Tubo Vortex em circuito fechado k, fator de utilização η_{II}, razão entre a vazão de gás frio e a vazão total de gás fornecido ao Tubo Vortex μ_C e temperatura mínima necessária para o processo de resfriamento do corpo externo.

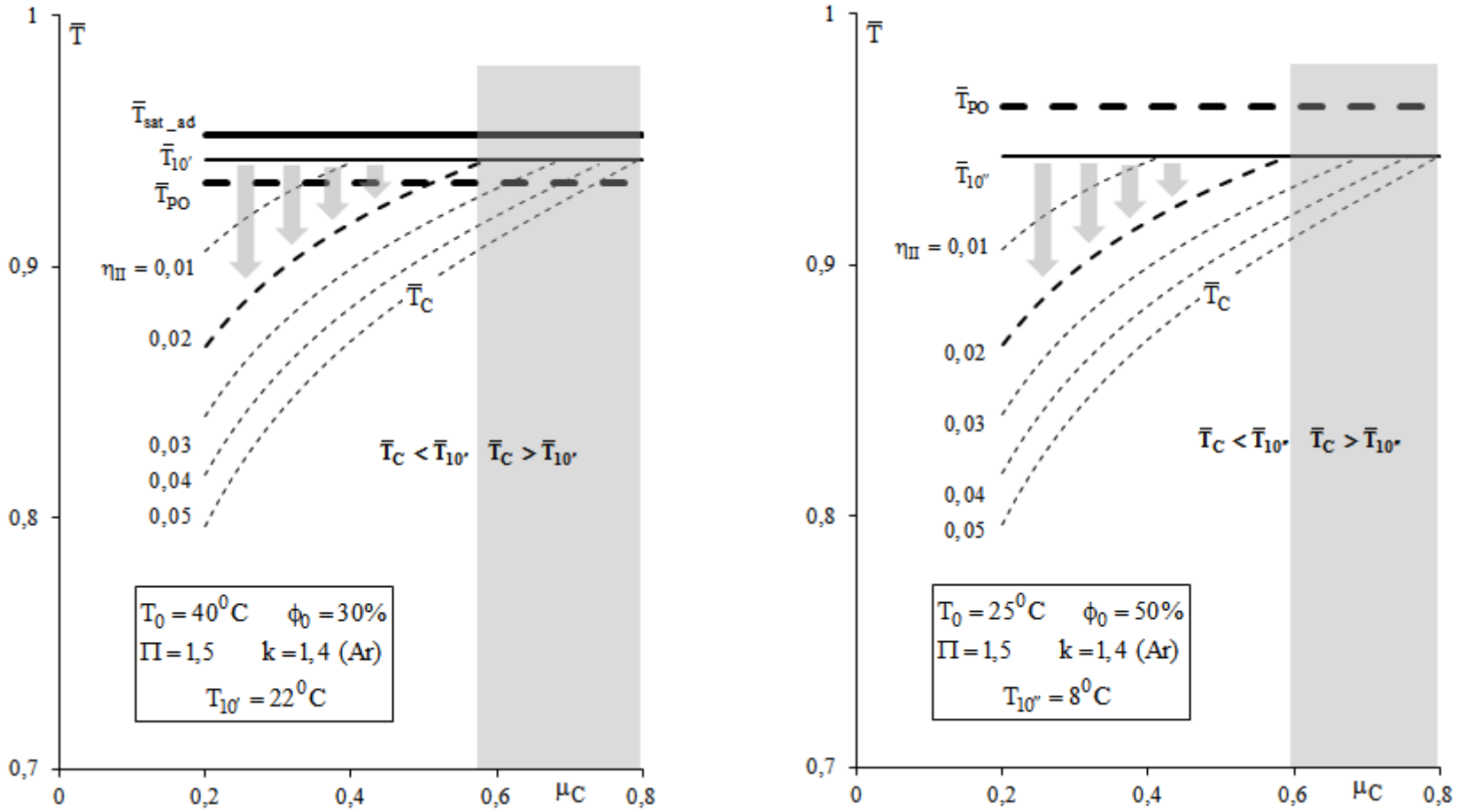


Figura 4.4 – Estudo da viabilidade do uso do resfriador evaporativo com Tubo Vortex para redução de temperatura até $T_{10'} = 22^0C$ num ambiente com o ar atmosférico a $T_0 = 40^0C$ e $\phi_0 = 30\%$ (a) e resfriamento até $T_{10''} = 8^0C$ num ambiente ar atmosférico a $T_0 = 25^0C$ e $\phi_0 = 50\%$ (b). Áreas cinza indicam regimes que tornam impossível a realização física das interações térmicas no TCLF.

Considerando os estados termodinâmicos na Figura 4.2 e fixando o valor da taxa de compressão a um valor baixo, $\Pi = 1{,}5$, compatível com a ideia de eventual recuperação de energia residual de efluentes gasosos pressurizados, inicialmente foi verificada a viabilidade do uso de um resfriador evaporativo equipado com Tubo Vortex para duas aplicações industriais: uma de tipo condicionamento de ar atmosférico quando há necessidade de redução de temperatura até $T_{10'} = 22^0 C$ num ambiente com o ar atmosférico a $T_0 = 40^0 C$ e $\phi_0 = 30\%$, e outra visando pré-resfriamento de produtos até $T_{10''} = 8^0 C$ numa indústria alimentícia com o ar atmosférico a $T_0 = 25^0 C$ e $\phi_0 = 50\%$.

Os resultados apresentados na Figura 4.4 mostram que, em função do fator de utilização η_{II}, o resfriador evaporativo equipado com Tubo Vortex operando nas condições acima especificadas, apresenta regimes de funcionamento quando pode atender os requisitos para desenvolvimento correto dos processos físicos ($\overline{T}_{PO} < \overline{T}_{10'} < \overline{T}_{sat_ad}$ ou $\overline{T}_C < \overline{T}_{10''} < \overline{T}_{PO}$). As duas áreas cinza na Figura 4.4 delimitam as faixas de valores μ_C onde o resfriador evaporativo equipado com Tubo Vortex funciona com $T_C \geq T_{10'}$ (Fig. 4.4a) ou $T_C \geq T_{10''}$ (Fig. 4.4b) tornando impossível a realização das interações térmicas no TCLF.

Pode ser observado também na Figura 4.4 que o desempenho do novo resfriador evaporativo equipado com Tubo Vortex em regimes perto de $\mu_C \cong 0.55$ atende aos requisitos tanto do processo de condicionamento de ar como do pré-resfriamento de produtos.

Visando desenvolvimento de um método simples para cálculo de desempenho de resfriadores evaporativos equipados com Tubo Vortex, e observando a possibilidade de simplificar a resolução da Eq. (4.13) quando reescrita como:

$$\left(\sqrt{X}\right)^2 - 2\Pi^{\frac{k-1}{k}\eta_{II}}\left(\sqrt{X}\right) + 1 = 0 \qquad (4.27)$$

os cálculos subsequentes serão desenvolvidos assumindo $\mu_C = 0{,}5$.

Cálculos numéricos desenvolvidos em diversas condições climáticas, considerando as duas aplicações industriais anteriormente mencionadas, mostram a viabilidade do uso de resfriadores evaporativos equipados com Tubo Vortex em condições extremas de temperatura e umidade, quando é impossível atingir as temperaturas mínimas necessárias

somente por resfriamento evaporativo.

Assim, os resultados apresentados nas Figuras 4.5a e 4.5b revelam bom desempenho dos resfriadores evaporativos equipados com Tubo Vortex numa faixa ampla de valores iniciais. Valores altos são determinados para o coeficiente de desempenho ($COP \cong 10$) quando considerar o uso do novo resfriador evaporativo equipado com Tubo Vortex em níveis de temperaturas mínimas característicos para processos de condicionamento de ar (Fig. 4.5a), confirmando a expectativa de possíveis ganhos substanciais pela economia de energia na manutenção de conforto térmico em ambientes construídos.

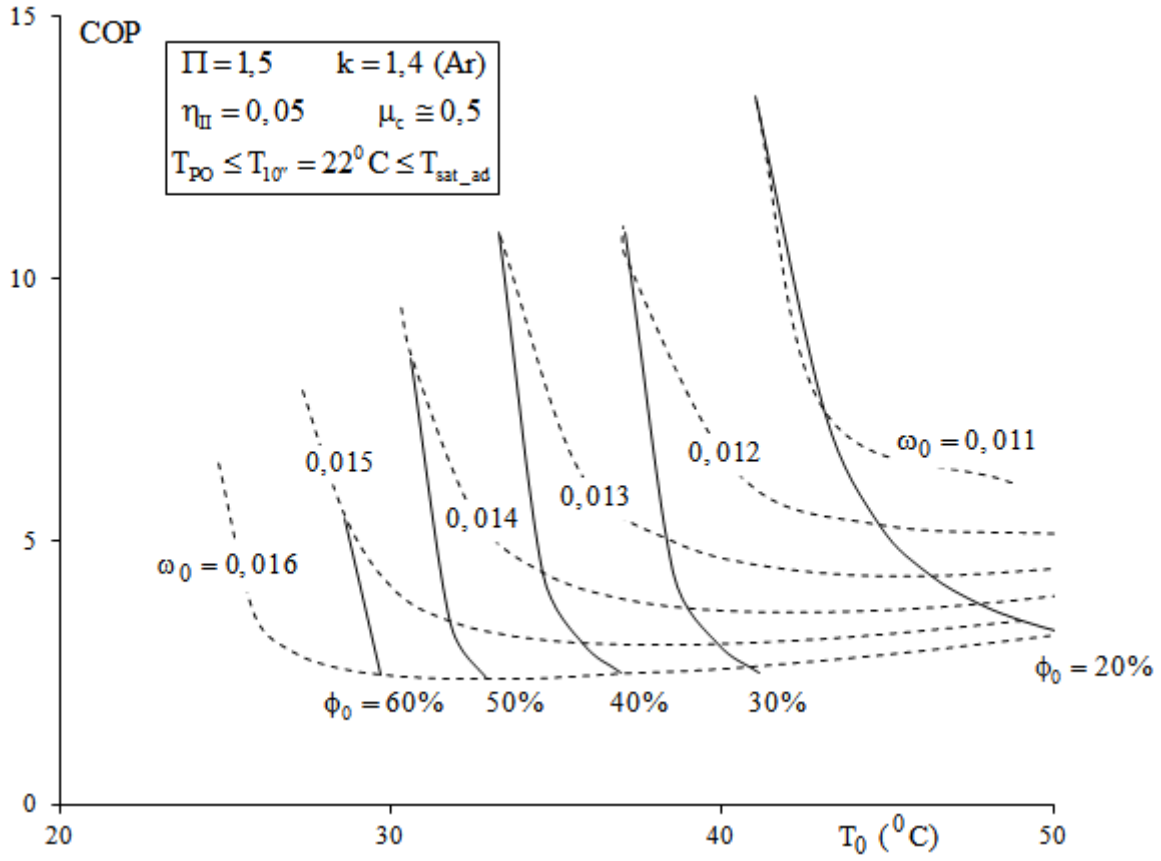


Figura 4.5a – Desempenho de resfriadores evaporativos equipados com Tubo Vortex em função da temperatura e da umidade relativa do ar atmosférico ($T_{PO} < T_{10'} < T_{sat_ad}$).

