

PAUL FERNANDO CUADROS GUTIERREZ

**ANÁLISE DE TROCADORES DE CALOR COMPACTOS
PARA DESUMIDIFICAÇÃO DE AR**

Dissertação apresentada à Escola Politécnica
da Universidade de São Paulo para obtenção
do título de Mestre em Engenharia.

São Paulo

2006

Livros Grátis

<http://www.livrosgratis.com.br>

Milhares de livros grátis para download.

PAUL FERNANDO CUADROS GUTIERREZ

**ANÁLISE DE TROCADORES DE CALOR COMPACTOS
PARA DESUMIDIFICAÇÃO DE AR**

Dissertação apresentada à Escola Politécnica
da Universidade de São Paulo para obtenção
do título de Mestre em Engenharia.

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

Orientador:
Prof. Dr. Jurandir Itizo Yanagihara

São Paulo
2006

FICHA CATALOGRÁFICA

Cuadros Gutierrez, Paul Fernando
Análise de trocadores de calor compactos para
desumidifica-
ção de ar / P.F. Cuadros Gutierrez. -- São Paulo, 2006.
p.

Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade
de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1.Desumidificação 2.Resfriamento de ar comprimido 3.Tro-
cadores de calor I.Universidade de São Paulo. Escola Politéc-
nica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.

RESUMO

O objetivo deste trabalho é realizar uma análise paramétrica do processo de desumidificação de ar comprimido em trocadores de calor compactos com superfícies intensificadoras do tipo aletas deslocadas. A umidade contida no ar comprimido precisa ser retirada do sistema para evitar a formação de condensado nas linhas de distribuição, nos atuadores ou nos dispositivos finais. Utiliza-se o processo de desumidificação por resfriamento onde a temperatura do ar é diminuída até alcançar o ponto de orvalho, resultando em formação de condensado. O desumidificador é constituído por dois trocadores de calor (recuperador e evaporador), sendo cada um deles dividido em duas regiões. Realizou-se a modelagem do processo de transferência de calor para cada um dos trocadores. Utilizou-se o método do potencial de entalpias para determinar os coeficientes globais de transferência de calor de cada trocador. Para a realização da simulação numérica, foi implementado um programa utilizando como ferramenta computacional o programa “*Engineering Equation Solver*” (EES). O estudo foi feito variando-se os parâmetros geométricos do trocador de calor e verificando sua influência nos coeficientes de transferência de calor, nos calores trocados e nas condições de saída do ar. Primeiramente, cada parâmetro foi analisado individualmente e depois com algumas combinações. Concluiu-se que as dimensões das aletas no recuperador e os comprimentos do recuperador e do evaporador são os parâmetros que mais influenciam nas propriedades do ar comprimido na saída do desumidificador.

ABSTRACT

The objective of this work is to conduct a parametric analysis of the dehumidification process of compressed air in compact heat exchangers with Offset Strip Fins. The humidity carried by the compressed air should be removed from the system to prevent the condensation in the distribution lines and in the actuators or the final devices. The dehumidification process by cooling occurs when the temperature of the air is diminished until reaching the dew point, resulting in condensation of water vapor. The dehumidifier is constituted by two heat exchangers (recuperator and evaporator), each one of them being divided in two regions. A modeling of the heat and mass transfer process for each heat exchangers, was performed. The enthalpy driving potential method was used to determine the overall heat transfer coefficients of each heat exchanger. The numerical simulation was implemented by using the computational software "Engineering Equation Solver"(EES). The study was made varying the geometric parameters of the heat exchanger and verifying its influences on the heat transfer coefficients, the heat transfer and pressure drop, and the air exit conditions. First, each parameter was analyzed individually and then with some combinations. Its was concluded that the fins dimensions in both regions of the lengths of the recuperator and the evaporator are the parameters that have larger influence on the exit compressed air properties.

SUMARIO

LISTA DE SÍMBOLOS

RESUMO

ABSTRACT

CAPITULO 1

1. INTRODUÇÃO	1
1.1 OBJETIVOS	2

CAPITULO 2

2. CONCEITOS FUNDAMENTAIS	4
2.1 O AR COMPRIMIDO	4
2.1.1 Qualidade do Ar Comprimido.....	4
2.1.2 Tipos de Contaminação do Ar Comprimido	5
2.1.3 Umidade no Ar Comprimido	7
2.1.4 Problemas originados pela umidade do ar comprimido	7
2.2 INSTALAÇÃO TÍPICA PARA PRODUÇÃO DE AR COMPRIMIDO.....	8
2.2.1 Filtros de admissão de ar.....	8
2.2.2 Compressor	9
2.2.3 Resfriador Posterior	9
2.2.4 Separadores de condensado	10
2.2.5 Válvulas e recipientes para drenagem.....	10
2.2.6 Depuradores de óleo	11
2.2.7 Filtros	11
2.2.8 Reservatórios.....	11
2.3 SECADORES DE AR COMPRIMIDO.....	13
2.3.1 Secadores deliquescentes.....	13
2.3.2 Secadores dessecantes regenerativos (de adsorção)	15
2.3.3 Secadores por Resfriamento	16

2.4 ANÁLISE DOS PROCESSOS DE DESUMIDIFICAÇÃO.....	17
2.4.1 Processo de resfriamento e desumidificação	17
2.4.2 Processo de desumidificação química	19
CAPITULO 3	
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	20
3.1 TROCADORES DE CALOR DE PLACAS PARA DESUMIDIFICAÇÃO	21
3.2 ALETAS INTENSIFICADORAS DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR....	31
CAPITULO 4	
4. MODELAGEM DO SECADOR	37
4.1 CONDENSADOR OU RECUPERADOR.	40
4.2 EVAPORADOR.	50
CAPITULO 5	
5. RESULTADOS E DISCUSSÕES	56
- Variação do comprimento das aletas C	58
- Variação do espaçamento entre aletas x_F	63
- Variação da altura das aletas L	67
- Variação dos comprimentos do recuperador (L_{rec}) e do evaporador(L_{ev}).....	72
- Variação da vazão do ar m_1	75
CAPITULO 6	
6. CONCLUSÕES.....	79
ANEXOS	82
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	112

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos

A	[m ²]	Área
A_t	[m ²]	Área transversal
b	[kJ/kg-K]	Coefficiente do método da entalpia (Eq. 4.22)
C	[m]	Comprimento da aleta na direção do escoamento do fluido.
c_p	[kJ/kg-K]	Calor específico a pressão constante
D	[m]	Diâmetro externo do tubo
D_i	[m]	Diâmetro interno do tubo
f	[adimensional]	Fator de atrito
g	[m/s ²]	Aceleração da gravidade
h_c	[kW/m ² -K]	Coefficiente convectivo de transferência de calor
$h_{i,w}$	[kW/m ² -K]	Coefficiente convectivo de transferência de calor da superfície molhada da região I
$h_{o,w}$	[kW/m ² -K]	Coefficiente convectivo de transferência de calor da superfície molhada da região III
i	[kJ/kg}	Entalpia
i_s	[kJ/kg]	Entalpia do ar saturado
j	[adimensional]	Fator de Colburn
k	[kW/m ² -K]	Condutividade térmica
L	[m]	Altura da aleta
L_c	[m]	comprimento característico
L_{rec}	[m]	Comprimento do recuperador
L_{ev}	[m]	Comprimento do evaporador
\dot{m}	[kg/s]	Vazão massica
n	[adimensional]	Número de aletas por passo
n_{pas}	[adimensional]	Número de passos por trocador de calor
Nu	[adimensional]	Número de Nusselt
P	[kPa]	Pressão

Per	[m]	Perímetro molhado
Pr	[adimensional]	Número de Prandtl
\dot{q}	[kW]	Taxa de transferência de calor
R	[m ² -K/kW]	Resistência térmica
Re	[adimensional]	Número de Reynolds
St	[adimensional]	Número de Stanton
T	[°C]	Temperatura
T_F	[°C]	Temperatura da aleta
U	[kW/m ² -K]	Coefficiente global de transferência de calor
u	[m/s]	Velocidade
\dot{V}	[m ³ /s]	Vazão volumétrica
v	[m ³ /kg]	Volume específico
w	[kg _a /kg _{as}]	Umidade absoluta
X_P	[m]	Espessura da parede do tubo
X_C	[m]	Espaçamento entre as aletas na direção do escoamento do fluido
X_F	[m]	Espaçamento entre as aletas na direção circunferência
y	[m]	Espessura da aleta
y_w	[m]	Espessura da camada do condensado

Gregos

η	[%]	Eficiência da aleta
ϕ	[%]	Umidade relativa
μ	[kg/m-s]	Viscosidade absoluta
ρ	[kg/m ³]	Densidade

Subscritos

<i>a</i>	Entrada do compressor (atmosférico)
<i>B</i>	Base da aleta
<i>ev</i>	Evaporador
<i>F</i>	Aleta
<i>in</i>	Região interior do tubo (região I ou IV)
<i>m</i>	Média
<i>o</i>	Região exterior do tubo (região II ou III)
<i>p</i>	Parede do tubo
<i>rec</i>	Recuperador
<i>s</i>	Saturado
<i>w</i>	Camada de água (condensado)
<i>I</i>	Região do ar úmido no recuperador
<i>II</i>	Região do ar seco resfriado no recuperador
<i>III</i>	Região do ar úmido no evaporador
<i>IV</i>	Região do fluido refrigerante no evaporador.
<i>1</i>	Entrada do ar úmido na região I
<i>2</i>	Entrada do ar seco resfriado na região II
<i>3</i>	Saída do ar úmido da região I
<i>4</i>	Saída do ar seco da região II
<i>5</i>	Entrada do ar úmido na região III
<i>6</i>	Saída do ar seco resfriado da região III
<i>7</i>	Entrada do fluido refrigerante na região IV
<i>8</i>	Saída do fluido refrigerante da região IV

CAPÍTULO –1

1. INTRODUÇÃO

O ar comprimido é poucas vezes usado de forma direta, sendo geralmente usado como alimentação de sistemas pneumáticos. Tem aplicações em praticamente todos os campos da indústria e do comércio. Uma instalação de ar comprimido, além de fornecer ar na pressão e vazão necessária aos equipamentos consumidores, precisa assegurar a qualidade do ar, controlando e eliminando seus três maiores contaminantes: óleo queimado, vapor de água e particulados. Estas impurezas são aspiradas pelo compressor no processo de produção do ar comprimido.

A exigência de ar comprimido limpo e seco tem aumentado consideravelmente nos últimos anos. Os secadores de ar são usados para evitar problemas que são originados pela água na rede de ar comprimido. Pela secagem de ar, as avarias no sistema de tubulações, nas máquinas, nas ferramentas, etc. são reduzidas e podem ser evitados reparos dispendiosos e paralisações na produção.

Se o ar comprimido for seco, a rede de tubos pode ser montada de maneira mais simples, sem as inclinações até os pontos de separação, sem separadores de condensados e sem a necessidade de se ligar os tubos secundários na parte de cima dos tubos principais. Para certas aplicações é necessário secar o ar comprimido, tais como os casos de sistemas de ar para instrumentação, transporte pneumático de materiais higroscópicos e o uso externo do ar comprimido em climas frios.

A quantidade de umidade no ar atmosférico se encontra influenciada pela pressão, a temperatura e a proximidade com mares, lagos ou rios. O vapor de água ao condensar pode ter efeitos corrosivos sobre metais, além de remover os lubrificantes de proteção das ferramentas e outros dispositivos pneumáticos. Como proteção contra essas consequências indesejáveis num sistema de ar comprimido, o uso de diferentes tipos de sistemas de secagem de ar comprimido tornou-se cada vez mais popular. Basicamente existem três principais tipos de secadores: secadores

deliqüescentes (absorção), secador dessecante de adsorção e secador por resfriamento, dentre os quais, apenas o último será abordado.

Os secadores por resfriamento operam como os sistemas de climatização de residências ou geladeiras. O ar é resfriado em duas etapas, a primeira pela troca de calor entre o ar quente e o ar resfriado, e a segunda entre o fluido refrigerante e o ar quente. Conforme o ar é resfriado, perde sua capacidade de reter umidade. O condensado resultante é coletado e retirado manual ou automaticamente. Muitas vezes, o ar é reaquecido até níveis próximos da temperatura do recinto para evitar formação de condensado na rede de distribuição. A temperatura mais baixa do sistema é normalmente mantida um pouco acima do ponto de congelamento da água (2 a 3 °C) para evitar eventuais restrições ao fluxo de ar pela formação de gelo.

Dentre os secadores por refrigeração mais utilizados na desumidificação do ar encontra-se a serpentina de resfriamento que pode desumidificar a mistura ar seco-vapor de água até alcançar níveis de 30% de umidade relativa. Neste trabalho, serão analisados os processos de resfriamento e desumidificação do ar comprimido que utilizam trocadores de calor aletados. A motivação para o estudo deste tipo de trocador são as vantagens em relação a outras geometrias, como por exemplo, as pequenas dimensões deste aparelho, que permitem a redução do custo de produção.

1.1 OBJETIVOS.

O objetivo deste trabalho é desenvolver uma metodologia para simulação e análise paramétrica de trocadores de calor compactos utilizados em processos de desumidificação de ar comprimido.

Os processos de transferência de calor e desumidificação do ar em trocadores de calor são analisados teoricamente para a obtenção de uma metodologia para análise e dimensionamento de trocadores de calor.

A implementação de um modelo computacional é feita usando a ferramenta EES (*Engineering Equation Solver*) por ser capaz de resolver sistemas de equações simultâneas e possuir uma biblioteca de propriedades termodinâmicas de diversas substâncias puras e misturas (inclusive as propriedades psicrométricas do ar úmido).

CAPÍTULO –2

2. CONCEITOS FUNDAMENTAIS

2.1 O AR COMPRIMIDO

2.1.1 Qualidade do Ar Comprimido

O incremento na automatização de plantas industriais tem exigido uma melhora na qualidade do ar comprimido. Uma instalação de ar comprimido deve assegurar a qualidade do ar comprimido para os equipamentos consumidores. A umidade do ar da atmosfera está presente na rede de distribuição em forma de água. O ar comprimido contém contaminantes como poeira, vapor de água, óleo queimado, microorganismos e outros compostos em menor concentração, os tipos e quantidades dependem do local de onde se realiza a aspiração do ar. A esta mistura juntam-se o óleo de lubrificação, resíduos metálicos obtidos por meio do desgaste do compressor e dos tubos da rede de distribuição.

As exigências quanto à qualidade de ar comprimido diferem de uma aplicação para outra. O ar para pintura deve ser seco, isento de óleo e isento de partículas que podem originar falhas no acabamento; na siderurgia a necessidade é outra, o acabamento dos produtos com avançada tecnologia de concepção exige especificações de qualidade que devem ser seguidas para evitar aumento de custos, queda de produtividade, serviços de manutenção, redução da vida útil, desgastes prematuros, quebras etc. O uso de ar comprimido em hospitais é amplo e está presente, por exemplo, no transporte de substâncias medicamentosas para pacientes por via respiratória, como fração gasosa na ventilação mecânica, na movimentação dos equipamentos, como agente de secagem e limpeza, como fonte de vácuo do princípio de Venturi. Neste caso, a qualidade do ar deve ser assegurada com a garantia de ser isento de microorganismos patogênicos, substâncias oleosas, água, poeira e outros elementos que não fazem parte de sua composição.

A norma **ISO 8573-1** classifica o ar comprimido em classes de qualidade e condições básicas para sua utilização adequada em diversas aplicações com fins industriais; controla, assim, as quantidades de partículas sólidas, água (em função do ponto de orvalho) e óleo (FESTO-a).

2.1.2 Tipos de Contaminação do Ar Comprimido

Os contaminantes presentes em circuitos de ar comprimido são suficientes para obstruir orifícios de equipamentos pneumáticos sensíveis. Os contaminantes também desgastam vedações, provocam erosão em componentes do circuito e, portanto, reduzem a eficiência de ferramentas pneumáticas e danificam produtos acabados. O resultado final traz como consequência produtos rejeitados, desperdício de tempo de produção e aumento de custos de manutenção. Por exemplo, quantidades mínimas de partículas de óleo podem causar sérias marcas, tipo "olho-de-peixe", em operações de acabamento de pinturas. As normas da O.S.H.A. (Órgão de Segurança e Saúde do Ministério do Trabalho Americano) estabelecem que o ar não pode conter acima de 5 miligramas de partículas de óleo por metro cúbico de ar industrial ou 28 gramas de óleo por 200.000 pés cúbicos. Esta é mais uma razão pela qual o ar comprimido é uma preocupação em aplicações industriais. A contaminação do ar é particularmente problemática em aplicações de precisão, onde o nível de limpeza do ambiente de trabalho e o grau de pureza do produto são críticos. Em circuitos de mínima tolerância, onde encontramos orifícios e folgas extremamente reduzidas entre suas peças, é vital que o circuito pneumático seja isento de qualquer partícula líquida em suspensão, bem como de partículas sólidas. Os contaminantes que causam maiores problemas em circuitos de ar comprimido são: vapor de água, óleo e partículas sólidas.

É grande o potencial de condensação de umidade através do resfriamento do ar. Por exemplo, um compressor recíproco típico de 170 m³/h com 7 bar de pressão descarrega ar em uma temperatura de 150°C a 175°C. Usando um resfriador posterior resfriado por água com água de resfriamento a 29°C e uma diferença de temperatura de descarga de 9°C, o ar comprimido que deixa o resfriador posterior estará saturado a 38°C. O conteúdo total de umidade remanescente no ar comprimido será

equivalente a 25 litros em cada 24 horas de operação (ROLLINS, 2004). O diâmetro das partículas de água em suspensão no ar comprimido varia de 0,05 a 10 μm (FESTO-b).

Embora sistemas de secagem de ar possam ser usados eficientemente para a remoção de água do ar comprimido, tais sistemas não removem o contaminante líquido do ar: o óleo. Ele é introduzido em grande escala na vazão de ar através do compressor. A quantidade de óleo introduzida desta forma varia com o tipo de compressor utilizado. As estimativas do teor de hidrocarbonetos encontrados na saída de ar de compressores típicos, em partes por milhão (ppm), são (FESTO-b):

- Compressor de Parafuso: 25 a 75 ppm a 93°C (200°F).
- Compressor de Pistão: 5 a 50 ppm a 177°C (350°F).
- Compressor Centrífugo: 5 a 15 ppm a 145°C (300°F).

A uma concentração de 25 ppm, um compressor fornecendo 170 m³/h durante 35 horas introduzirá 224 gr de óleo no circuito pneumático (ROLLINS, 2004). Ainda que se utilize um compressor de funcionamento a seco (sem óleo), a contaminação por óleo encontrada no fluxo de ar continua sendo um problema, pois o ar ambiente pode conter de 20-30 ppm de hidrocarbonetos em suspensão originários de fontes industriais e da queima de combustíveis. Compressores a seco podem expelir aproximadamente 10 ppm de hidrocarbonetos durante o ciclo de compressão. Esta quantidade é suficiente para contaminar os componentes da linha de ar e impregnar equipamentos de secagem. A maioria das partículas de óleo em suspensão geradas por todos os tipos de compressores são iguais ou inferiores a 2 μm (FESTO-b).

O terceiro maior contaminante encontrado no ar comprimido são as partículas sólidas, incluindo ferrugem e fragmentos da tubulação. Partículas sólidas combinadas com partículas de água e óleo em suspensão podem obstruir e reduzir a vida de componentes de circuitos pneumáticos, bem como sistemas de filtração. A maioria das partículas de ferrugem e fragmentos encontrados em circuitos de ar comprimido apresentam tamanhos variando de 0,5 a 5 μm (FESTO-b).

2.1.3 Umidade no Ar Comprimido

O ar atmosférico contém vapor de água com características que dependem das condições atmosféricas (altitude acima do nível do mar, temperatura do bulbo seco e umidade relativa). O vapor de água começa a condensar-se dentro do sistema de ar comprimido quando este resfria até o ponto de saturação (isto é, a temperatura na qual não pode mais reter o vapor de água). Este é o chamado ponto de orvalho, que é definido como a temperatura na qual o vapor de água no ar começa a condensar ou mudar de estado de vapor para o estado líquido ou sólido, quando o ar é resfriado vagarosamente a pressão constante (KARLEKAR, 1994). O máximo de vapor de água que um determinado volume de ar pode segurar depende principalmente da temperatura e, em uma extensão menor, da pressão. A umidade relativa é a quantidade de vapor que o ar realmente contém em relação ao máximo que ele pode reter.

Só para umidades relativas de 100% o vapor de água se encontra em estado saturado. Para umidades relativas menores, o vapor de água encontra-se em estado superaquecido, o que significa que para alcançar o ponto de saturação (umidade relativa de 100%) é preciso resfriar o ar, diminuindo a temperatura à medida que a umidade relativa baixa.

2.1.4 Problemas originados pela umidade do ar comprimido

Os problemas originados pela presença de umidade no ar comprimido são mais evidentes em ferramentas pneumáticas, perfuratrizes, máquinas automáticas operadas por ar comprimido, equipamentos de jato de areia, dispositivos pneumáticos lógicos e controles de equipamentos de pintura. Entre os problemas mais comuns (ATLAS COPCO, 1976), têm-se:

- Lavagem do lubrificante requerido nos atuadores;
- Incremento do desgaste e dos custos de manutenção;
- “*Sluggish*” e operação inconsistente de válvulas e cilindros;
- Funcionamento defeituoso e aumento da manutenção na instrumentação;

- Prejuízos na produção em processos de pintura e outros tipos de atomizadores;
- Oxidação de partes que foram tratadas com “*sand blasting*”;
- Obstrução de linhas por congelamento da água quando o sistema de tubulação estiver exposto a temperaturas menores de 0 °C;
- Congelamento de micro gotas de água no ingresso de ferramentas de mediação, alterando a medição;
- Condensação no transporte pneumático de produtos.

Deve-se deixar claro que o vapor de água do ar comprimido não implica nenhum problema no sistema, enquanto não se alcance a temperatura de saturação o que geraria condensação, com a permanência do condensado no interior do sistema.

2.2 INSTALAÇÃO TÍPICA PARA PRODUÇÃO DE AR COMPRIMIDO

Uma instalação típica para produção de ar comprimido consiste basicamente de: um ou mais compressores com uma fonte de acionamento, sistema de controle, filtro de admissão, resfriador posterior com separador de condensado, reservatório de ar, secador de ar, tubulação de interconexão, e mais um sistema de distribuição para levar o ar aos seus pontos de consumo (FESTO-c). A Figura 2.1 mostra o diagrama típico de uma instalação de pequeno/médio porte para ar de qualidade industrial ou de laboratório. É um esquema básico e variações podem ocorrer dependendo da aplicação. Os dispositivos não precisam estar fisicamente separados, muitas instalações são conjuntos integrados, contendo todos ou quase todos os dispositivos em um único bloco.

2.2.1 Filtros de admissão de ar

Estes filtros são utilizados para assegurar a operação confiável de um compressor. A ausência do filtro de admissão do ar permitiria o ingresso dos poluentes abrasivos existentes no ar, os quais ficariam em suspensão no óleo

lubrificante e causariam desgaste excessivo nos cilindros, anéis dos pistões, mancais, etc.,

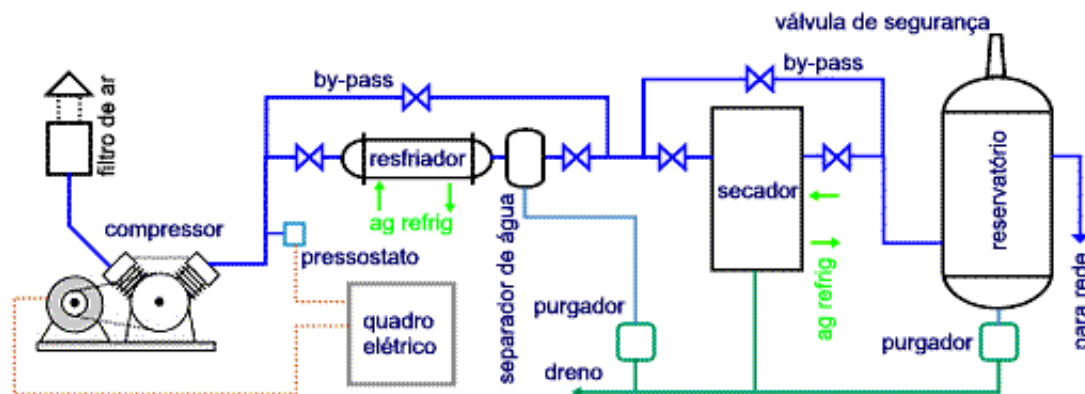


Figura 2.1- Instalação típica para produção de ar comprimido (MY SPACE, 2005).

2.2.2 Compressor

O compressor é utilizado para aumentar a pressão do ar, seja pela aplicação de uma ação mecânica para reduzir o volume de um espaço fechado (compressores de deslocamento), ou pelo aumento da energia cinética do ar que tem um fluxo contínuo e que é convertido em energia de pressão mediante um difusor (compressores dinâmicos).

2.2.3 Resfriador Posterior

Geralmente a temperatura do ar comprimido na saída do compressor varia de 80 °C a 175 °C, dependendo do tipo de compressor, do número de estágios e do método de resfriamento. Para manter uma boa eficiência nos secadores, deve-se manter o fluxo, a pressão, a temperatura e o ponto de orvalho do ar comprimido, para o qual foram dimensionados; se essas condições foram alteradas, a eficiência do secador pode ser afetada drasticamente.

Também, quando o ar passa diretamente do compressor para a tubulação, o calor provoca a dilatação da linha. Isto é seguido por uma contração, quando o

compressor está inoperante. A repetição deste processo provoca fendas nas juntas e, conseqüentemente, vazamentos.