Valores menores do COP são determinados por diversas combinações de temperatura e umidade relativa do ar ambiente entre $15^0C \le T_0 \le 40^0C$ e $40\% \le \phi_0 \le 90\%$, quando considerar emprego do resfriador evaporativo equipado com Tubo Vortex em níveis de temperaturas mínimas abaixo da temperatura do ponto de orvalho. Podem ser

observados na Fig. 4.5b valores $COP \cong 0,5$ quando a temperatura e a umidade relativa aumentam ($T_0 \to 40^0C$, $\phi_0 \to 90\%$), situação que é comumente classificada como imprópria para uso de resfriamento evaporativo. Apesar dos valores menores do COP neste tipo de aplicação, levando em consideração a possibilidade de reaproveitamento de energia residual de efluentes gasosos pressurizados, cujo custo é praticamente zero, as vantagens econômicas são evidentes.

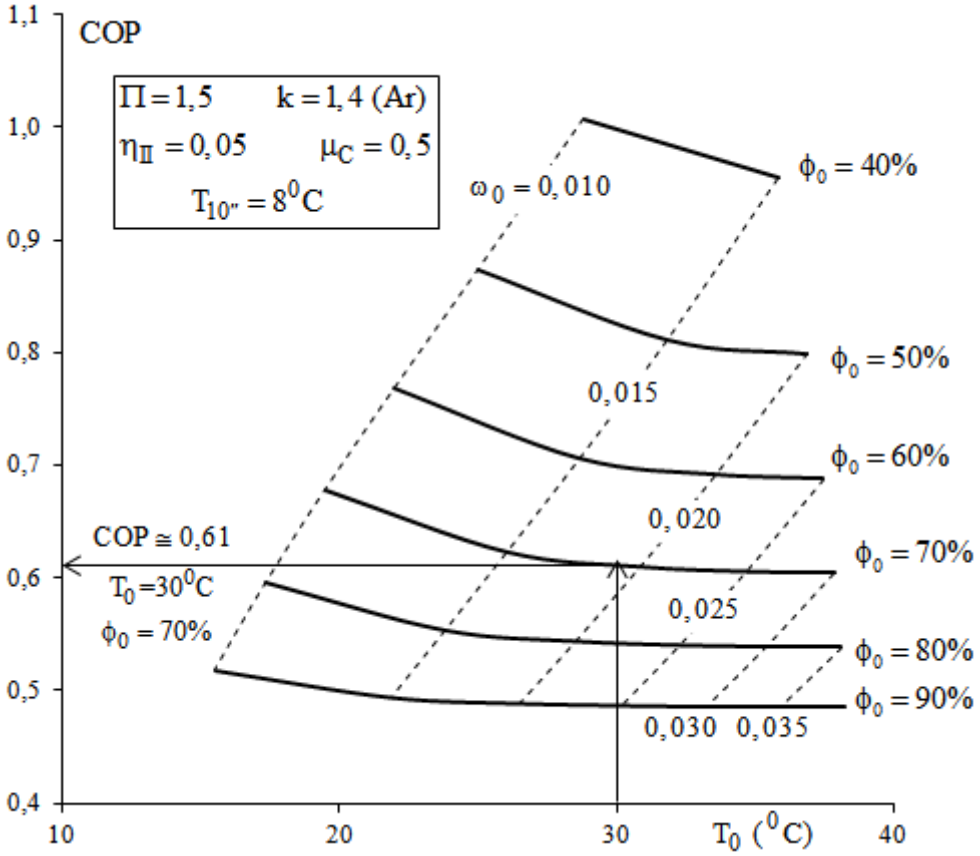
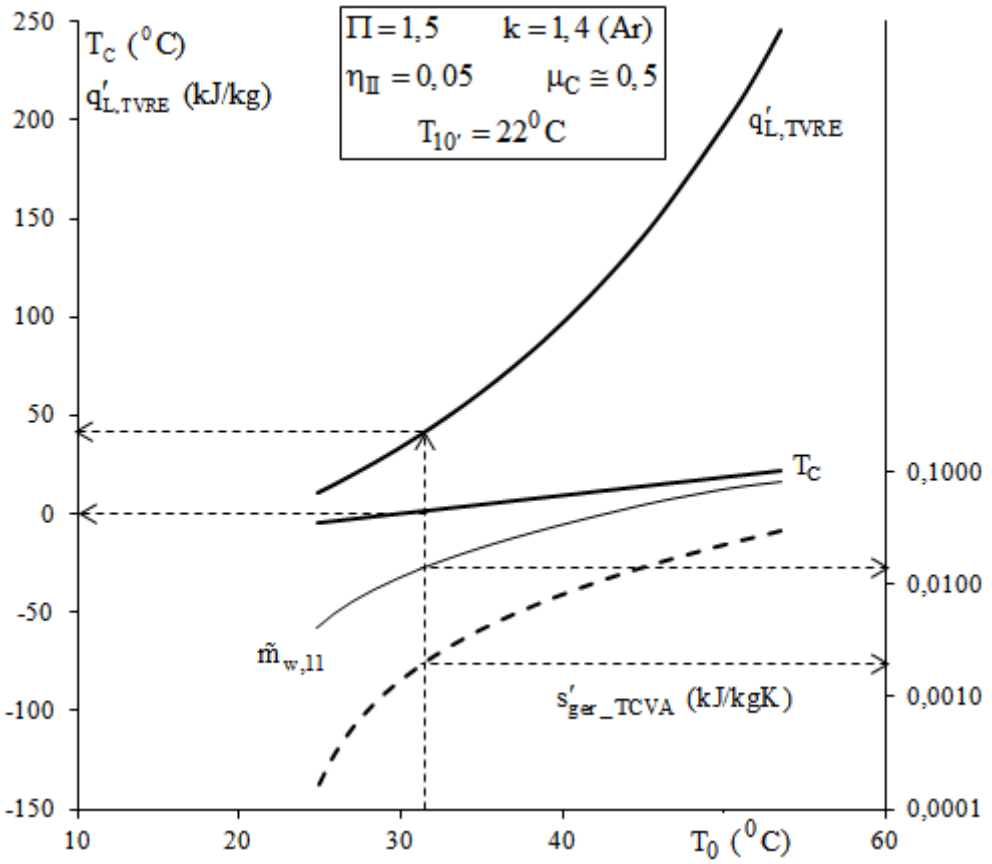
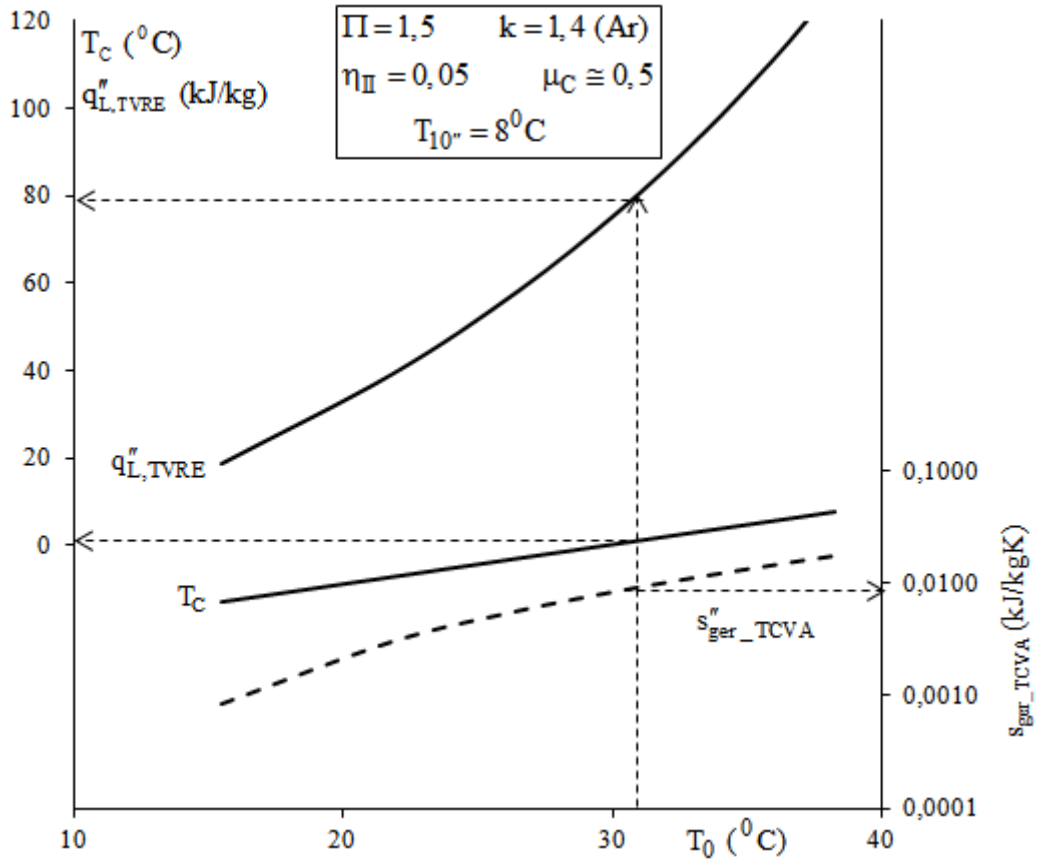


Figura 4.5b – Desempenho de resfriadores evaporativos equipados com Tubo Vortex em função da temperatura e da umidade relativa do ar atmosférico ($T_C < T_{10''} < T_{PO}$).

Com o objetivo de verificar o tipo de curvas nas Figuras 4.6, sugerindo a variação devida unicamente à temperatura do ar atmosférico da carga térmica especifica removida pelo resfriador evaporativo equipado com Tubo Vortex ($q'_{L,TVRE}$, $q''_{L,TVRE}$), estão sendo considerados nas Figuras 4.7 vários estados termodinâmicos do ar atmosférico caracterizados por diferentes valores de temperatura ($T_{0,E} < T_{0,D,F} < T_{0,A,B,C}$), umidade relativa ($\phi_{0,A} < \phi_{0,D,B} < \phi_{0,C,F,E}$) e umidade específica ($\omega_{0,A,D,E} < \omega_{0,B,F} < \omega_{0,C}$).



(a)



(b)

Figura 4.6 – Variação da carga térmica especifica, da temperatura T_C, do consumo de água e da geração especifica de entropia no TCVA em função do valor do T_0.

Como a carga térmica, uma vez removida de um corpo externo, serve basicamente para aquecimento do ar no TCVA ($T_{10'} \to T_{12}$, $T_{10''} \to T_{12}$) e para a vaporização de água aumentando o conteúdo de vapor d´água no ar ($\omega_{10'} \to \omega_{12}$, $\omega_{10''} \to \omega_{12}$), $q'_{L,TVRE}$ e $q''_{L,TVRE}$ podem ser aproximados com:

$$q'_{L,TVRE} \cong c_{p,a}\left(T_{12} - T_{10'}\right) + h_{lv}\left(\omega_{12} - \omega_{10'}\right) \tag{4.28a}$$

$$q''_{L,TVRE} \cong c_{p,a}\left(T_{12} - T_{10''}\right) + h_{lv}\left(\omega_{12} - \omega_{10''}\right) \tag{4.28b}$$

com o calor especifico do ar a pressão constante e a entalpia específica de vaporização da água consideradas constantes conhecidas $c_{p,a} = 1003{,}5$ J/(kgK) e $h_{lv} \cong 2425$ kJ/kg.