Torna-se, portanto, importante a instalação de um resfriador posterior (também chamado de *aftercooler*) antes do secador para reduzir a temperatura do ar comprimido, provocando a precipitação do condensado e do vapor de óleo. Nesse equipamento é retirada de 50 % a 75 % do vapor de água, dependendo das condições de admissão do compressor e do tipo de resfriador posterior. Os resfriadores posteriores podem ser horizontais ou verticais e são resfriados por água ou por ar.

Compressores de pequeno porte, como os usados em postos de serviço e pequenas oficinas, não fazem uso desse dispositivo. A própria tubulação de saída e o reservatório resfriam o ar e a umidade se condensa no fundo deste último.

2.2.4 Separadores de condensado

Existem diversos tipos de separadores para retirar água condensada do fluxo de ar comprimido. O mais comum utiliza o princípio centrífugo que retira a maioria do líquido para um recipiente de drenagem, depois a unidade é periodicamente descarregada por uma válvula de drenagem aberta de modo manual ou automático. Um bom separador de condensado pode ter uma eficiência de separação de 80 % a 90 %. O restante do condensado acompanha o ar comprimido em forma de névoa até o reservatório de ar. A velocidade do ar é diminuída consideravelmente no reservatório e a maioria do condensado residual se depositará nas suas paredes, fluindo para o dreno no fundo do reservatório.

2.2.5 Válvulas e recipientes para drenagem

Os recipientes e válvulas para drenagem permitem que o condensado acumulado seja armazenado para a posterior drenagem do reservatório, dos resfriadores e dos secadores. Existem diferentes tipos de recipientes e válvulas, que podem ser acionados manual, elétrica ou pneumáticamente.

2.2.6 Depuradores de óleo

Os depuradores de óleo são recipientes de pressão que contêm peneiras ou malhas permanentes de metal que interceptam grandes partículas de óleo, as quais gotejam e se juntam na parte inferior do recipiente para a drenagem periódica.

2.2.7 Filtros

O filtro tem a função de reter partículas de poeira que desgastariam o compressor e degradariam a qualidade do ar. Existem filtros de papel seco, papel impregnado com óleo, tela com óleo, feltro, etc. Em geral, os filtros secos são adequados para a maioria das aplicações.

Existem muitas aplicações que requerem associações de dois ou mais filtros, para eliminação de aerossóis, odores etc, que somente serão conseguidos com a combinação de vários filtros, e também para garantir uma mínima durabilidade dos elementos filtrantes, evitando-se saturação e entupimento após pouco tempo de uso.

Para os secadores de ar comprimido, existe uma grande variedade de filtros coalescentes e de partículas. Os filtros coalescentes são projetados para retirar aerossóis de óleo e água através da coalescência (interceptando e concentrando aerossóis em gotículas maiores que podem ser coletadas e retiradas do filtro), enquanto os filtros de partículas são projetados para retirar sólidos como sujeira, incrustações, ferrugem e outros contaminantes que eventualmente penetraram no sistema após o compressor ou o secador. Os filtros de partículas são especificados pelo tamanho da menor partícula que o elemento vai reter. Também existem filtros para a eliminação de odores e vapores.

2.2.8 Reservatórios

Normalmente, uma instalação de compressores é equipada com um ou mais reservatórios de ar. Estes são dimensionados para satisfazer a capacidade do compressor, o sistema de regulagem, a pressão de trabalho e as variações esperadas

no consumo de ar. Entre as finalidades do reservatório estão: amortecer as pulsações da tubulação de descarga, resultando em uma pressão estável no sistema; servir como reservatório para tomar conta dos consumos repentinos ou não usuais pesados, mas mais elevados que a capacidade do compressor; eliminar ou reduzir a troca muito freqüente das operações em carga ou em alívio do compressor. Adicionalmente serve para condensar alguma umidade que possa estar presente no ar comprimido que sai do compressor ou que não foi separada no resfriador posterior.

Em um sistema de secagem de ar comprimido, existem vantagens em instalar o reservatório antes ou depois do equipamento de secagem, dependendo das condições específicas. Quando é instalado antes do compressor, o reservatório funciona como câmara de amortecimento para atenuar as pulsações do compressor. Também funciona como um separador adicional, permitindo que a água condensada, óleo e partículas sólidas não removidas pelo separador do resfriador posterior separem-se do fluxo de ar.

Quando o secador de ar comprimido é instalado depois do reservatório, deve-se assegurar que o fluxo de ar através do secador não exceda sua capacidade de projeto. Caso sejam descarregadas elevadas demandas intermitentes através do secador, podem ocorrer arrastes de líquidos, elevados pontos de orvalho, danos ao dessecante, arraste de dessecante ou material de absorção e, em alguns casos, danos ao secador.

Quando o reservatório está localizado depois do secador, a capacidade nominal do compressor regula o fluxo máximo através do secador. Com esse arranjo, o reservatório armazena ar seco prontamente disponível para demandas de pico. Independentemente da sua localização, um reservatório de tamanho adequado irá melhorar a operação total do sistema de ar comprimido.

2.3 SECADORES DE AR COMPRIMIDO

O ar comprimido pode ser secado de diferentes formas, a Figura 2.2 mostra os métodos de secagem.

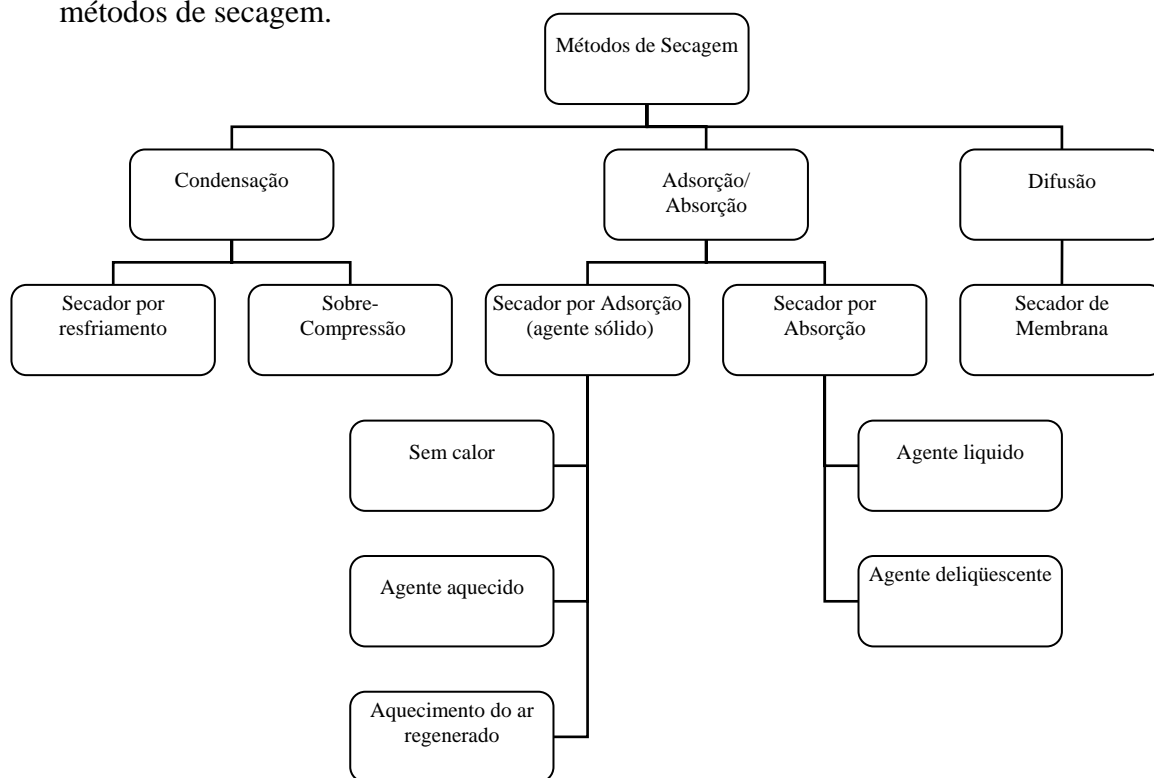


Figura 2.2- Métodos de secagem do ar comprimido

2.3.1 Secadores deliqüescentes.

Os secadores deliqüescentes utilizam um material dessecante higroscópico (material capaz de absorver, reter ou eliminar água) que tem uma alta capacidade de absorção. O dessecante retira o vapor de água do ar comprimido e se dissolve no líquido formado. A substância química (material higroscópico) é uma solução salina a base de NaCl que é misturada com outros ingredientes para controlar o pH dos efluentes e para prevenir corrosão, formação de bolos e formação de canais. Também é possível utilizar outros agentes refrigerantes, tais como glicerina, ácido sulfúrico, giz desidratado e sal de magnésio hiperacidificado. Este tipo de substância química seca o ar para uma umidade relativa específica em vez de seca-lo para um ponto de orvalho.

Esses secadores são de construção simples, tal e como é mostrado na Figura 2.3. 1 kg de sal é capaz de reter aproximadamente 13 kg de condensado (FESTO-b), pelo que o dessecante é consumido durante a operação de desumidificação e para manter um nível adequado da cama do dessecante em uma instalação média, ele deve ser complementado duas a três vezes por ano.

Entre as vantagens dos secadores deliçescentes está o baixo custo inicial já que não possui peças móveis e não necessita energia. As desvantagens são:

- Redução limitada do ponto de orvalho;
- O dessecante precisa ser substituído regularmente;
- Manutenção cara;
- Possibilidade de ingresso de dessecante na tubulação de distribuição originando danos sobre a tubulação de ar e o equipamento;
- Alguns materiais dessecantes derretem ou se fundem com temperaturas acima de 32 °C, tornando-os sem efeito em função da formação de bolos ou canais. Isso permite que o ar úmido passe sem reagir com o dessecante;
- Custos de operação relativamente altos.

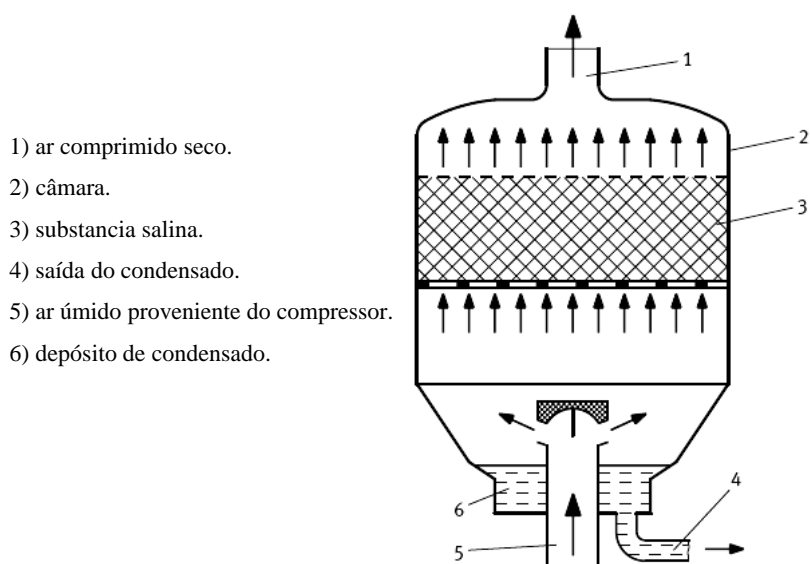


Figura 2.3- Secador deliçescente (FESTO-b).

2.3.2 Secadores dessecantes regenerativos (de adsorção)

Este tipo de secadores utiliza um dessecante (sílica-gel, alumina ou outras) que absorve a umidade do ar e é coletada nos seus milhares de pequenos poros, permitindo que um volume pequeno do dessecante retenha uma quantidade de água relativamente grande. O dessecante pode ser regenerado pela aplicação de calor ou pela exposição a um fluxo de ar quente. A regeneração também pode ser obtida ao frio. Os secadores com regeneração do agente ao frio têm um custo menor, mas o funcionamento é menos rentável.

Secadores regenerativos necessitam de duas ou mais torres de dessecante para uma operação contínua; enquanto uma torre esta sendo regenerada, a outra seca o ar comprimido. Sempre devem ser instalados filtros para a retirada de óleo (coalescente) da frente do secador dessecante com o objetivo de proteger o material dessecante. A Figura 2.4 mostra um secador com regeneração por calor. Os dois secadores são ativados alternadamente e segundo o tipo de agente secador que utilize, são alcançados pontos de condensação ate de -70°C . Também existem secadores por adsorção que utilizam filtros moleculares (silicatos de metal e alumínio ou zeolitas) como material dessecante.

As vantagens dos secadores regenerativos são:

- Baixo ponto de orvalho;
- Custo de operação moderado, considerando os baixos pontos de orvalho;
- Não se tem água para ser drenada;

E entre as desvantagens, têm-se as seguintes:

- Custo inicial alto;
- A manutenção periódica nas torres do dessecante é necessária;
- Se aerossóis de óleo cobrem o material dessecante, elimina-se o efeito de absorção.