Para todos os seis estados termodinâmicos (A, B, C, D, E, F) representados nas Figuras 4.7a e 4.7b pode ser observado o aumento de $\Delta\omega$ com o aumento da temperatura T_0. Uma vez os estados $10'$ e $10''$ fixados na curva de saturação ($\phi_{10'} = \phi_{10''} = 1$) pelos valores mínimos de temperatura $T_{10'}$ e $T_{10''}$ a serem realizados pelos processos de resfriamento evaporativo assistido com Tubo Vortex, assumindo pressão constante nas ultimas duas equações praticamente há uma única variável que é a temperatura T_0:

$$q'_{L,TVRE} \cong c_{p,a}\left(T_0 - T_{10'}\right) + \left[\frac{0{,}622P_{sat}(T_0)}{P_0 - P_{sat}(T_0)} - \frac{0{,}622P_{sat}(T_{10'})}{P_0 - P_{sat}(T_{10'})}\right]h_{lv} \tag{4.29a}$$

$$q''_{L,TVRE} \cong c_{p,a}\left(T_0 - T_{10''}\right) + \left[\frac{0{,}622P_{sat}(T_0)}{P_0 - P_{sat}(T_0)} - \frac{0{,}622P_{sat}(T_{10''})}{P_0 - P_{sat}(T_{10''})}\right]h_{lv} \tag{4.29b}$$

A variação devida unicamente à T_0 da temperatura do gás frio na saída do Tubo Vortex apresentada pelas curvas do T_C nas Figuras 4.6a e 4.6b pode ser explicada observando nas Eqs. (4.14) e (4.27) que uma vez fixados a taxa de compressão Π, o fator de utilização η_{II} e conhecendo o valor do expoente adiabático k, T_c vira uma função somente de T_0:

$$T_C = T_0\, X\left(k, \mu_C, \Pi\right) / \left[1 - \mu_C + \mu_C X\left(k, \mu_C, \Pi\right)\right] = T_C\left(T_0\right) \tag{4.30}$$

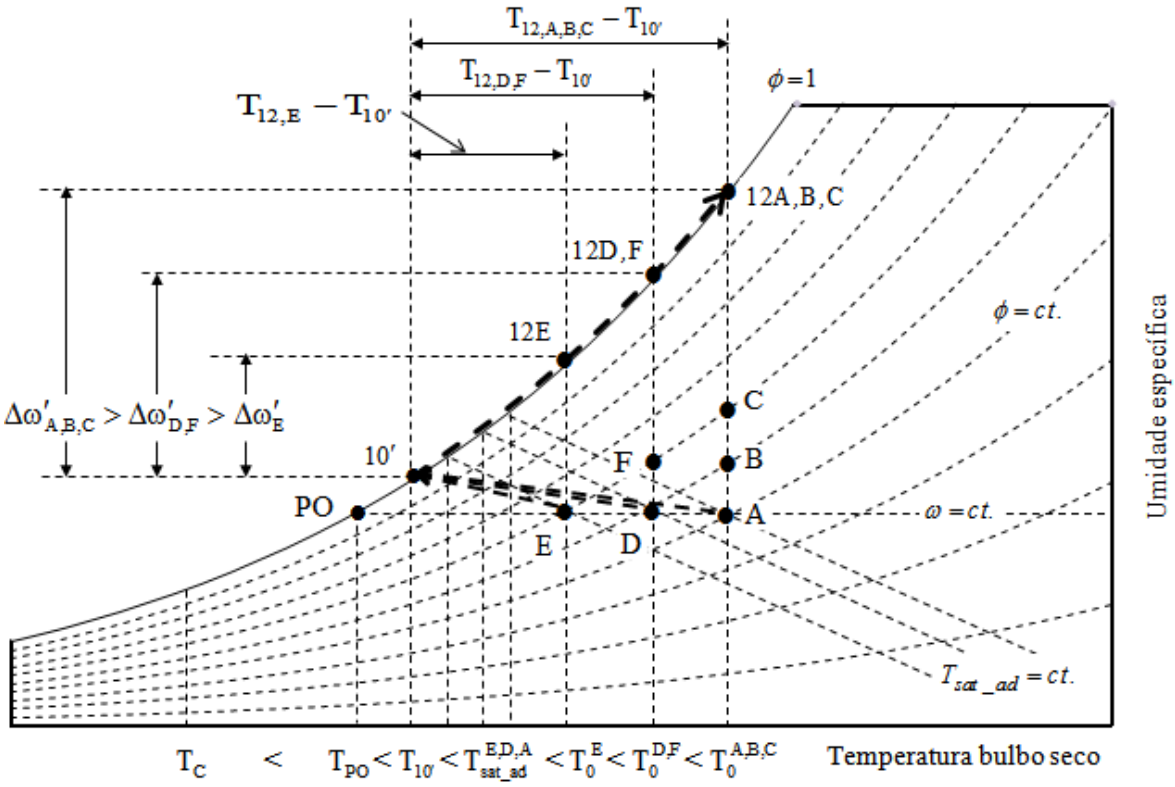


Figura 4.7a – Carta psicrométrica com vários estados termodinâmicos do ar atmosférico processado até temperatura mínima $T_{10'}$ ($T_{PO} < T_{10'} < T_{sat_ad}$).

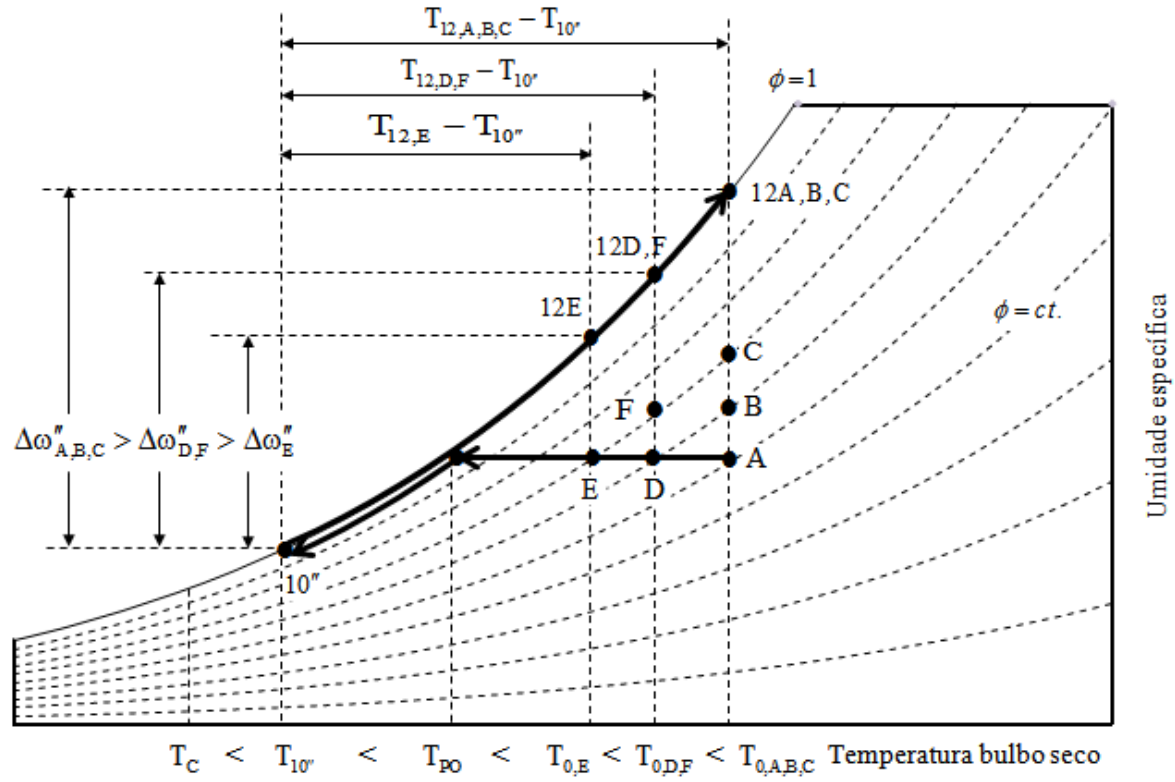
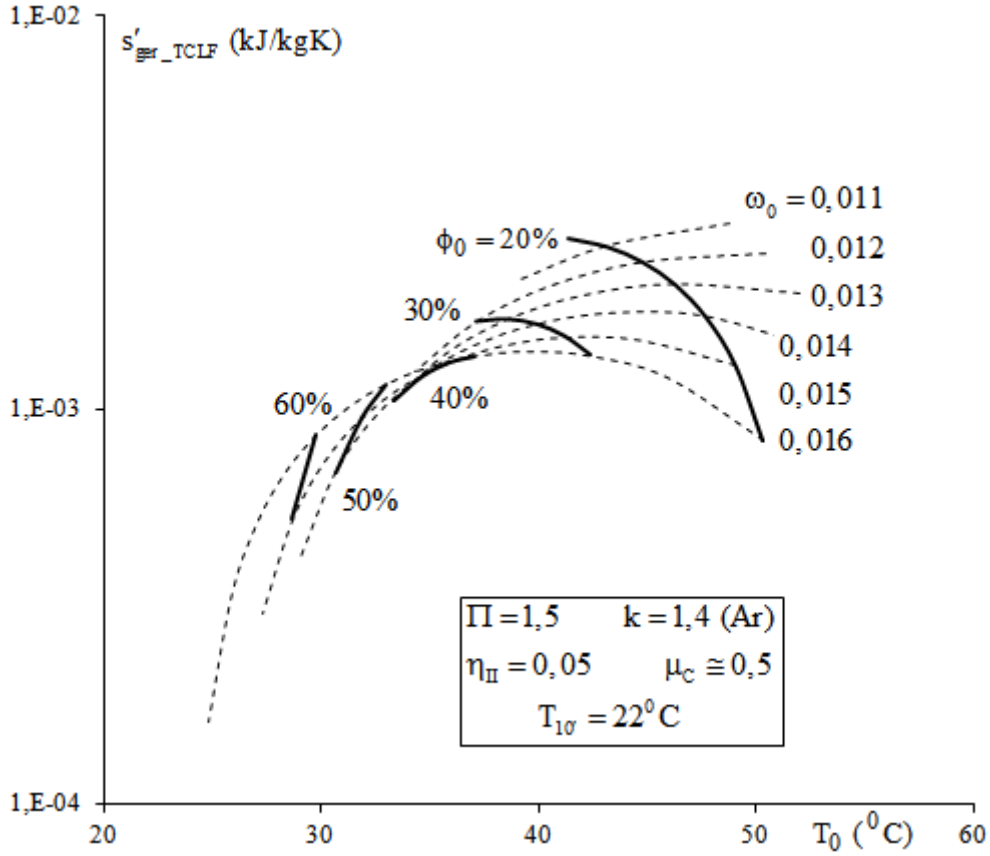
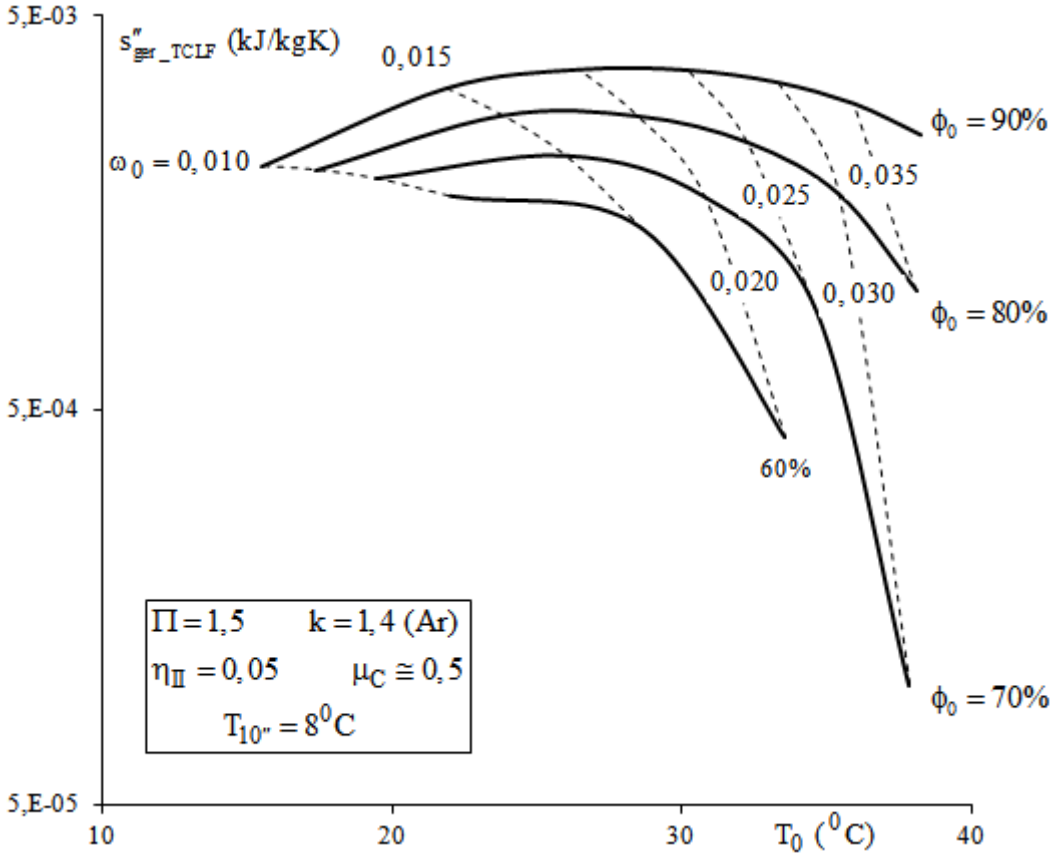