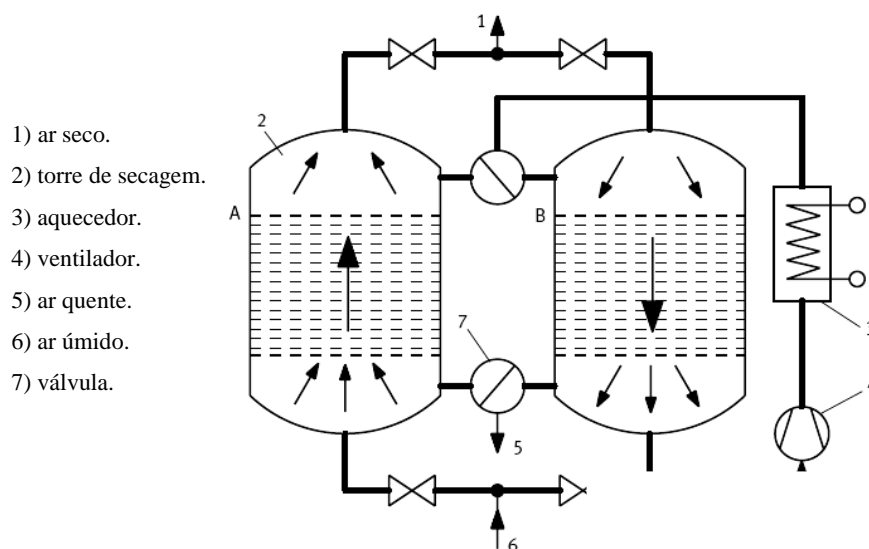


Figura 2.4- Secador por Adsorção (FESTO-b).

2.3.3 Secadores por Resfriamento

Este tipo de secador consiste em um sistema de refrigeração que se encarrega de diminuir a temperatura do ar comprimido até que não consiga reter umidade e comece a condensar-se. O resfriamento é consequência da evaporação do fluido refrigerante. A temperatura do ar comprimido é diminuída pela troca térmica realizada primeiramente no recuperador (ar-ar) e depois no evaporador (ar-fluido refrigerante). A Figura 2.5 mostra um arranjo típico.

As vantagens dos secadores por refrigeração são:

- Ponto de orvalho constante;
- Pouca manutenção;
- Baixo custo de operação;
- Não é danificado por vapores de óleo ou aerossóis;

A desvantagem do secador por refrigeração é que ele não pode atingir pontos de orvalho muito baixos.

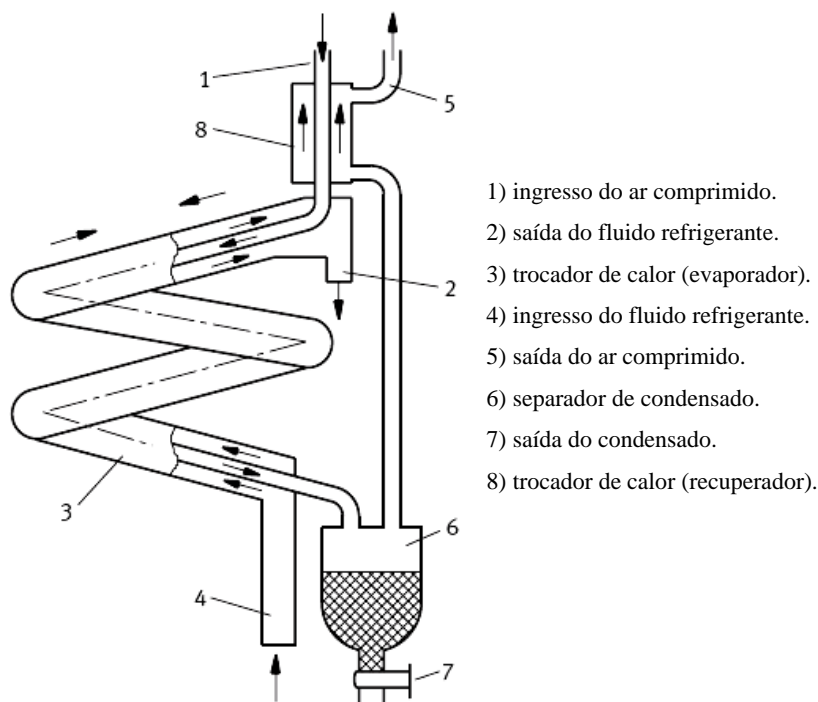


Figura 2.5- Secador por resfriamento (FESTO-b).

2.4 ANÁLISE DOS PROCESSOS DE DESUMIDIFICAÇÃO

O processo de desumidificação tem como objetivo retirar a umidade do ar, e assim, evitar a formação de condensado nas linhas de distribuição ou nos atuadores. Para a análise do processo de desumidificação, podem ser utilizadas as cartas psicrométricas as quais permitem a representação gráfica do processo. Estes processos utilizam dois princípios diferentes (MOREIRA, 1999):

2.4.1 Processo de resfriamento e desumidificação

Quando o ar úmido é resfriado a pressão constante até uma temperatura inferior ao ponto de orvalho, parte do vapor de água se condensa reduzindo a temperatura de bulbo seco e a umidade absoluta. A Figura 2.6 mostra o esquema de um desumidificador que utiliza este princípio. O ar úmido entra no ponto 1 e escoar (exteriormente) através de uma serpentina de refrigeração por onde escoar (interiormente) fluido refrigerante ou água resfriada. Na saída do desumidificador, no ponto 2, o ar úmido está saturado a temperatura inferior que o ar da entrada. Embora

a água condensa a diferentes temperaturas, considera-se que o condensado resfria até a temperatura T_2 antes de sair do desumidificador. Após a passagem do ar pela serpentina de refrigeração, a temperatura do ar é aumentada utilizando um aquecedor (para o caso da secagem do ar comprimido por refrigeração, este aquecimento é realizado pela troca térmica com o ar que entra no desumidificador).

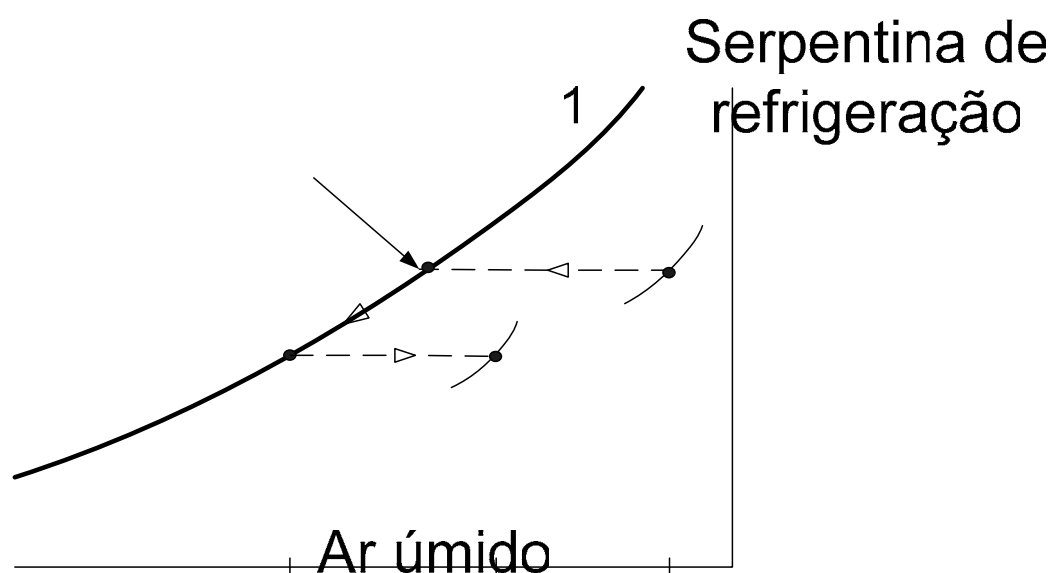
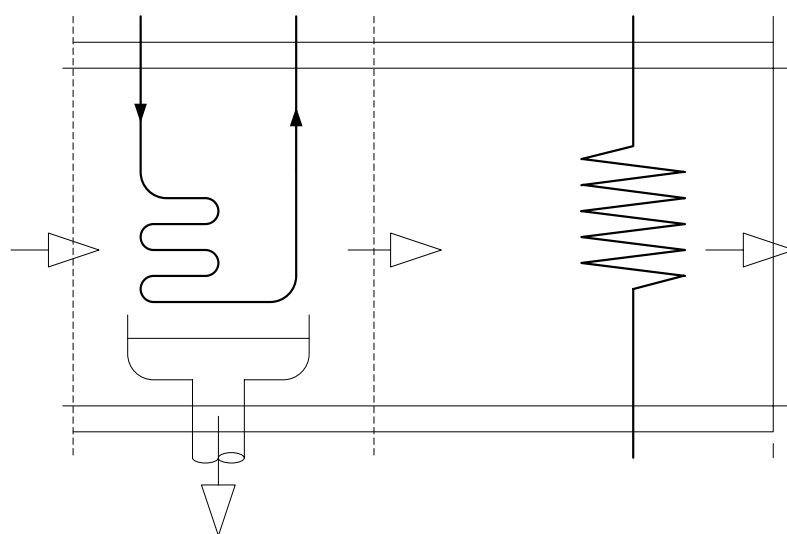


Figura 2.6- Processo de resfriamento e desumidificação.

2.4.2 Processo de desumidificação química

Este é o princípio de funcionamento dos secadores por adsorção e absorção (Figura 2.7) na qual o vapor de água é adsorvido ou absorvido pela substância higroscópica. No caso do processo ser adiabático, a entalpia do ar se mantém constante, a temperatura do ar aumenta e a umidade absoluta diminui.

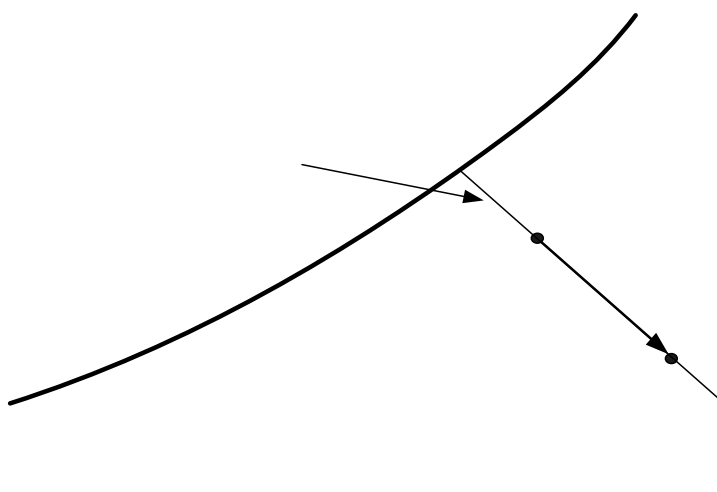


Figura 2.7- Processo de desumidificação química.

Entalpia constante

$$\Phi = 100\%$$

CAPÍTULO –3

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Os trocadores de calor são elementos importantes na definição da eficiência energética e das dimensões dos sistemas de refrigeração e ar condicionado. Os trocadores de calor de placas apareceram no mercado na década de 30 como uma importante alternativa devido a sua facilidade de higienização e manutenção, mas só nos anos 60 foram utilizados no lugar dos trocadores de calor tipo casco-tubo (KAKAÇ e LIU, 2002).

Para as aplicações de refrigeração e condicionamento do ar, os trocadores de calor mais utilizados são os chamados condensadores e evaporadores. Muitos pesquisadores têm atuado no desenvolvimento tecnológico e no aumento do desempenho de trocadores de calor, particularmente do lado do ar (JACOBI e SHAH, 1998; WEBB, 1998). Quando o trocador tem a função de desumidificar o ar, a superfície do evaporador está sujeita a condensação da umidade contida no ar. Por isso, o formato do lado do ar do trocador requer maiores considerações pela transferência simultânea de calor e massa (MCQUISTON, 1976; HU et al.,1994, CHUAH e KUNG, 1998).

O processo de desumidificação por resfriamento de ar é geralmente realizado através de trocadores de calor tipo tubo-aleta (BURIN, 1998), mas este tipo de trocador de calor está sendo substituído pelos trocadores de calor de placas brazadas. O processo de desumidificação do ar comprimido é realizado por absorção e por adsorção, mas não foram encontrados na literatura trabalhos referentes ao método de desumidificação por resfriamento para ar comprimido. A revisão bibliográfica apresentada neste capítulo foi realizada agrupando as publicações nas seguintes subdivisões:

3.1 Trocadores de calor de placas para desumidificação.

3.2 Aletas intensificadoras da transferência de calor.

3.1 TROCADORES DE CALOR DE PLACAS PARA DESUMIDIFICAÇÃO

No processo de desumidificação por resfriamento, o ar que ingressa no sistema é exposto a baixas temperaturas que levam à condensação do vapor de água nele contido. Esta troca térmica é realizada em trocadores de calor que são geralmente do tipo tubo-aleta e que nos últimos anos estão sendo substituídos pelos trocadores de calor de placas, comumente chamados de PHEs (*Plate Heat Exchangers*) (HEWITT, 1992).

Os trocadores de calor de placas ou PHEs são amplamente utilizados em sistemas térmicos, sendo mais comuns os de tipo compacto de placas paralelas corrugadas (Figura 3.1). Inicialmente foram utilizados em processos industriais (por exemplo, pasteurização de leite), e atualmente se encontram na maior parte das aplicações industriais. A tecnologia dos PHEs evoluiu na metade do século XX com significativas modificações na estrutura interna das placas compactas, obtendo melhoras consideráveis na eficiência. Este tipo de trocador de calor utiliza placas paralelas corrugadas. Os principais aspectos desta evolução são os menores tamanhos e melhores desempenhos dos trocadores de calor, sendo ideais em sistemas compactos onde o espaço é uma consideração importante. Outra vantagem é a possibilidade de aumentar ou diminuir o tamanho do trocador pela adição ou retiro de placas (KAYS e LONDON, 1964).

São muitas as publicações sobre trocadores de calor de placas (PHEs), nas quais se apresentam correlações para a determinação do coeficiente convectivo de transferência de calor e do fator de atrito do escoamento nos canais. Normalmente o número de Nusselt (transferência de calor convectiva) é correlacionado com o número de Reynolds (escoamento) e o número de Prandtl (propriedades do fluido), enquanto o fator de atrito é correlacionado só com o número de Reynolds. Nos trabalhos de SHAH e FOCKE (1988), e SAUNDERS (1988) são apresentadas algumas correlações para diversas geometrias de placas, assim como muitos padrões de ranhuras nas placas, existindo uma grande variedade de correlações e parâmetros disponíveis.

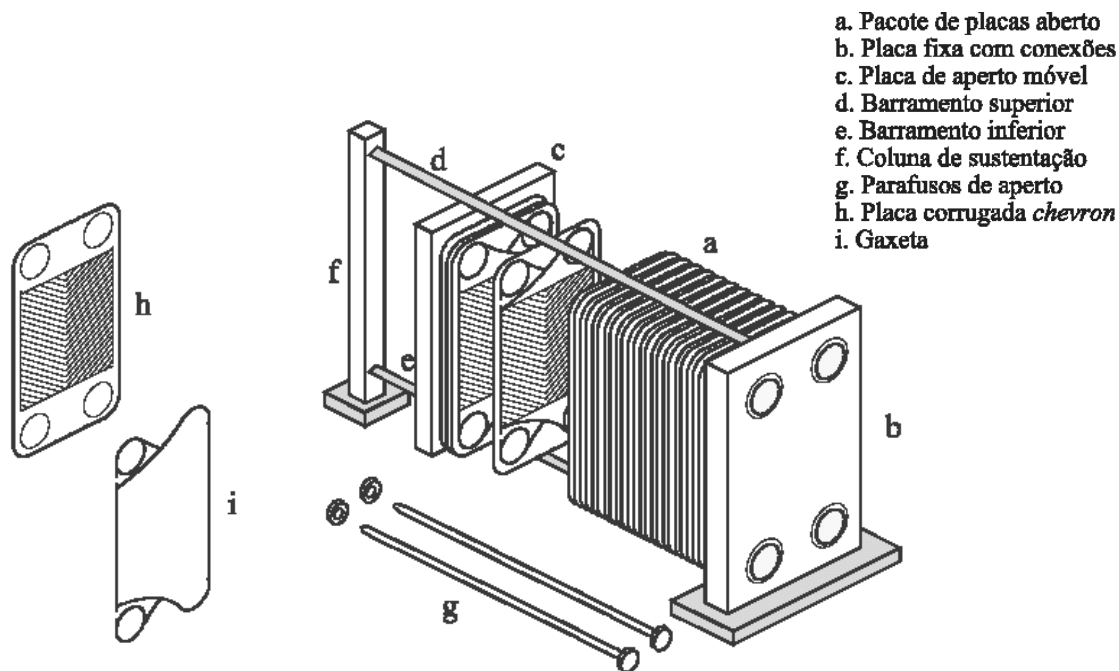


Figura 3.1- Partes principais do trocador de calor de placas (PHE)(GUT, 2003)

MCQUISTON (1976) estudou o processo de transferência de calor e massa na mistura de vapor e ar escoando sob uma superfície fria, onde os perfis de velocidade, temperatura e concentração de vapor, encontram-se em desenvolvimento. Além de mostrar que o fator de Colburn (j -factor) com transferência de massa é maior, especulou que os níveis elevados de turbulência do seu modelo experimental poderiam gerar uma considerável diferença entre os resultados teóricos e experimentais para condições secas. Chegou à conclusão que superfícies de alumínio, cobre-níquel e cobre promovem a formação de condensado por gotículas para desumidificação da mistura do ar, realizada por convecção forçada com números de Reynolds de 600 a 5000, sendo a superfície de alumínio a que gerou maior quantidade de condensado e a de cobre a de menor formação de condensado. Estas superfícies particulares não mostraram influência do número de Reynolds (600-5000) na formação de condensado em estado estável; mas que para Re baixos e conseqüentemente taxas de transferência de massa baixas, o tempo de formação de condensado era maior. Notou que a presença de gotículas de água na superfície de

um escoamento de perfil desenvolvido incrementava os coeficientes de transferência de calor e massa dependendo das dimensões do canal e do Re .

No trabalho apresentado por WANNIARACHCHI et al. (1995), desenvolveu-se um conjunto de correlações para o escoamento monofásico em PHEs com placas tipo “chevron”, além de complementar a teoria do desenho de PHE desenvolvida por SHAH e WANNIARACHCHI (1992). Este tipo de desenho de PHE (mostrado na Figura 3.2) consiste em placas com corrugações inclinadas ao ângulo de inclinação β (ângulo “chevron”) com relação à direção principal do escoamento e é o tipo mais utilizado comercialmente. Muitos outros pesquisadores realizaram trabalhos teórico-experimentais para diferentes inclinações de β ratificando os resultados de WANNIARACHCHI et al. (1995).

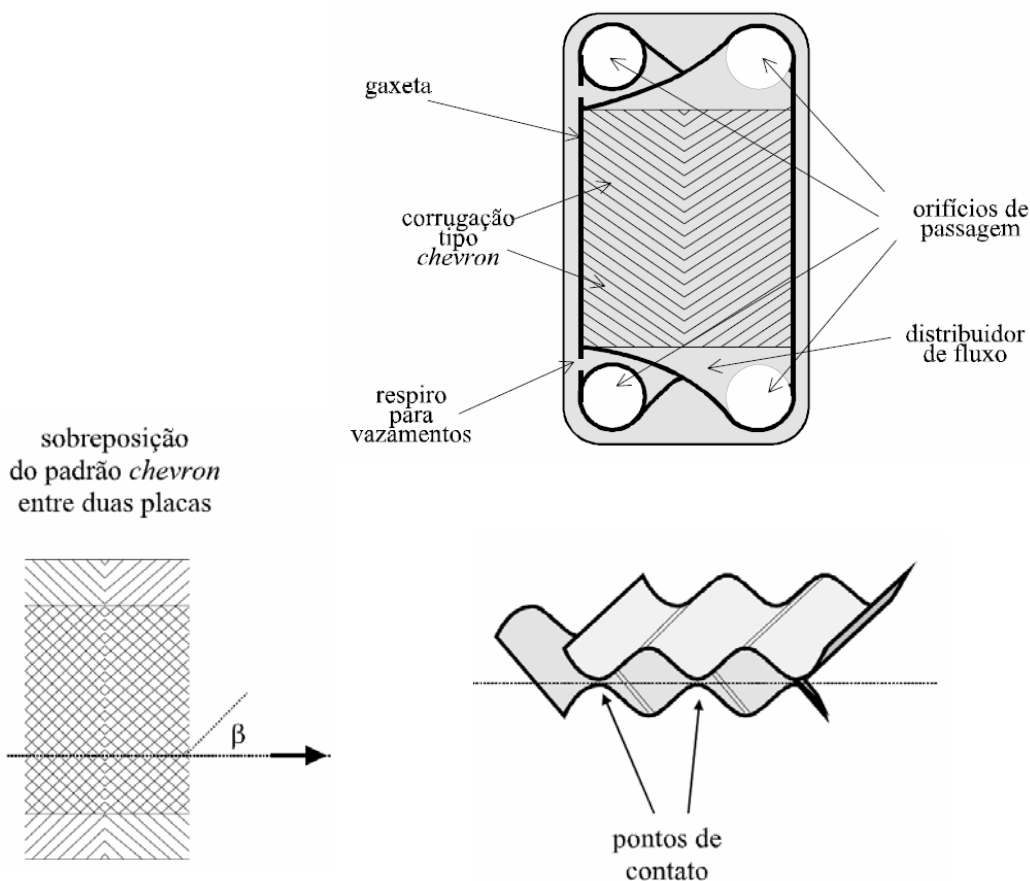


Figura 3.2- Representação esquemática da Placa “chevron” (GUT, 2003).

YAN e LIN (1999) consideraram a evaporação pela transferência de calor do R-134a em PHEs. Eles formaram um trocador de calor com dois canais verticais em contracorrente utilizando três placas corrugadas de geometria comercial com ângulo “chevron” de 60 graus. O R-134a escoava por um canal onde no início recebe calor do fluido quente (água) que escoava pelo outro canal. Analisaram o efeito do título do vapor médio, fluxo de massa, fluxo de calor, e a pressão do R-134a na evaporação por transferência de calor e queda de pressão. Utilizaram a técnica de mapeamento de Wilson correlacionando a transferência de calor para escoamento monofásico da água segundo a seguinte equação:

$$Nu_{monofásico} = 0,2121 Re^{0,78} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_m}{\mu_{parede}} \right)^{0,14} \quad (3.1)$$

Também correlacionaram o coeficiente de transferência de calor evaporativo do R-134a:

$$Nu_{bifásico} = 1,926 Re^{0,5} Pr_l^{1/3} Bo^{0,3} \left[(1 - x_m) + x_m \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,5} \right] \quad (3.2)$$

para $2000 < Re < 10000$

onde Bo é o número de ebulição definido por SHAH (1976 e 1982) e o subscrito *m* indica valor médio.

O trocador de calor de placas brazadas ou BPHEs (*Brazed Plate Heat Exchangers*) é uma variação compacta dos tradicionais PHEs porque não possui gaxetas, parafusos de aperto nem tubulação de transporte de fluidos. As placas paralelas dos BPHEs são unidas (*brazadas*) umas as outras em um forno de vácuo. Os diferentes padrões de placas corrugadas dos PHEs e BPHEs dificultam o cálculo do desempenho utilizando correlações gerais ou grupos de equações, é por isso, que os PHEs/BPHEs devem ser analisados em detalhe, baseado na geometria específica e

no tamanho do PHEs/BPHEs, porque o padrão do escoamento pode ser significativamente alterado pela geometria do trocador.

Os escoamentos monofásicos em PHEs/BPHEs foram amplamente estudados, tanto teórico como experimentalmente, mas não se deu muita importância ao escoamento bifásico, especificamente nos processos de condensação. A maior parte dos estudos foi feita para escoamentos monofásicos em aplicações líquido/líquido. SHAH e FOCKE (1988); THONON et al. (1995); KAKAÇ e LIU (2002) resumiram toda esta informação, motivo pelo qual seus trabalhos são os mais recomendados para o estudo geral sobre PHEs dada a grande quantidade de informação condensada que trazem.

O conceito básico de desenho de um condensador de alumínio brazado é mostrado na Figura 3.3 e descrito no capítulo 14 de WEBB (1994). Este condensador utiliza tubos aplainados de alumínio extrusado, sendo o diâmetro menor de 1,35 mm e o diâmetro hidráulico na faixa de 1,0 mm. O tubo aplainado apresenta a menor área projetada frontalmente ao fluxo do ar, o que lhe permite reduzir a queda de pressão no lado do ar.

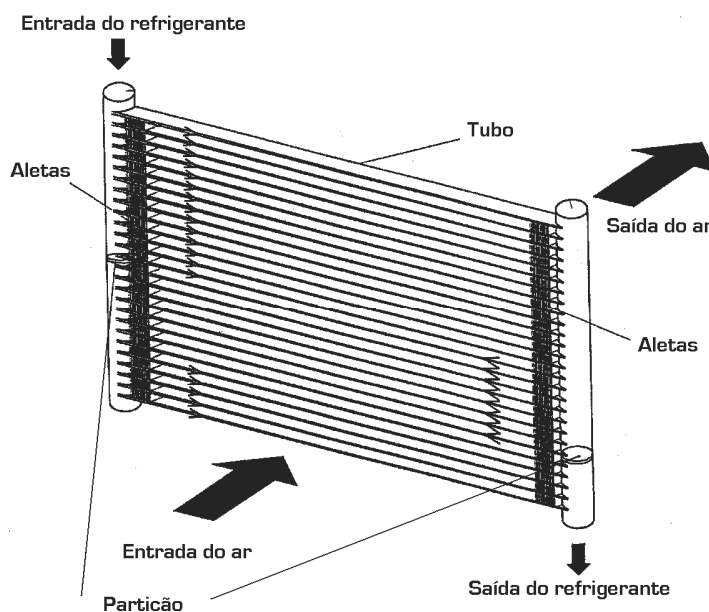


Figura 3.3- Condensador de alumínio brazado (WEBB e LEE, 2001).