Figura 4.7b – Carta psicrométrica com vários estados termodinâmicos do ar atmosférico processado até temperatura mínima $T_{10''}$ ($T_C < T_{10''} < T_{PO}$).

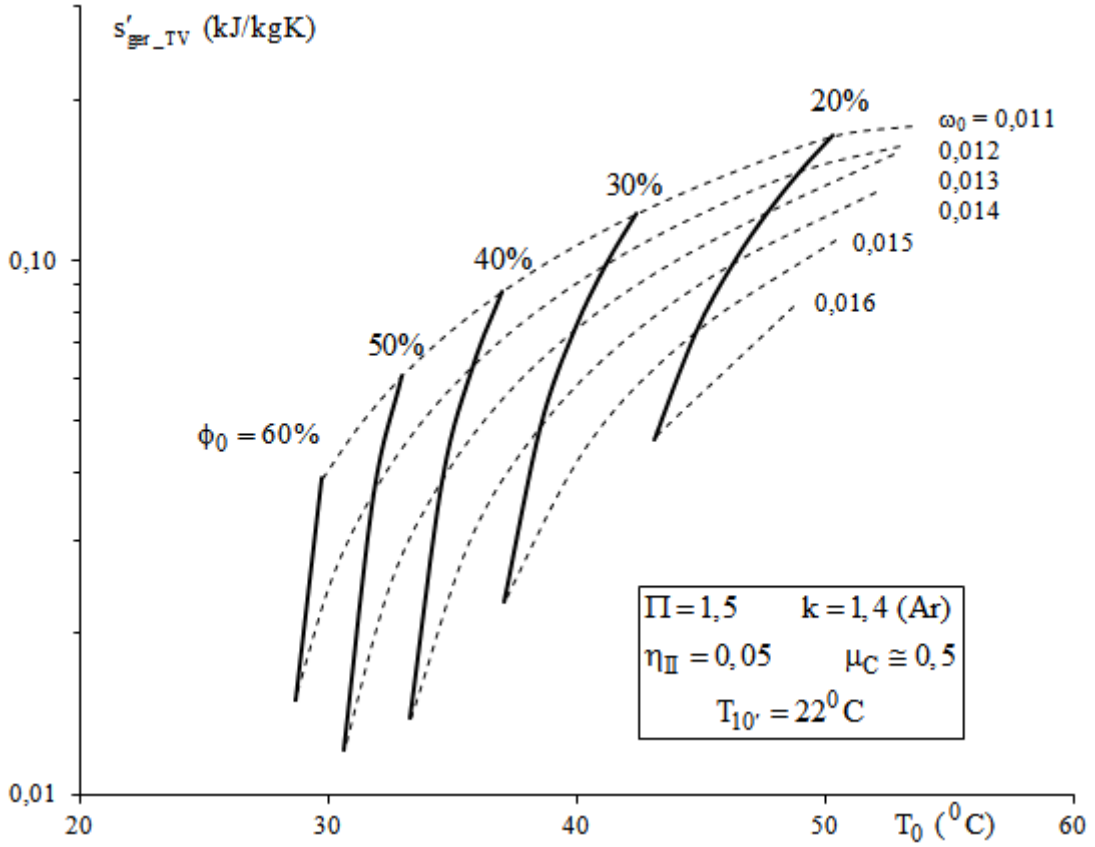


(a)

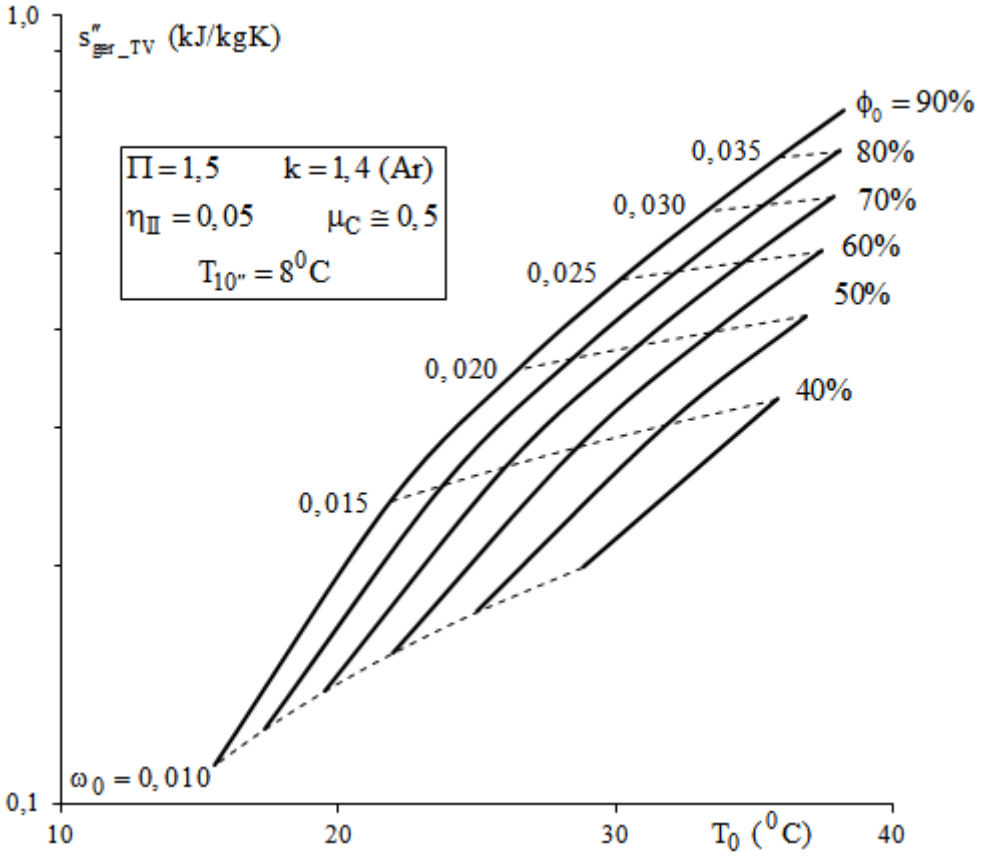


(b)

Figura 4.8 – Variação da geração específica de entropia no TCLF em função da temperatura e da umidade relativa do ar atmosférico.



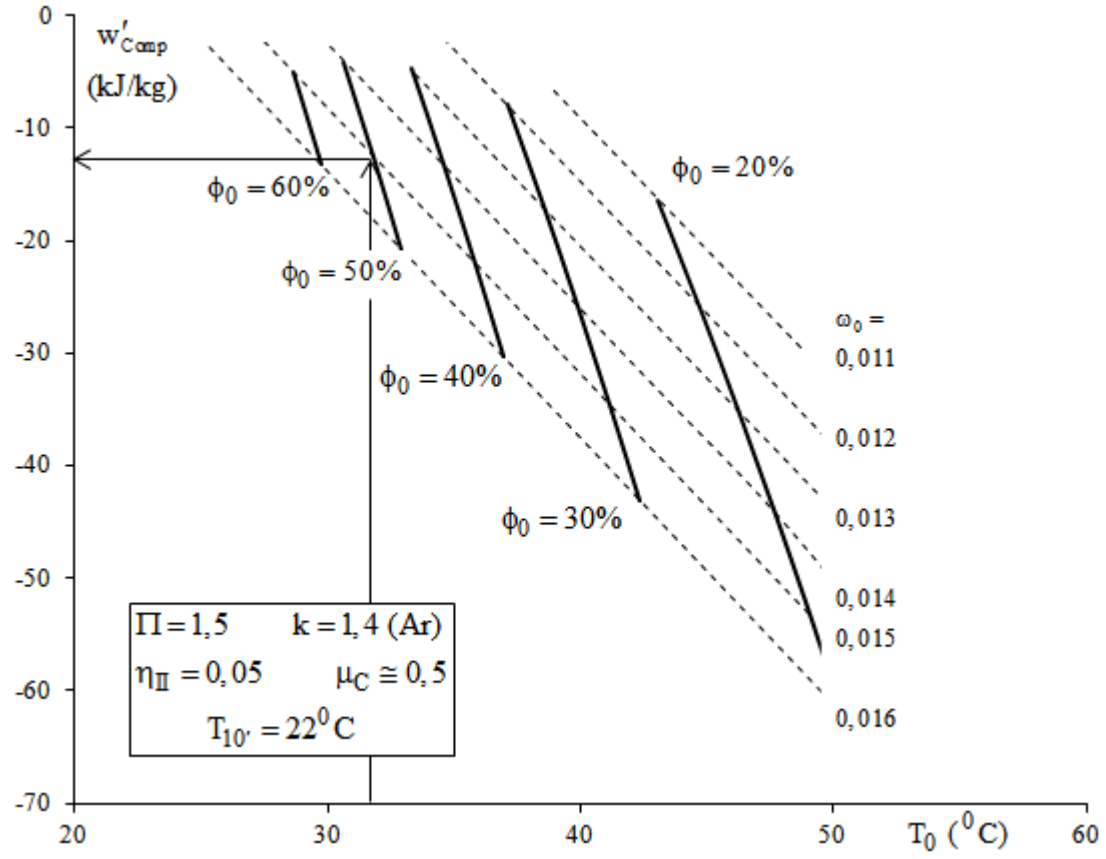
(a)