JOKAR et al. (2004) apresentam resultados experimentais da transferência de calor de dois BPHEs (de 40 e 54 placas) de diferentes tamanhos, usados alternadamente como evaporador e condensador. Água e mistura de água/glicol foram os fluidos que escoaram em contracorrente pelos trocadores. Eles utilizaram a técnica de mapeamento de Wilson para obter o coeficiente de transferência de calor monofásico nas passagens corrugadas. Os BPHEs foram instalados em ciclos simples de refrigeração onde os coeficientes de transferência de calor foram medidos durante a condensação do R-134a. Também levantaram correlações empíricas para este tipo de trocador de calor e desenharam curvas que serviram para comparar com outros resultados de publicações importantes.

Para determinar o coeficiente de transferência de calor monofásico e bifásico, os autores utilizaram água e mistura de água/glicol (50% de cada). Os números de Reynolds e Prandtl foram calculados em função do fluxo de massa e as propriedades termofísicas.

$$Nu_{monofásico} = 0,089 Re^P Pr^n \quad (3.3)$$

$$Nu_{bifásico} = 0,0336 Re_l^{0,622} H^{-1} Pr_l^{0,33} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,248} \quad (3.4)$$

onde H é um grupo adimensional definido por:

$$H = \frac{c_p (T_{sat} - T_{parede})}{i_{fg}} \quad (3.4)$$

JOKAR et al. (2004) mostraram uma boa aproximação dos resultados do modelo utilizado em relação aos experimentais, obtendo uma variação média padrão de 12%. O trabalho desenvolvido apresenta um amplo levantamento bibliográfico assim como a comparação do trabalho experimental com outros similares, mas não mostra a interpretação dos resultados para o processo de evaporação do R-134a.

KIM e BULLARD (2002) estudaram experimentalmente o desempenho termohidráulico no lado do ar de trocadores de calor de alumínio brazado, sob condições de desumidificação. Utilizaram 30 trocadores de aleta veneziana com três diferentes geometrias, avaliando a transferência de calor e a queda de pressão da superfície molhada. O número de Reynolds do lado do ar esteve na faixa de 80-300, com temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido de 27 e 19 °C, respectivamente, na entrada. A temperatura da água na entrada foi de 6 °C. Para a avaliação da performance térmica do lado do ar no processo de resfriamento e desumidificação, utilizou-se o método da efetividade-NUT para trocadores de calor de fluxo cruzado sem mistura de fluidos.

A Figura 3.4 mostra a geometria da configuração e as características dos trocadores de calor de alumínio brazado com aletas venezianas. A Tabela 3.1 mostra as dimensões dos três tipos de trocadores utilizados no estudo.

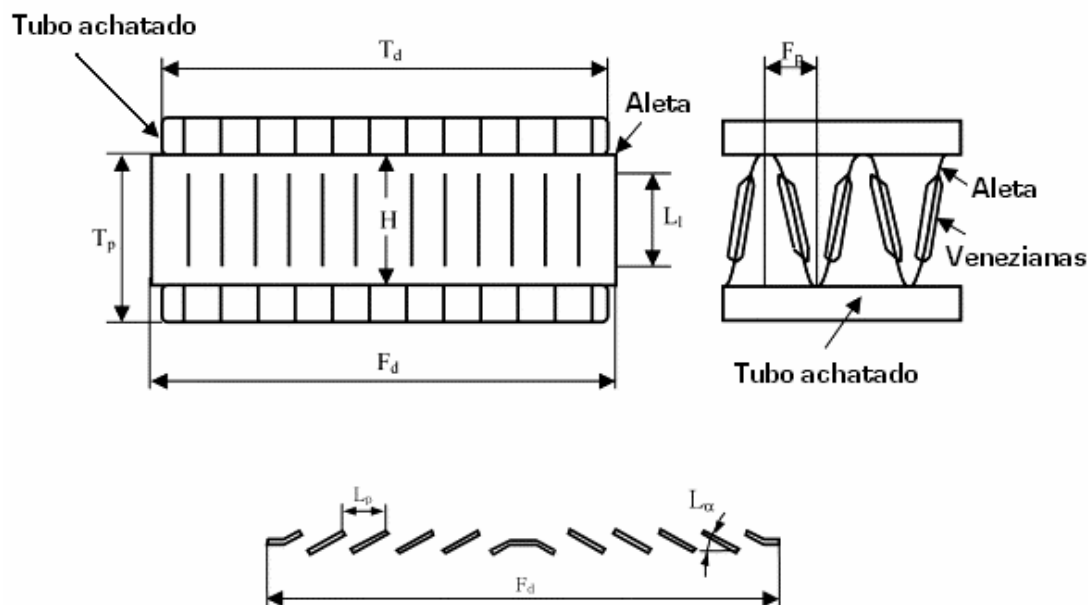


Figura 3.4- Definição dos parâmetros geométricos do trocador de calor brazado de aletas venezianas (KIM e BULLARD, 2002).

Tabela 3.1- Dimensões dos trocadores de calor testados (KIM e BULLARD, 2002)

Flow depth F_d (mm)	Tube aspect Ratio, γ	Altura da aleta T_p (mm)	Passo da aleta F_p (mm)	Número de venezianas	Ângulo da veneziana L_α (°)
16	0,597	11,15	1, 1.2, 1.4	8	23, 25, 27, 29
20	0,857	10,15	1, 1.2, 1.4	10	15, 19, 23, 27
24	0,414	10,15	1, 1.2, 1.4	12	23, 25, 27, 29

A Figura 3.5 mostra a variação do coeficiente de transferência de calor em função da velocidade do ar e da inclinação da veneziana. O coeficiente de transferência de calor sensível e a queda de pressão aumentam com a velocidade. Quando $L_\alpha = 15^\circ$, os valores do coeficiente de calor sensível para superfície molhada são 70-95% em relação à superfície seca. Para $L_\alpha = 27^\circ$, estes valores são 91-156%. Os resultados sugerem que como menor ângulo da veneziana, a formação de condensado ocorre com mais facilidade; e com a redução de F_p , o coeficiente de transferência de calor sensível aumenta conforme diminui a área transversal do escoamento. Quando o Re da água condensada é baixo, a resistência térmica aumenta e a transferência de calor diminui. No caso, se o Re do condensado for elevado, o desempenho aumentará originado uma mistura, causada pelos vórtices gerados.

Em função dos resultados obtidos, conclui-se que o desempenho termohidráulico da superfície molhada depende fortemente da configuração da aleta, especialmente do passo da aleta (F_p) e do ângulo da veneziana (L_α). Para trocadores de calor com superfície molhada, Re baixo, $F_p = 1.4$ mm e $L_\alpha = 27^\circ$, o coeficiente de transferência de calor sensível é menor quando a superfície é seca. Conforme o Re aumenta, o coeficiente de transferência de calor sensível da superfície molhada aumenta até chegar a ser similar ao da superfície seca.

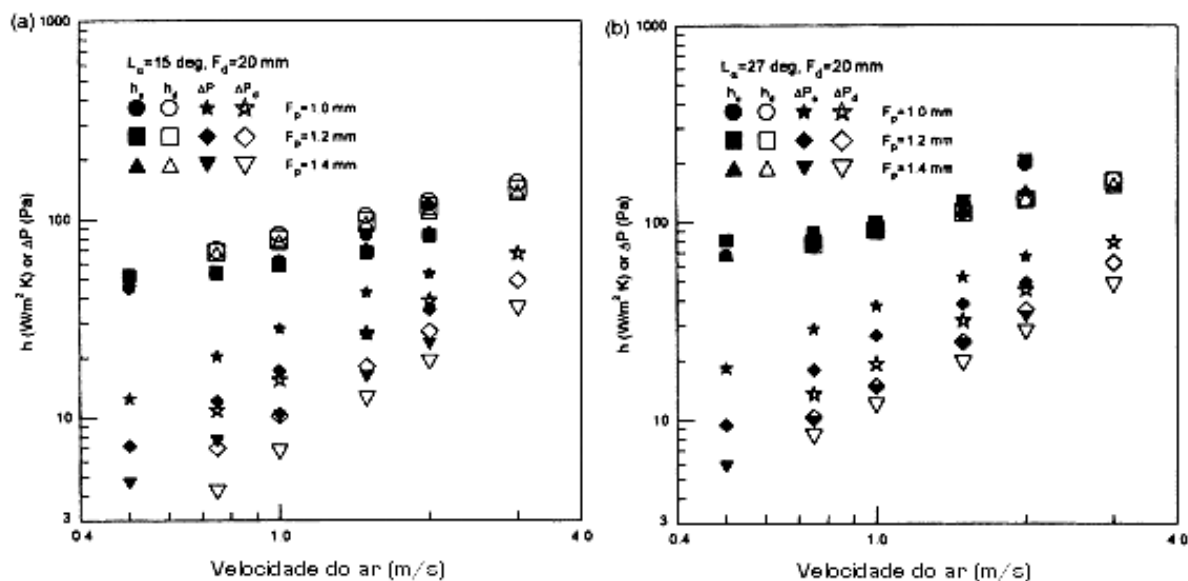


Figura 3.5- Variação do coeficiente de transferência de calor e queda de pressão para: (a) $L_{\alpha}=15^{\circ}$ e $F_d=20$ mm, (b) $L_{\alpha}=27^{\circ}$ e $F_d=20$ mm (KIM e BULLARD, 2002)

Posteriormente, KIM et al. (2002) investigaram os efeitos da umidade do ar no coeficiente de transferência de calor de um trocador de calor de alumínio brazado inclinado. O trocador de calor possui as seguintes características geométricas segundo a Figura 3.4: inclinação da aleta $L_{\alpha}=27^{\circ}$, $F_p=2,1$ mm e $F_d=27,9$ mm. O número de Reynolds varia na faixa de 80 a 400, com variação da umidade do ar de entrada. A transferência de calor é obtida só para superfície molhada. A temperatura de entrada do ar foi de 12°C e a umidade relativa variou de 60-90%. Os ângulos de inclinação (θ) do trocador que foram analisados são 0° , 14° , 45° e 67° ; estes ângulos estão em função da vertical e em sentido horário. Os ângulos de inclinação afetam moderadamente o coeficiente de transferência de calor sensível para superfície molhada. Para BPHEs com superfície molhada e ângulo de inclinação $\theta \leq 45^{\circ}$, a transferência de calor não é substancialmente influenciada pela umidade do ar na entrada.

A Figura 3.6 mostra como o coeficiente de transferência de calor sensível para superfície molhada varia com a velocidade do ar, ângulo de inclinação θ e umidade relativa na entrada.

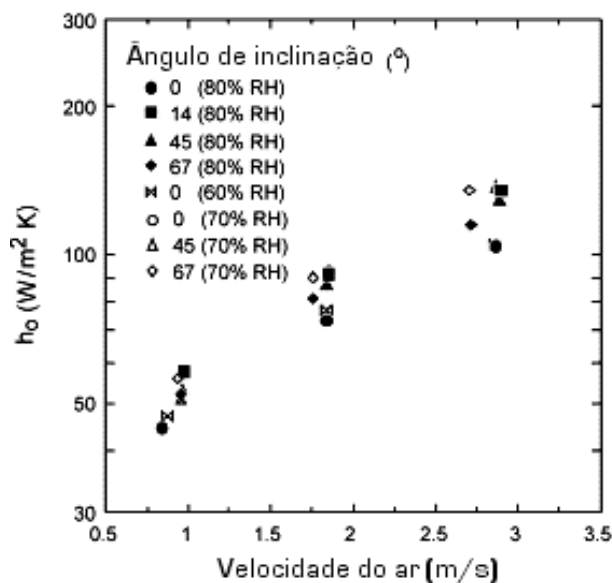


Figura 3.6- Efeito da umidade do ar no coeficiente de transferência de calor (KIM et al., 2002)

WU e WEBB (2002) apresentaram um modelo computacional para prever o desempenho de um evaporador de alumínio brazado operando sob condições de desumidificação. O evaporador utiliza pequenos diâmetros hidráulicos, tubos multicanais achatados e aletas venezianas. O modelo divide o fluxo do refrigerante em três regiões que inclui a região bifásica, a região de ausência de líquido e a região superaquecida. Foram selecionadas várias correlações apropriadas para calcular a transferência de calor local e a queda de pressão de cada região. O modelo considera que a superfície do evaporador do lado do ar encontra-se completamente molhada (vapor de água condensado). A taxa de transferência de calor é calculada utilizando o método do potencial de entalpia (THRELKELD et al., 1998). O modelo computacional foi comparado com resultados experimentais.

É analisada a variação do coeficiente de transferência de calor do fluido refrigerante em relação ao título do vapor. Concluiu-se que, enquanto o título do vapor aumenta, o coeficiente de transferência de calor aumenta até atingir o mais alto nível que é o título do vapor seco na saída; depois deste ponto, o coeficiente de transferência de calor do refrigerante diminui. O mais alto valor correspondente ao ponto de vapor seco na saída acontece quando o título do vapor é aproximadamente 0,8. O coeficiente de transferência de calor médio do lado do refrigerante é

fortemente afetado pelo valor do título do vapor seco na saída; porém, a taxa de transferência de calor total é relativamente insensível a este valor por que a resistência térmica do lado do ar é dominante. Quando a umidade na entrada do ar aumenta, as taxas de transferência de calor total e latente incrementam, mas a taxa de transferência de calor sensível diminui.

3.2 ALETAS INTENSIFICADORAS DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR.

As aletas são acessórios intimamente ligados à superfície principal para o incremento da transferência de calor. Os trocadores de calor tubo-aleta são comumente utilizados para o resfriamento e desumidificação de ar. Muitos pesquisadores vêm investigando o efeito das propriedades térmicas variáveis na performance das aletas. A primeira análise extensiva foi feita por Harper e Brown em 1923; o critério para o ótimo formato de aletas para condução de calor foi proposto por Schmidt em 1926 e posteriormente testado por Duffin em 1959 (KUNDU, 2002).

THRELKELD (1970) estudou a eficiência de aletas molhadas e propôs um modelo de aleta retangular que estivesse coberta por uma camada uniforme de condensado. Ele desenvolveu uma expressão analítica para a eficiência global da aleta utilizando o potencial das entalpias para os processos combinados de transferência de calor e massa. Assumiu uma relação linear entre a temperatura do ar ambiente e a temperatura do ar saturado. Seu modelo mostrou que a eficiência da aleta molhada era só ligeiramente afetada pela umidade relativa do ar.

MANGLIK e BERGLES (1995) estudaram o processo de transferência de calor em trocadores de calor compactos com superfícies intensificadoras do tipo aletas deslocadas (Figura 3.7). A geometria da superfície é descrita pelo comprimento da aleta (l), a altura da aleta (h), o espaçamento transversal ou espaçamento entre aletas (s) e a espessura da aleta (t). Utilizaram 18 superfícies aletadas (aletas deslocadas) com o que mostraram que a transferência de calor e o fator de atrito são afetados pelos parâmetros geométricos das aletas. Desenvolveram

equações que descrevem o comportamento da transferência de calor para escoamentos laminares e turbulentos. Estas equações são correlacionadas aos fatores de Colburn e de atrito.

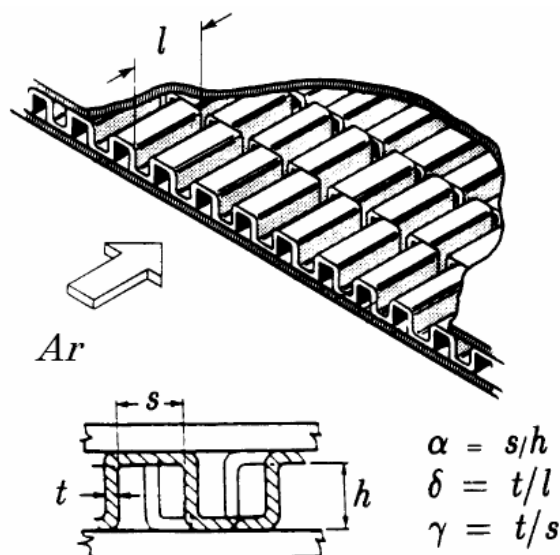


Figura 3.7- Descrição geométrica da superfície intensificadora com aletas deslocadas (MANGLIK e BERGLES, 1995)

KUNDU e DAS (1997) descreveram as dimensões da aleta para uma placa aletada que maximizaria a taxa de calor dissipada para um volume constante, utilizaram diferentes arranjos de tubos circulares. Eles mostraram que uma ótima dimensão de aleta pode ser calculada desde o conceito de aleta anular, obtendo uma boa aproximação.

Foram realizados vários estudos comparativos entre superfícies aletadas molhadas e secas (WU e WEBB, 2002; KUEHN et al., 1998; WANG et al., 2000; MCLAUGHLIN, 2000; e outros) os quais chegaram à conclusão que o coeficiente de transferência de calor sensível de uma superfície aletada (tubo aletado) em contato com ar úmido e com presença de condensado (superfície molhada) é o mesmo ou similar que quando não existe condensação (superfície seca).

MIN e WEBB (2001) analisaram o comportamento da formação de condensado em superfícies aletadas que operam em trocadores de calor para desumidificação. Os testes de visualização foram realizados para quatro materiais de superfícies aletadas típicas: de alumínio, de cobre e duas de alumínio comercial recoberto por uma superfície hidrofílica. A visualização foi feita utilizando aparelhos que permitiram a visualização da formação do condensado em uma superfície vertical achatada com fluxo de ar úmido.

No trabalho de WEBB e LEE (2001) realizou-se a avaliação da aplicação de um condensador de alumínio brazado em sistemas de climatização do ar. Esta análise foi realizada comparando o desempenho de um condensador de alumínio brazado ao de um condensador de duas fileiras de tubos aletados de 7 mm de diâmetro. O condensador utilizado foi de alumínio brazado, com uma fileira de tubo de 3x16 mm ou 2x12 mm de secção transversal do tubo, as placas eram comercialmente disponíveis e tinham uma geometria de 26 aletas/pol. O tubo com formato de 3x16 mm consegue reduzir em 35% o peso do trocador e em 15% a queda de pressão, com relação ao trocador de calor de tubos de 7 mm. O projeto das aletas permitiu reduzir seu tamanho, alcançando a distribuição de 22 aletas/pol, e diminuindo seu custo de produção. Esta aleta possui 8,1 mm de altura da aleta e 12 venezianas de 1 mm de comprimento. Se o tubo de 2 mm de diâmetro menor for utilizado, conseguir-se-ia uma importante redução da queda de pressão, mas incrementaria o custo do material.

A Figura 3.8 mostra um tubo achatado com aletas do tipo veneziana que oferece vantagens importantes com relação ao arranjo de tubos com aletas deslocadas (Figura 3.9):

- A pequena área projetada da Figura 3.8 do tubo achatado resultaria em um pequeno perfil de arraste no tubo. Este poderia render uma menor queda de pressão que o arranjo de tubos, cujo diâmetro é maior que o diâmetro menor do tubo de alumínio extruado.

- A região da esteira de baixa velocidade aparece depois do tubo da Figura 3.9; este poderia reduzir o coeficiente de transferência de calor na região fluxo-abaixo (*down stream*) da aleta. Este problema não ocorre com o trocador da Figura 3.8.
- A aleta da Figura 3.8 poderia apresentar a geometria de maior eficiência, originado pelo pequeno e uniforme comprimento de condução de calor desde o tubo até a aleta.

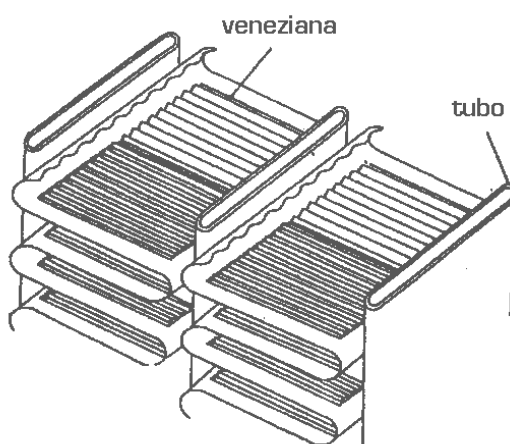


Figura 3.8- Ilustração da aleta corrugada utilizada em trocadores de calor de alumínio brazado (WEBB e LEE, 2001).

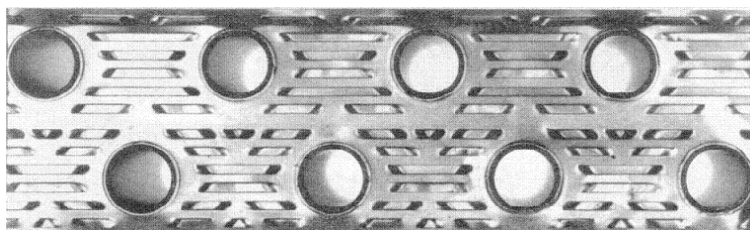


Figura 3.9- Aleta deslocada utilizada em tubo de 7 mm de diâmetro (WEBB e LEE, 2001).

Um ponto adicional desta análise é a relação custo-desempenho de um condensador de alumínio brazado, para substituir o condensador de 7 mm de duas fileiras de tubos aletados, que é o comumente utilizado. O desenho preferencial de

trocador de alumínio brazado tem um tubo de secção transversal de 16x3 mm e 22 aletas/pol. O custo do material e da montagem deste tipo de trocador é estimado em 9,7% a mais que o condensador de tubo aletado de 7 mm. O trocador de alumínio brazado reduz o peso em 41% e é 36% menor que o de 7 mm. A queda de pressão no lado do ar é aproximadamente 10% menor que o de 7 mm. Utilizando o outro trocador de alumínio brazado testado AL-20, obter-se-ia maior redução na queda de pressão, mas a redução de material seria menor.

KUNDU (2002) estudou analiticamente o desempenho e otimização das aletas longitudinais “*straight taper*”(Figura 3.10). Determinou a transferência de calor e a distribuição de temperatura na aleta para os casos de presença e ausência de condensado, concluindo que a distribuição da temperatura, a eficiência e efetividade da aleta são muito dependentes da condição seca ou úmida da superfície da aleta. Utilizando a técnica de multiplicação de Lagrange, obtiveram-se as dimensões ótimas para a aleta, mas observou-se que para a mesma taxa de transferência de calor e com condensação, a geometria ótima da aleta se tornaria menor.

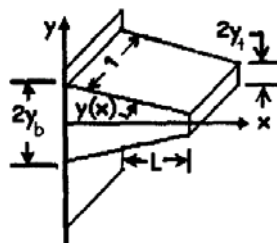


Figura 3.10- Geometria típica da aleta “*straight taper*” (KUNDU, 2002)

A Figura 3.11 mostra o efeito da umidade relativa do ar no perfil da temperatura através do comprimento da aleta. Com o incremento da umidade relativa do ar, aumenta a temperatura de toda a aleta, desde a base até a ponta.

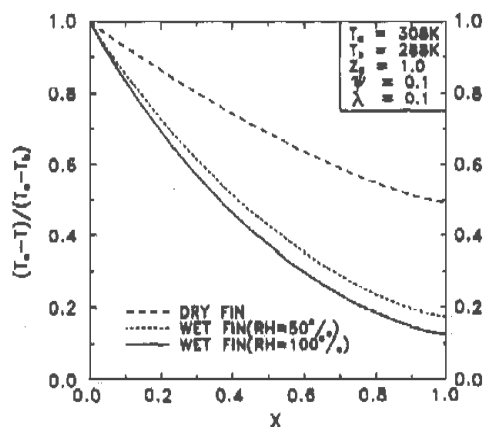


Figura 3.11- Geometria típica da aleta “straight taper” (KUNDU, 2002)

Na Figura 3.12 comparam-se os desempenhos de aletas trapezoidais com e sem condensação, utilizam-se os mesmos parâmetros térmicos e geométricos para ambos os casos. No geral, a aleta com condensação é menos eficiente e menos efetiva que a aleta sem condensação. Z_0 é um parâmetro da aleta que está em função do número de Biot e da razão da aleta $\Psi = y_b/L$.

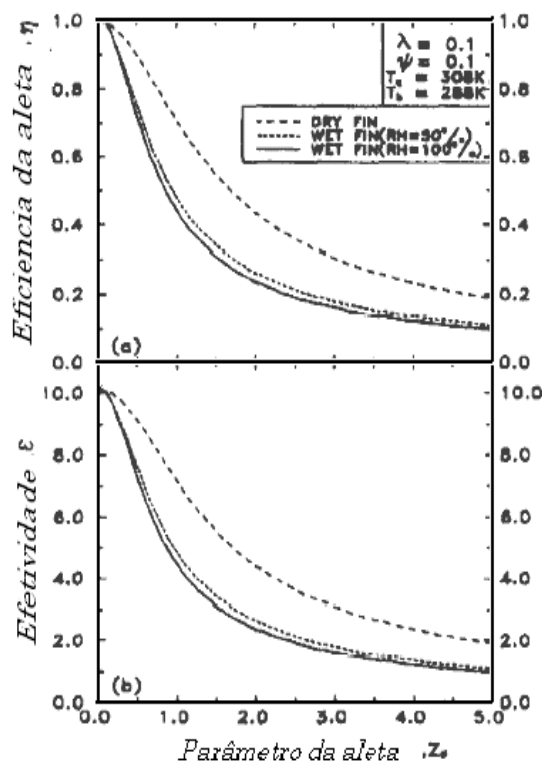


Figura 3.12- Comparação do desempenho seco e molhado de uma aleta trapezoidal.

(a) Eficiência da aleta, (b) Efetividade da aleta (KUNDU, 2002).

CAPÍTULO 4

4. MODELAGEM DO SECADOR

Para a modelagem matemática do sistema de desumidificação do ar comprimido, o processo será dividido em duas partes. Além da análise que será feita em cada uma das partes, existem alguns pontos que primeiramente deverão ser analisados. A Figura 4.1 mostra esquematicamente o desumidificador de ar analisado.