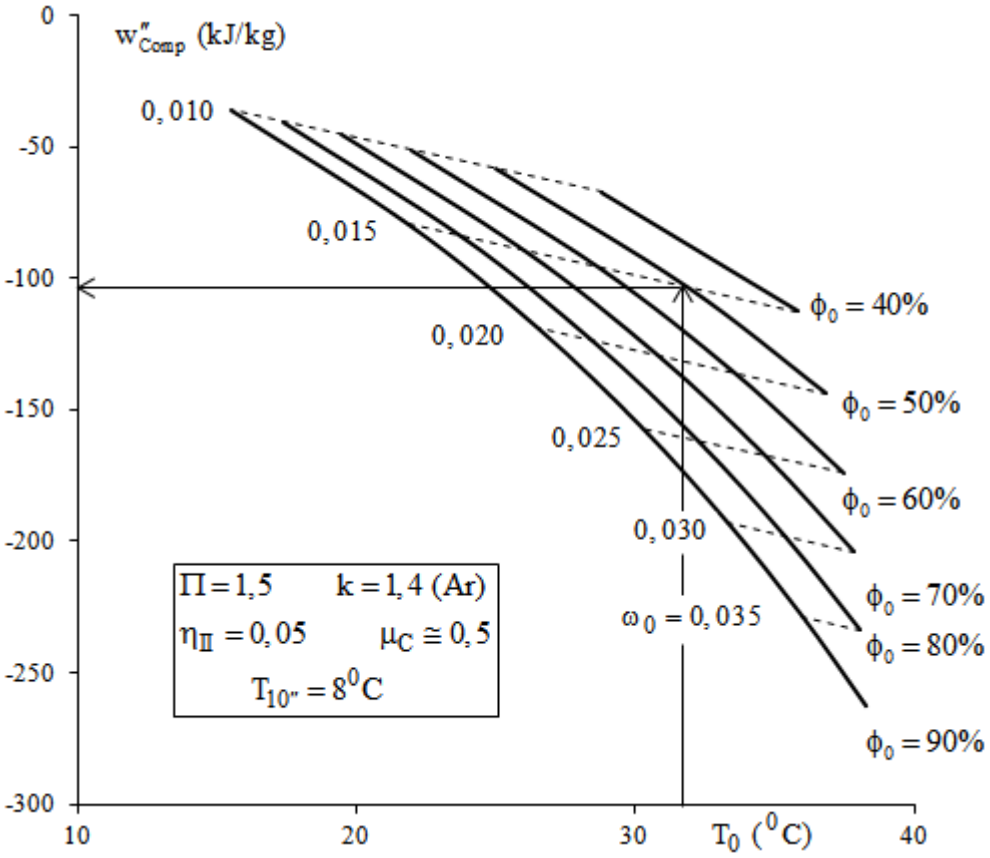
(b)

Figura 4.9 – Variação da geração específica de entropia no Tubo Vortex em função da temperatura e da umidade relativa do ar atmosférico.

Observando na Figura 4.2 os estados termodinâmicos 9 ($T_9 = T_0$, $P_9 = P_0$ ou $T_9 = T_{10''}$, $P_9 = P_0$), 10 ($T_{10'}$, $P_{10'} = P_0$ e $\phi_{10'} = 1$, ou $T_{10''}$, $P_{10''} = P_0$ e $\phi_{10''} = 1$), 11 ($T_{11} = T_0$, $P_{11} = P_0$) e 12 ($T_{12} = T_0$, $P_{12} = P_0$, $\phi_{12} = 1$), cuja definição - uma vez os estados $10'$ e $10''$ fixados – se da em função de uma única variável que é T_0, pode explicar o motivo pelo qual a geração especifica de entropia no trocador de calor com vaporização de água ($s_{ger_TCVA} > 0$) depende somente da temperatura inicial do ar atmosférico. Atestando o realismo das hipóteses adotadas no desenvolvimento do modelo matemático, valores positivos mostrados nas Figuras 4.8 e 4.9 para a geração específica de entropia no TCLF e no Tubo Vortex foram calculados para os dois regimes de temperaturas mínimas, $T_{PO} < T_{10'} < T_{sat_ad}$ e $T_C < T_{10''} < T_{PO}$. Apesar da expectativa que as grandezas caracterizando o funcionamento do Tubo Vortex sejam funções somente da temperatura ambiente uma vez que ele é alimentado com gás comprimido em circuito fechado, nas Figuras 4.9, 4.10 e 4.11 podem ser observadas também variações da geração específica de entropia, do consumo específico de energia mecânica e do consumo específico de gás comprimido no Tubo Vortex em função da umidade relativa do ar. Esse efeito é produzido devido ao cálculo destes parâmetros por quilograma de ar seco na entrada do TCLF e não por quilograma de ar seco na entrada do próprio Tubo Vortex. Essa opção foi necessária para uniformizar os resultados. Os resultados numéricos apresentados nas Figuras 4.10a e 4.10b confirmam a expectativa de aumento do consumo de energia com a redução da temperatura mínima de processo. Pode ser observado que há uma diferença de uma ordem de grandeza entre o consumo de energia $w'_{Comp} \cong -12\ kJ/kg$ e $w''_{Comp} \cong -105\ kJ/kg$ quando necessário reduzir temperatura mínima do ar atmosférico a partir de $T_0 \cong 32^0C$ e $\phi_0 \cong 50\%$ para os dois regimes de temperaturas mínimas $T_{10'} = 22^0C$ e respectivamente $T_{10''} = 8^0C$. A mesma redução ocorre com o consumo de gás que alimenta o Tubo Vortex. Com base no modelo proposto, foi calculado um consumo unitário igual a $\tilde{m}'_{g,1} \cong 0{,}1$ (Fig. 4.11a) para o funcionamento do resfriador evaporativo equipado com Tubo Vortex processando ar atmosférico entre $T_0 \cong 32^0C$, $\phi_0 \cong 50\%$ e $T_{10'} = 22^0C$. Quando o do resfriador evaporativo equipado com Tubo Vortex processa ar atmosférico de $T_0 \cong 32^0C$ e $\phi_0 \cong 50\%$ ate temperaturas abaixo do ponto de orvalho ($T_{10''} = 8^0C$) o consumo unitário de gás no Tubo Vortex é igual a $\tilde{m}''_{g,1} \cong 2{,}2$ (Fig. 4.11b).

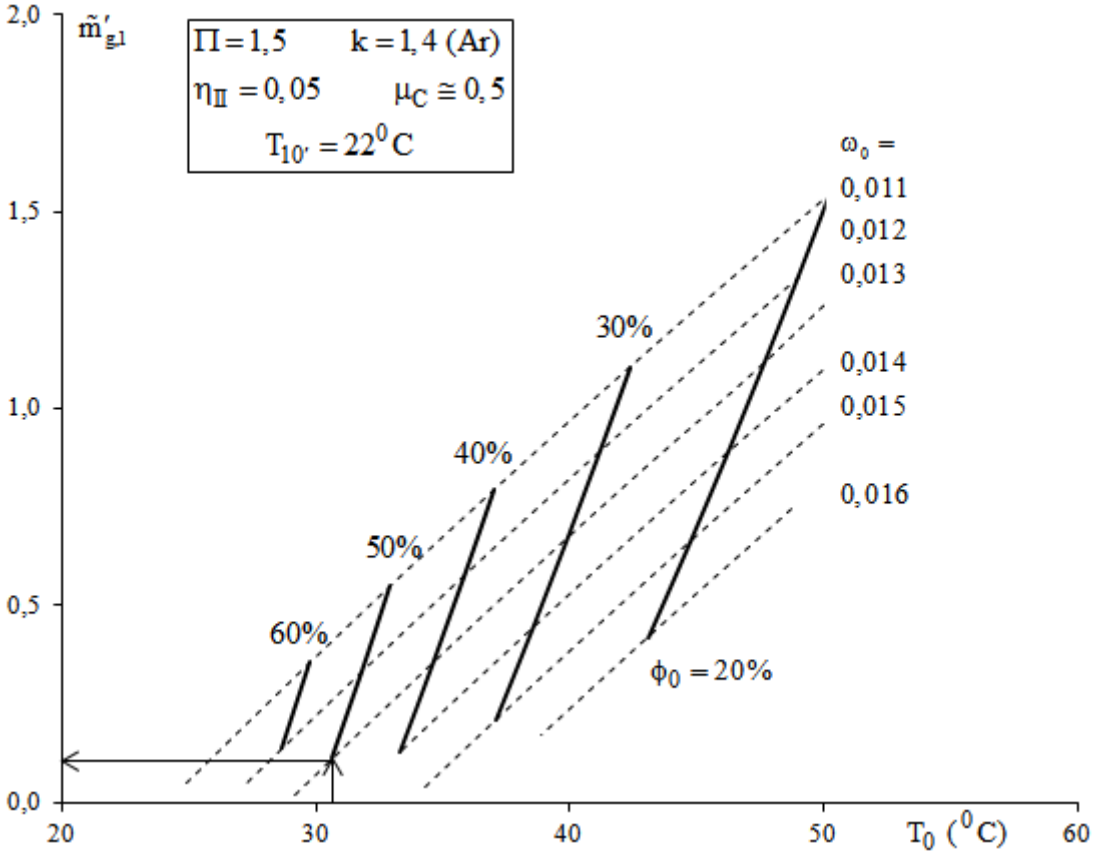


(a)

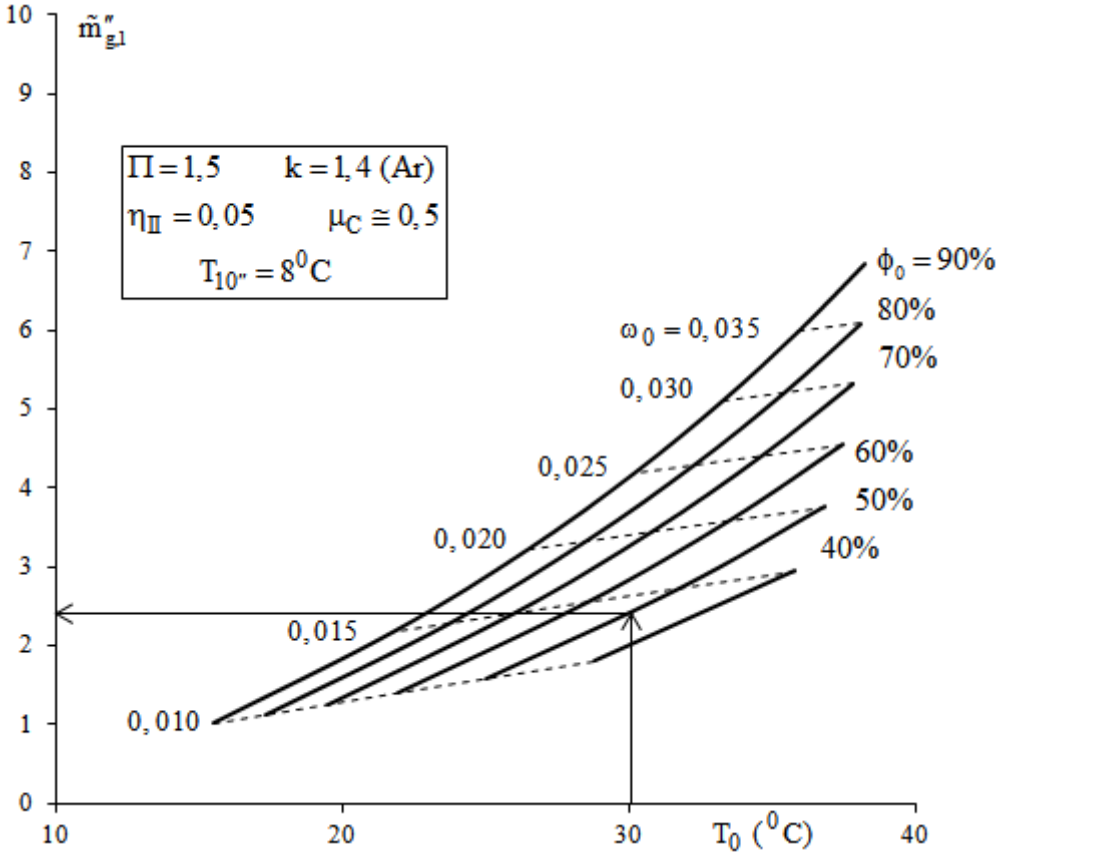


(b)

Figura 4.10 – Variação do consumo específico de energia mecânica em função de T_0 e ϕ_0 para os dois regimes de temperaturas mínimas $T_{PO} < T_{10'} < T_{sat_ad}$ (a) e $T_C < T_{10''} < T_{PO}$ (b).

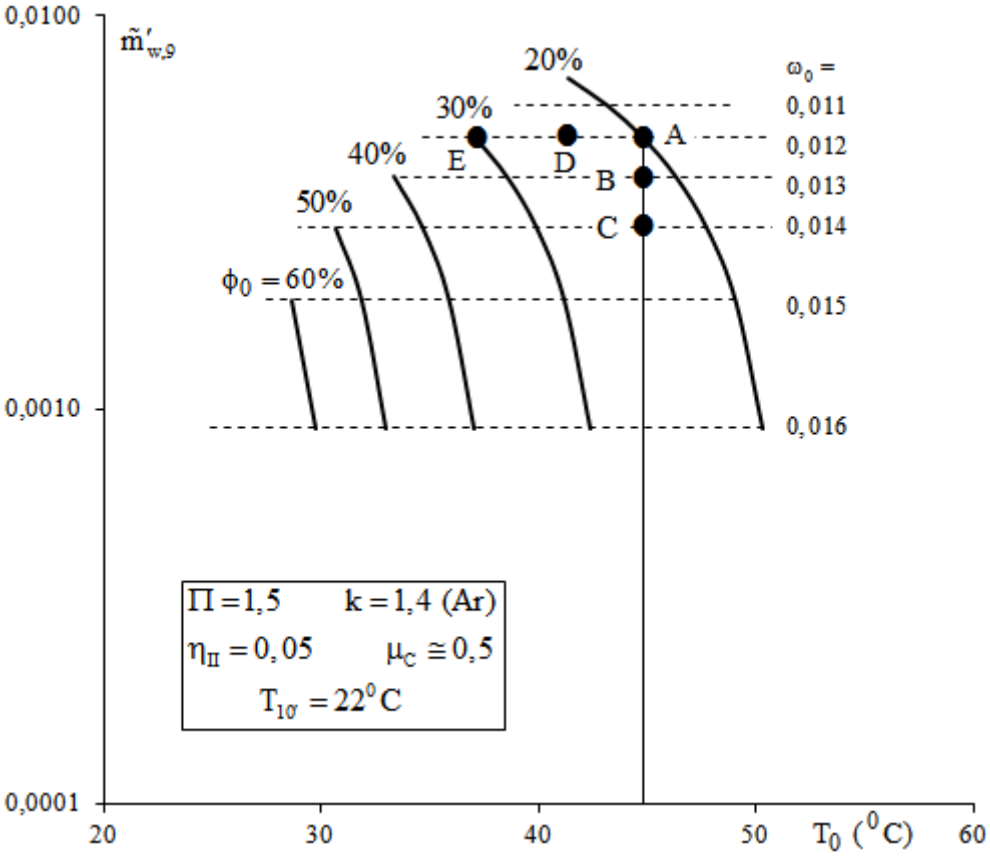


(a)

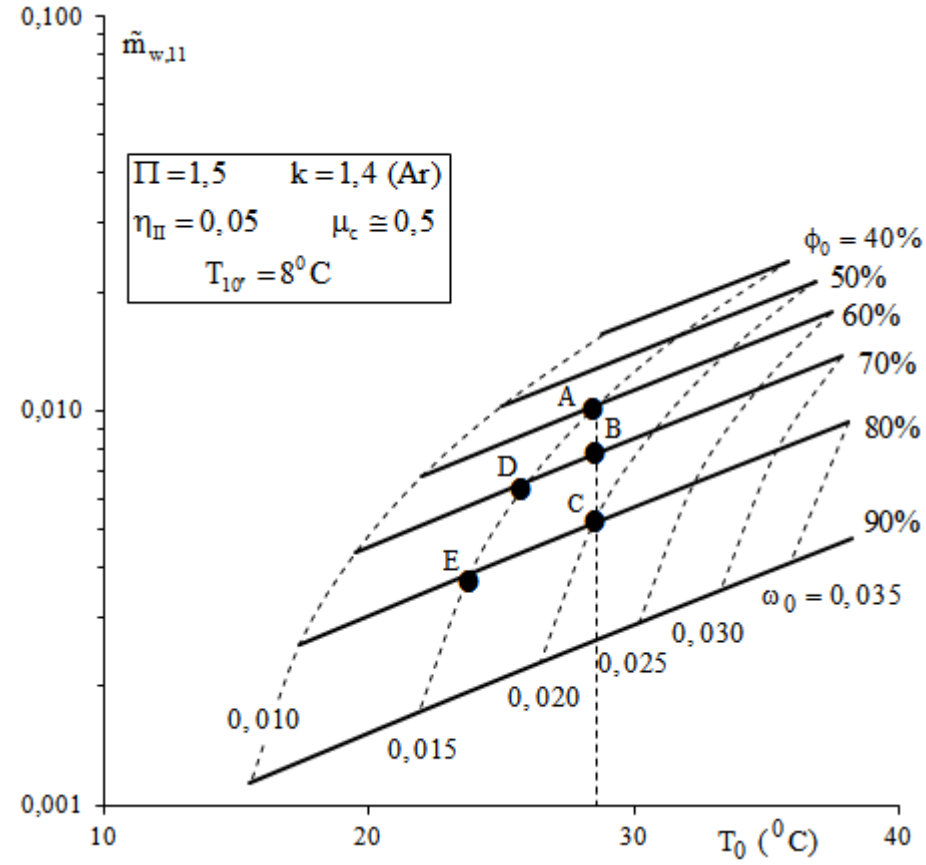


(b)

Figura 4.11 – Consumo de gás comprimido no Tubo Vortex em função de T_0 e ϕ_0 para os dois regimes de temperaturas mínimas $T_{PO} < T_{10'} < T_{sat_ad}$ (a) e $T_C < T_{10''} < T_{PO}$ (b).



(a)



(b)

Figura 4.12 – Consumo de água em processos isotérmicos (A-B-C) e de ω constante (A-D-E) para os dois regimes de temperaturas mínimas $T_{PO} < T_{10'} < T_{sat_ad}$ (a) e $T_C < T_{10''} < T_{PO}$ (b).

Os resultados numéricos apresentados nas Figuras 4.12a e 4.12b mostram, em função da temperatura T_0 e da umidade relativa inicial ϕ_0 do ar atmosférico, a variação do consumo específico de água para os dois regimes de temperaturas mínimas ($T_{PO} < T_{10'} < T_{sat_ad}$, $T_C < T_{10''} < T_{PO}$) durante o funcionamento do resfriador evaporativo equipado com Tubo Vortex.

Para certificar o realismo destes resultados são considerados dois processos diferentes como mostrado na Fig. 4.12: um de umidade específica constante (A-D-E nas Figuras 4.13 e 4.15) e um processo isotérmico (A-B-C nas Figuras 4.14 e 4.16).

Corroborando as informações nas Figuras 4.12, 4.13 e 4.15 pode ser verificada a redução do consumo de água num processo de $\omega_0 = \text{const.}$ que ocorre na direção $A \rightarrow D \rightarrow E$ com diminuição de T_0 e aumento da umidade relativa ϕ_0.

Da mesma maneira, pode ser observada nas Figuras 4.12, 4.14 e 4.16 a variação do consumo de água no processo isotérmico $A \rightarrow B \rightarrow C$. Nota-se neste caso que o consumo de água do resfriador evaporativo equipado com Tubo Vortex diminui com o aumento da umidade relativa ϕ_0 e específica ω_0.

4.4 CONCLUSÕES

Os resultados numéricos calculados com base no modelo desenvolvido para estudo do funcionamento e para avaliação de desempenho de um novo resfriador evaporativo equipado com Tubo Vortex capturam satisfatoriamente o comportamento do novo sistema físico apresentado. Os dois regimes estudados foram definidos considerando os seguintes valores de temperatura mínima para fins de cálculo: $T_{10'} = 22^0 C$ quando a temperatura mínima do processo está entre a temperatura de saturação adiabática e a temperatura do ponto de orvalho ($T_{PO} < T_{10'} < T_{sat_ad}$) e $T_{10''} = 8^0 C$ quando necessário realizar temperaturas de processo abaixo do ponto de orvalho ($T_C < T_{10''} < T_{PO}$).

Valores numéricos do coeficiente de desempenho foram determinados na faixa $0{,}5 < COP < 15$. Os maiores valores correspondem ao funcionamento com temperatura mínima de processo entre a temperatura de saturação adiabática e a do ponto de orvalho. Neste nível de temperaturas estão sendo realizados os processos de condicionamento de ar. Assim, os COPs realizados pelo novo resfriador evaporativo equipado com Tubo Vortex, que são mais de duas vezes maiores que COPs para equipamentos com ciclo com compressão de vapor, sugerem um potencial grande para economia de energia.

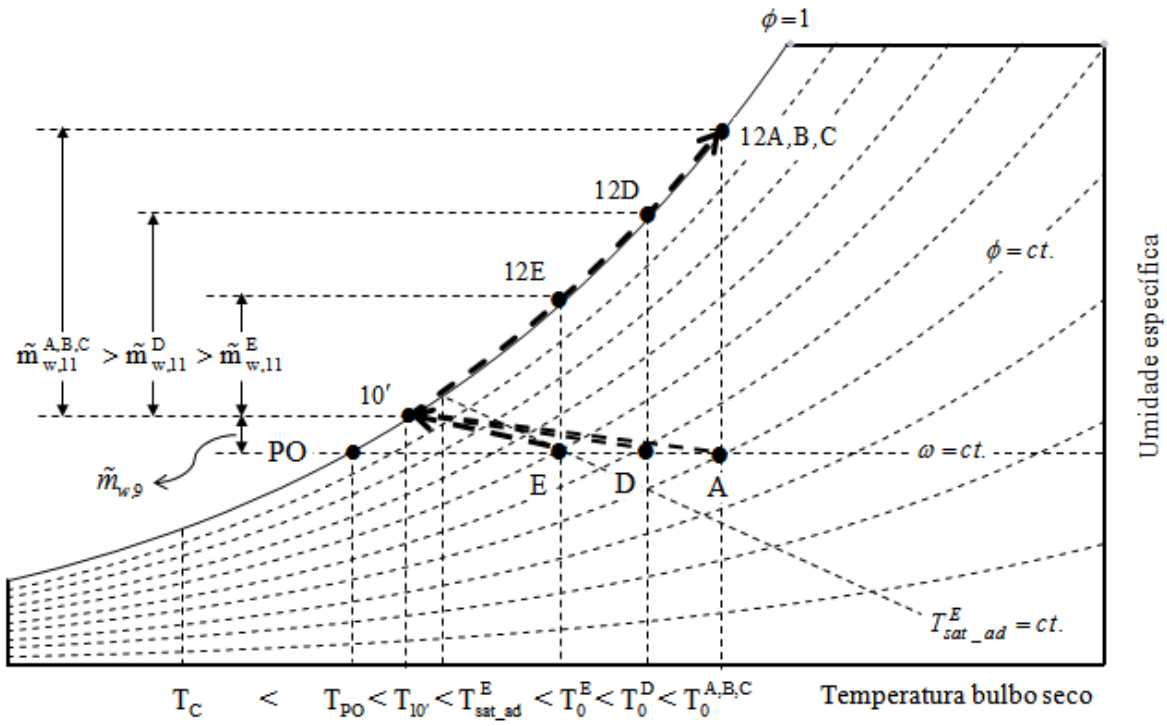


Figura 4.13 – Carta psicrométrica com vários estados termodinâmicos (A, D, E) caracterizados por diferentes valores de T_0 e ϕ_0 e pelo mesmo valor $\omega_0 = \text{const}$.

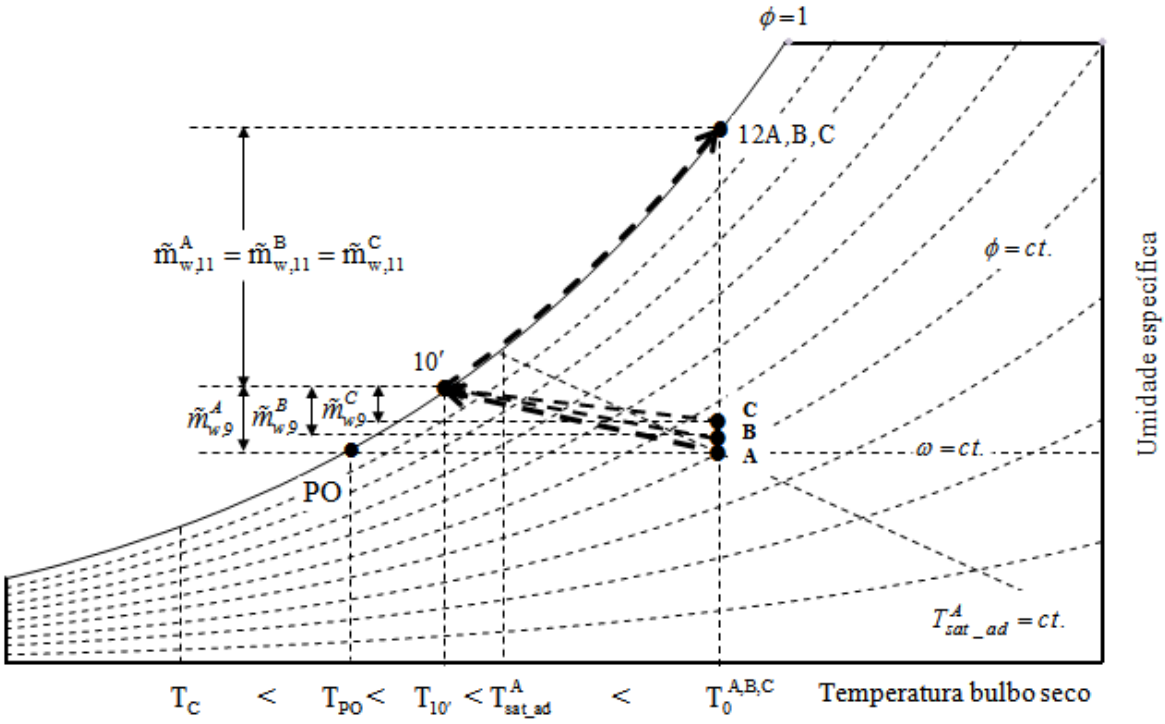


Figura 4.14 – Carta psicrométrica com vários estados termodinâmicos (A, D, E) caracterizados por diferentes valores de T_0 e ϕ_0 e pelo mesmo valor $\omega_0 = \text{const}$.

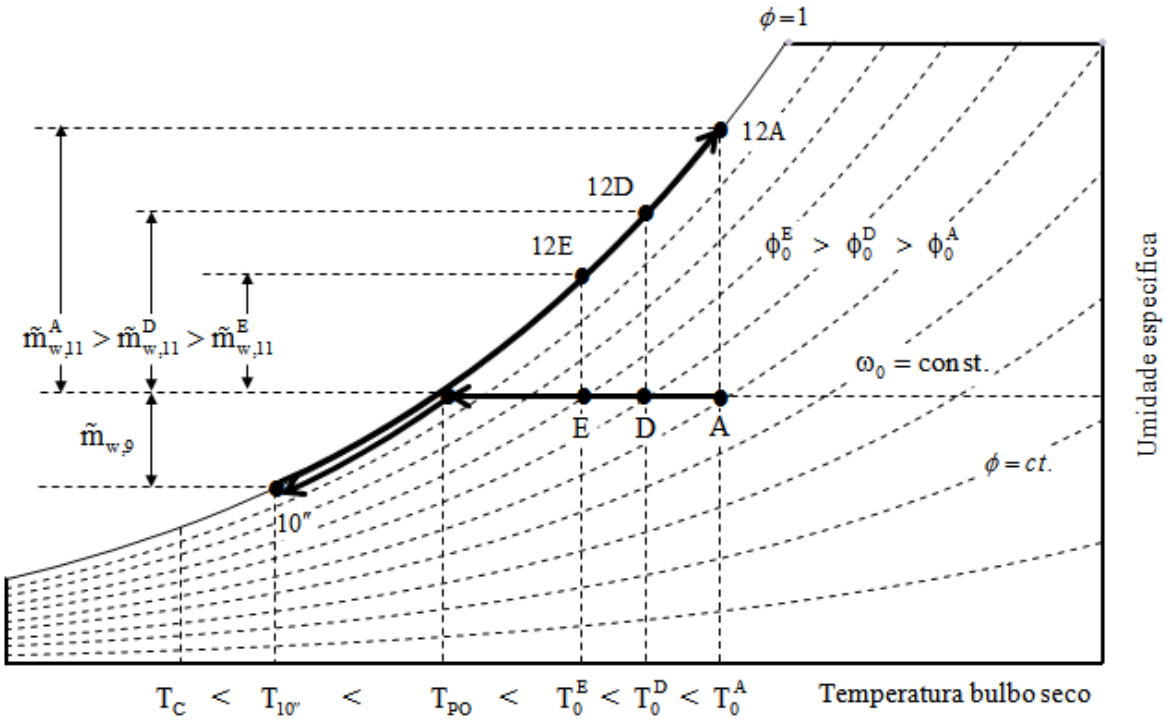


Figura 4.15 – Carta psicrométrica com vários estados termodinâmicos (A, D, E) caracterizados por diferentes valores de T_0 e ϕ_0 e pelo mesmo valor $\omega_0 = \text{const}$.

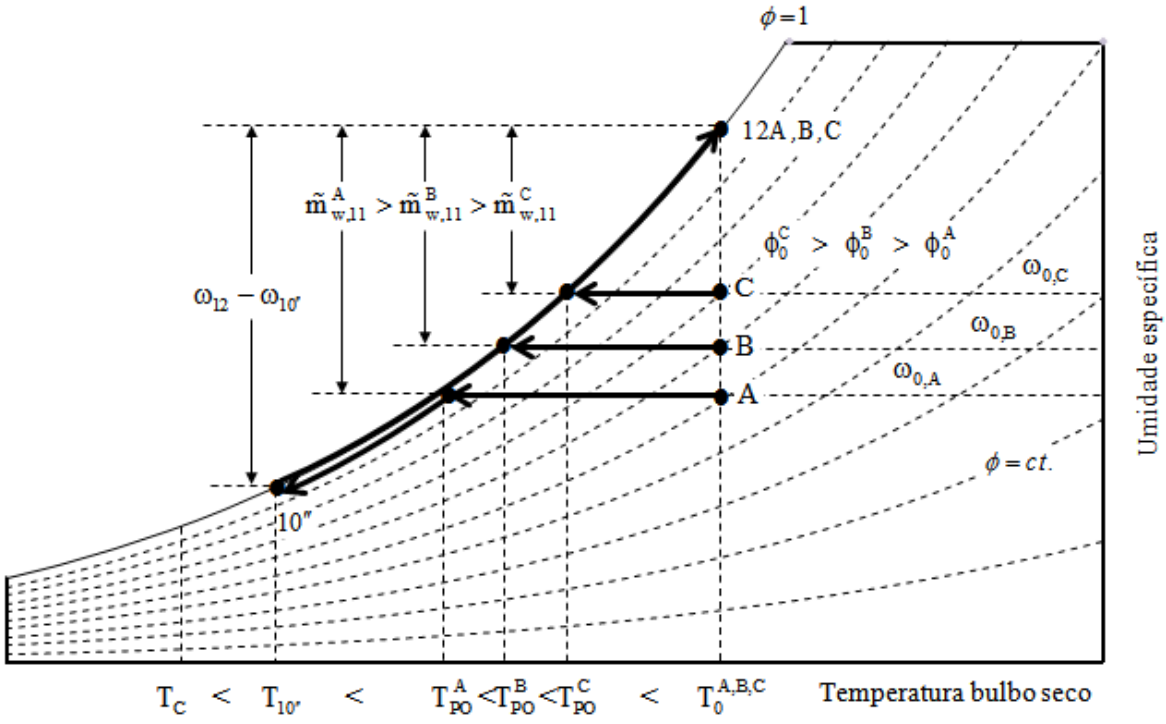


Figura 4.16 - Carta psicrométrica com vários estados termodinâmicos (A, B, C) caracterizados por diferentes valores de ϕ_0 e ω_0 e pelo mesmo valor $T_0 = \text{const}$.

Um problema construtivo que precisa de atenção especial no caso da implementação físico do novo resfriador evaporativo é a grande faixa de valores calculados para o consumo unitário de gás no circuito que alimenta o Tubo Vortex com gás pressurizado. Como a diferença entre os valores mínimos e máximos do consumo unitário de gás é de duas ordens de grandeza ($0{,}1 \leq \tilde{m}_{g,1} \leq 10$) isso pode acarretar dificuldades para fazer o projeto dos bocais de entrada no Tubo Vortex. A solução mais simples provavelmente seria aquela de adotar uma configuração modular, com vários tubos a entrar em funcionamento ou a serem desligados quando necessário.

Considerando um valor baixo para taxa de compressão, viabilizando assim uso eventual de energia residual de efluentes gasosos pressurizados cujo custo é quase zero, este estudo demonstra a efetiva viabilidade do uso de um resfriador evaporativo equipado com Tubo Vortex para aplicações industriais.

5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Ahlborn, B. and Gordon, J.M., "The Vortex Tube as a classic thermodynamic refrigeration cycle", J. Appl. Phys., 88(6):3645–3653, 2000.

Ahlborn, B. and Groves, S., "Secondary flow in a vortex tube", Fluid Dynamics Research, 21:73–86, 1997.

Alimov, R.Z., "Flow friction and heat and mass transfer in a swirled flow", Journal of Engineering Physics and thermophysics, 10(4):251 – 257, April 1966.

Becker, E.W., "Methods for the Separation of Uranium Isotopes, Kerntechnik, 11, 129, 1976.

Bejan, A., "Advanced engineering thermodynamics", 2nd ed. New York, NY, USA: John Wiley & Sons, Inc., New York, 1997.

Bornkessel, K. and J. Pilot, J., "Zur Gas-und Isotopentrennung im Wirbelrohr", Z, phys. Chem. 221, 177, 1962.

Chen, Q., "A new approach to analysis and optimization of evaporative cooling system I: Theory" Energy 35(6):2448–54, 2010.

Chen, Q., Pan, N., Guo, Z.Y., "A new approach to analysis and optimization of evaporative cooling system II: Applications", Energy 36(5):2890–8, 2011.

Chengqin, R., Hongxing, Y., "An analytical model for the heat and mass transfer processes in indirect evaporative cooling with parallel/ counter flow configurations" International Journal of Heat and Mass Transfer 49(3– 4):617–27, 2006.

Chu, J.G., "Acoustic streaming as a mechanism of the Ranque-Hilsch effect", PhD Thesis, University of Tennessee, Knoxville, 1982.

Deissler, R.G. and Perlmutter, M., "Analysis of the flow and energy separation in a turbulent vortex", Int. J. Heat Mass Transfer, 1:173–191, 1960.

Dobratz, B.M., "Vortex Tubes. A Bibliography", UCRL-7829, 1964.

Duan, Z., Zhan, C., Zhang, X., Mustafa, M., Zhao, X., Alimohammadisagvand, B., Hasan, A., "Indirect evaporative cooling: Past, present and future potentials", Renewable and Sustainable Energy Reviews 16 (2012) 6823–6850, http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2012.07.007.

Erens, P.J., Dreyer, A.A., "Modeling of indirect evaporative air coolers", International Journal of Heat and Mass Transfer 36(1):17–26, 1993.

Farzaneh-Gord M., Kargaran M. "Recovering Energy at Entry of Natural Gas into

Customer Premises by Employing a Counter-Flow Vortex Tube", *Oil & Gas Science and Technology – Rev. IFP Energies nouvelles,* Vol. 65 (2010), No. 6, pp. 903-912, DOI: 10.2516/ogst/2009074).

Frohlingsdorf, W., "Unterschungen zur kompressiblen Strömung und Energietrennung im Wirbelrohr nach Ranque und Hilsch", PhD Thesis, Ruhr-Universitat-Bochum, 1997.

Fulton, C.D., "Ranque's Tube", Journal of the ASRE, Refrigerating Engineering 58, pp. 473 – 479, 1950.

Gao, C.M., "Experimental Study on the Ranque-Hilsch Vortex Tube", Ph.D. Thesis, Technische Universiteit Eindhoven, the Netherlands, 2005.

Gao, C.M., Bosschaart, K.J., Zeegers, J.C.H. and de Waele, A.T.A.M., "Experimental study on a simple Ranque-Hilsch vortex tube", Cryogenics, 45(3):173, 2005.

Garcia, N.P., Vatopoulos, K., Riekkola, A.K., Lopez, A.P., Olsen, L., "Best available technologies for the heat and cooling market in the European Union, Reference Report by the Joint Research Centre of the European Commission, 2012, doi: 10.2790/5813.

Gutsol, A. and Bakken, J.A., "A new vortex method of plasma insulation and explanation of the Ranque effect", J. Phys. D: Appl. Phys., 39:704–711, 1998.

Gutsol, A., "The Ranque effect", Physics-Uspekhi, 40(6):639–658, 1997.

Hilsch, R., "Die Expansion von Gasen in zentrifugalfeld als Kälteprocess", Zeitschrift für Naturforschung, Bd. 1, S. 208, January 1946.

Jose, A., San, J.F., "Simulation model of an indirect evaporative cooler", Energy and Buildings 29(1):23–7, 1988.

Khodorkov, L., Poshernev, N.V. and Zhidkov, M.A., "The Vortex Tube - a universal device for heating, cooling, cleaning, and drying gases and separating gas mixtures", Chemical and Petroleum Engineering, 39(7-8):409–415, 2003.

Kreith, F. and Margolis, D., "Heat transfer and friction in turbulent vortex flow", Flow, Turbulence and Combustion, 8(1):457 – 473, January 1959.

Kuroda, H., "An experimental study of temperature separation in swirling flow", PhD Thesis, University of Tennessee, Knoxville, Dec. 1983.

Kurosaka, M., "Acoustic streaming in swirling flow and the Ranque-Hilsch (Vortex-Tube) effect", J. Fluid Mech., 124:139–172, 1982.

Lay, J.E., "An experimental and analytical study of vortex-flow temperature separation by superposition of spiral and axial flow", Trans. ASME J. Heat Transfer, 81:213–222, 1959.

Leont'ev, A.I., "Gas-dynamic methods of temperature stratification (a Review)", Fluid Dynamics, 37(4):512–529, 2002.

Linderstrøm-Lang, C.U., "A Model of the Gas Separation in a Ranque-Hilsch Vortex Tube", Acta Polytech. Scand., Phys. Ser. No. 45, 1967a.

Linderstrøm-Lang, C.U., "On Gas Separation in Ranque-Hilsch Vortex Tubes", Z. Naturforsch. 22a (1967) 835, 1967b.

Linderstrøm-Lang, C.U., "Studies on Transport of Mass and Energy in the Vortex Tube. The significance of the secondary flow and its interaction with the tangential velocity distribution", Risö Report No. 248 (ISBN 8755001017), Danish Atomic Energy Commission, Research Establishment Risö, Roskilde, 1971.

Maclainecross, I., Banks, P.J., "A general-theory of wet surface heat-exchangers and its application to regenerative evaporative cooling", Heat Transfer-Trans ASME 103:579–85, 1981.

Marshall, J., "Effect of operating conditions, physical size and fluid characteristics on the gas separation performance of a Linderstrøm-Lang vortex tube", Int. J. Heat Mass Transfer, 20:227–231, 1977.

Navon, R., Arkin, H., "Economic comparison of an air conditioner and a desert cooler for residences in arid areas", Construction Management and Economics 11:62–70, 1993.

Nellis, G.F., Aljuwayhel, N.F. and Klein, S.A., "Parametric and internal study of the vortex tube using a CFD model", International Journal of Refrigeration, 28(2):442–450, 2005.

Pescod, D., "A heat exchanger for energy saving in an air conditioning plant", ASHRAE Transactions 85:238–51, 1979.

Petrescu, S.,Zaiser, J. & Petrescu, V., Lectures on New Sources of Energy, Vol. 1, Bucknell University, Lewisburg, PA, USA, 1995.

Radcenco, V., Porneala, S., Dobrovicescu, A., "Processos em equipamentos frigoríficos", Editora Didática e Pedagógica, Bucharest, Romania, 1983.

Radcenco, V., Vortex tubes for producing cooling and heating effects, Technical Publishing House, Bucharest, Romania, 1990.

Ranque, G. J., "Experiences sur la detente giratoire avec production simultanees d'un echappment d'air chaud et d'air froid", Journal Physique et le Radium, vol. 7, no 4, pp. 112, 1933.

Ranque, G. J., "Method and apparatus for obtaining from fluid under pressure two currents of fluids at different temperatures", Patent USA No. 1,952,281/March 1934.

Reynolds, A.J., "Energy flow in a vortex tube", Z. Angew. Math. Phys., 12:343–356, 1961b.

Reynolds, A.J., "On the dynamics of turbulent vortical flow", Z. angew. Math. Phys., 12:149–158, 1961a.

Santos, E. D., Marques, C. H., Stanescu, G., Isoldi, L. A., and Rocha, L. A. O., "Constructal Design of Vortex Tubes (Chapter 15)", in: L. A. O. Rocha, S. Lorente and A. Bejan (Eds.) Constructal Law and the Unifying Principle of Design, Understanding Complex Systems 2013, pp 259 – 273, Springer, New York/ ISBN 978-1-4614-5049-8.

Scheper, G.W. The vortex tube–internal flow data and a heat transfer theory. J. ASRE Refrigerating Engng, 59:985–989, 1951.

Stanescu, G. and Rocha, L. A. O., "Thermodynamic modeling of energy separation process into a Ranque-Hilsch Vortex Tube", Proceedings of the 14th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering, Rio de Janeiro, RJ, Brazil, November 18-22, 2012c.

Stanescu, G., "Kinetic modeling of energy separation process into a Ranque-Hilsch Vortex Tube", Proceedings of the 14th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering, Rio de Janeiro, RJ, Brazil, November 18-22, 2012b.

Stanescu, G., "Ranque-Hilsch Vortex Tube Potential for Water Desalination", Defect and Diffusion Forum, Vol. 336, pp. 147-158, 2013, doi:10.4028/www.scientific.net/DDF.336.147.

Stanescu, G., Cabral C. A. O., Carnio, M. S., "Experimental study on the Vortex Tube potential to increase the air moisture removal and carrying capability", Proceedings of the 15th International Conference on Experimental Mechanics, Porto, Portugal, July 22-27, 2012a.

Stanescu, G., Errera, M. R., Rocha, L. A. O., "Energy recovering during gas pressure letdown process in natural gas pipelines transmission", Proceedings of the 20th International Congress of Mechanical Engineering, Gramado, RS, Brazil, 2009.

Stanescu, G., Rocha, L. A. O., Costa, J. A. V., Vargas, J. V. C., "Study of a Vortex-Tube equipped column reactor for solid state fermentation", Proceedings of the 7th Brazilian Congress of Engineering and Thermal Sciences, Vol. 1. p.478 – 483, Rio de Janeiro, RJ, Brazil, 1998.

Stoitchkov, N.J., Dimitrov, G.I., "Effectiveness of cross flow plate heat exchanger for indirect evaporative cooling", Inter national Journal of Refrigeration 21(6):463–71, 1998.

Stone, W.S. and Love, T.A., "An Experimental Study of the Hilsch Tube and Its Possible Application to Isotope Separation", Report ORNL 282, 1950.

Tunkel, L., Krasovitski, B., Foster, R. L., 1996, "Method of natural gas pressure reduction on the city gate stations", United States Patent 5582012, Universal Vortex, Inc., Robbinsville, NJ (http://www.freepatentsonline.com/5582012.html).

Watt, J., "Power cost comparison: evaporative vs. refrigerative cooling", in Energy-Saving Heating and Cooling Systems, ASHRAE Annual Meeting 1988:41–47, Ottawa, Ontario, 1988.

Westley, R., "A Bibliography and Survey of the Vortex Tube", Cranfield Note No. 9, 1954.