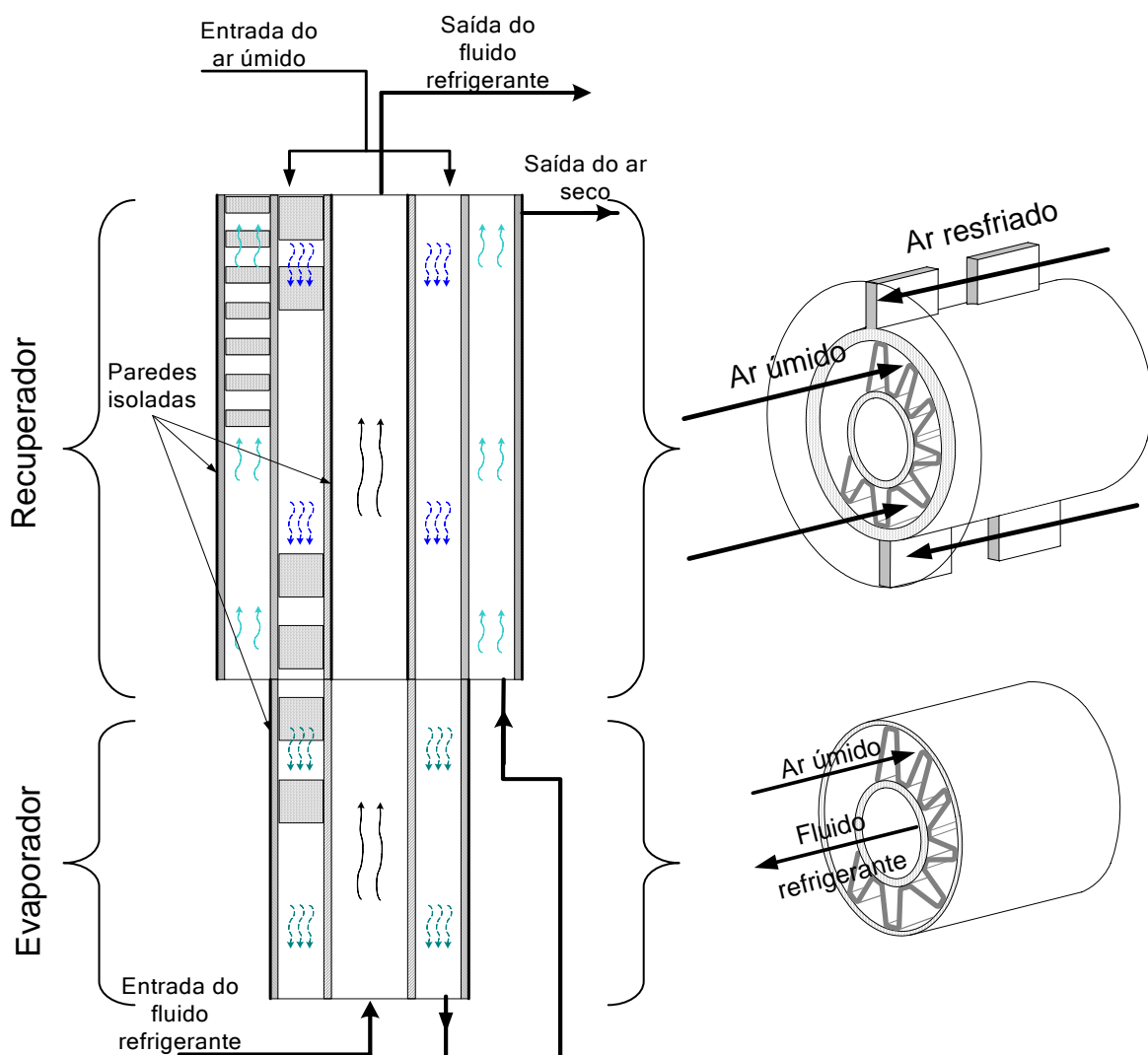


Figura 4.1- Esquema do sistema de desumidificação do ar comprimido

As características geométricas dos trocadores de calor (recuperador e evaporador) são mostradas na Figura 4.2. As aletas encontram-se distribuídas ao redor do tubo, tanto interior como exteriormente (regiões I, II e III). As características geométricas das aletas são mostradas na Figura 4.3

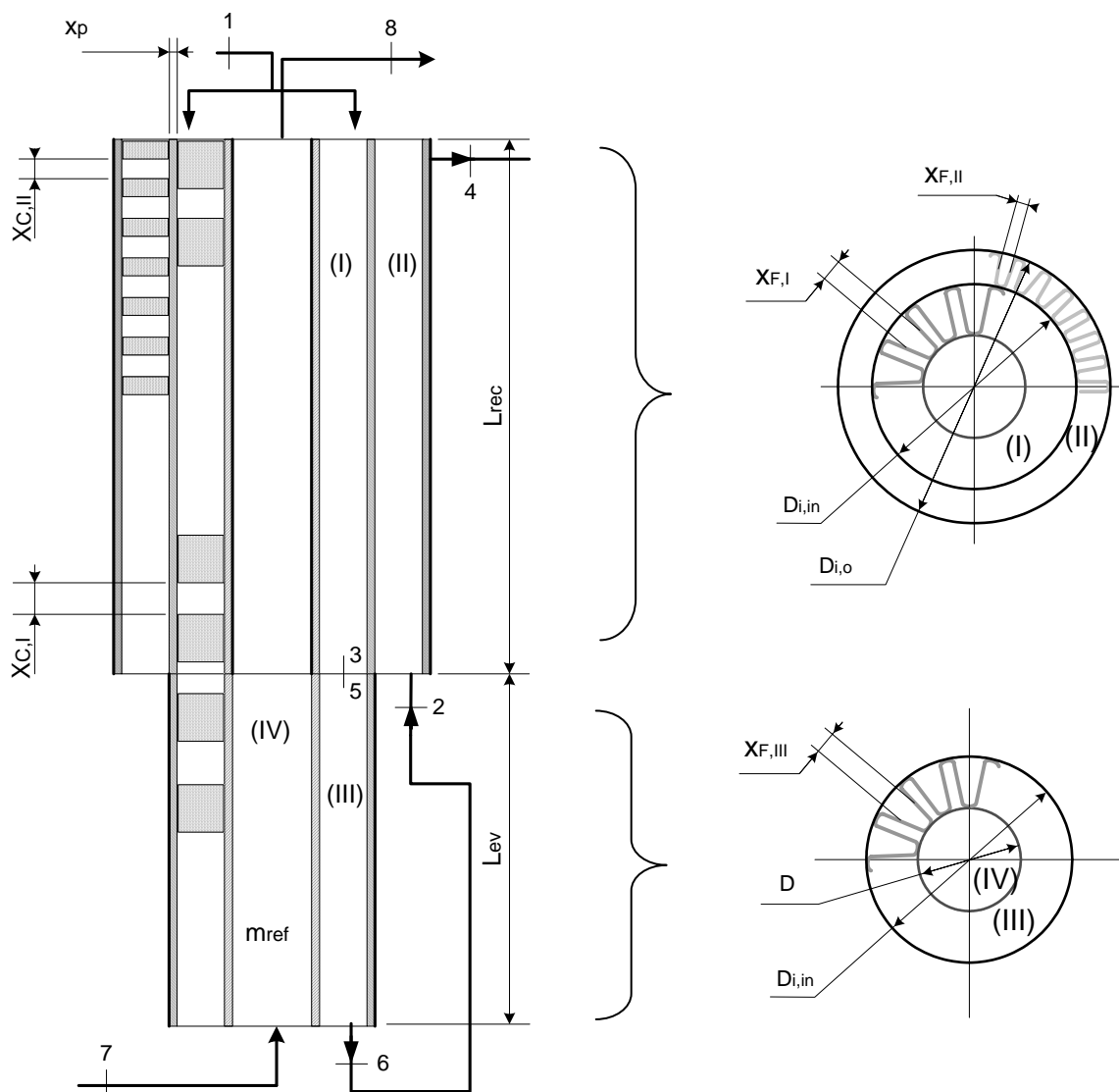


Figura 4.2- Características geométricas do desumidificador de ar comprimido

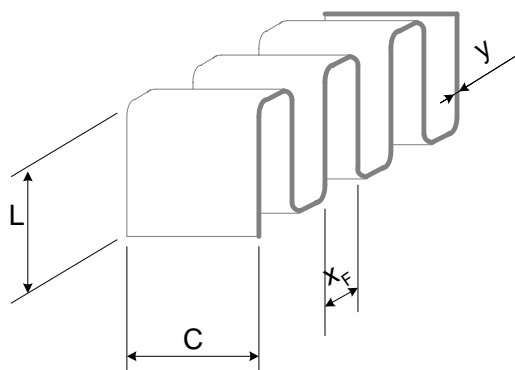


Figura 4.3- Dimensões das aletas

A análise começa com o reconhecimento das características do ar comprimido antes que ingresse no sistema de secagem, estas características estão definidas em função do ar atmosférico (T_a , P_a , \dot{Q}_a) e do compressor. Após a passagem do ar pelo compressor (no ponto 1 da Figura 4.2), a temperatura e pressão (T_1 e P_1) do ar úmido (mistura de vapor de água e ar seco) terão aumentado e a umidade relativa (Φ_1) será igual a 100%, quer dizer, que neste ponto o ar encontra-se saturado.

A primeira parte do desumidificador é o recuperador, onde a troca térmica será realizada entre o fluido da região I (ar úmido quente) e o fluido da região II (ar seco resfriado). A taxa de transferência de calor no recuperador (q_{rec}) estará em função do coeficiente global (U_{rec}), dos coeficientes convectivos de cada fluido ($h_{c,I}$ e $h_{c,II}$) e das características geométricas do recuperador. O ponto 3 da Figura 4.2, corresponde à saída do ar úmido após a passagem pela região I. Neste ponto o ar continua saturado tendo diminuído a umidade absoluta por causa da formação de condensado, a temperatura também diminui.

A segunda parte do desumidificador é o evaporador. O ar ingresa no ponto 5 (Figura 4.2) em estado saturado e é resfriado como consequência da evaporação de um fluido refrigerante (R-134a). O ar que deixa o evaporador encontra-se saturado à temperatura de saída do evaporador (T_6) e é utilizado como agente refrigerante (fluido da região II) no recuperador.

Na Figura 4.4 está representada graficamente o processo de resfriamento e desumidificação do ar comprimido representado em uma carta psicrométrica.

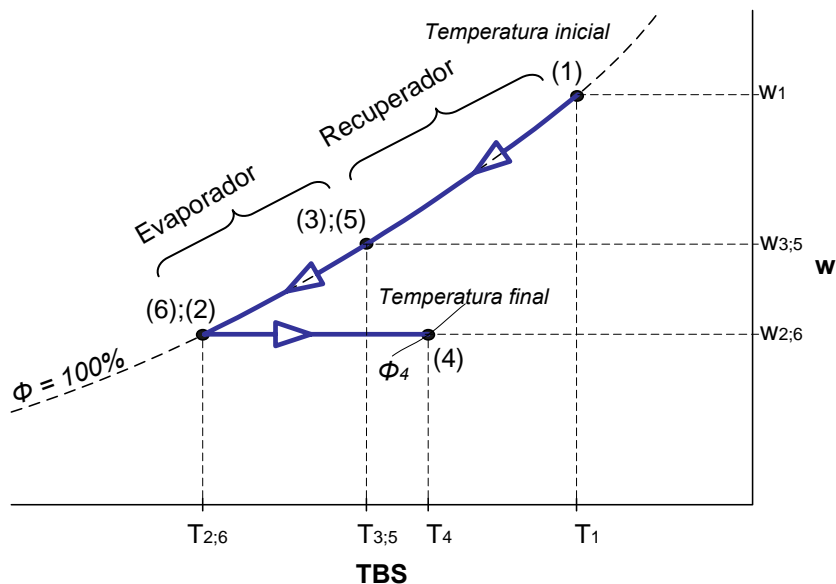


Figura 4.4- Análise psicrométrica da desumidificação

4.1 CONDENSADOR OU RECUPERADOR.

É a primeira parte do processo de desumidificação de nosso sistema após a passagem pelo compressor. Neste ponto o ar já passou pelo processo de compressão tendo variado os valores da temperatura, pressão e umidade relativa com relação aos valores atmosféricos. Estes novos valores estarão em função das características de entrada do ar, assim como as do compressor.

Para a análise do processo de transferência de calor e massa é necessário obter os coeficientes de transferência de calor para aletas deslocadas de ambos escoamentos (ar úmido e ar seco). As temperaturas médias de cada escoamento estarão em função dos seus valores de entrada e de saída sendo assim: $T_I = (T_1 + T_3)/2$ e $T_{II} = (T_4 + T_2)/2$. Então, o coeficiente convectivo de transferência de calor da região I, encontra-se em função do fator de Colburn- j definido segundo MANGLIK e BERGLES (1990) como:

$$j_I = 0,244 \cdot \text{Re}_I^{-0,406} \cdot \left(\frac{X_{F,I}}{L_I} \right)^{-0,104} \cdot \left(\frac{y_I}{C_I} \right)^{0,196} \cdot \left(\frac{y_I}{X_{F,I}} \right)^{-0,173} \quad (4.1)$$

onde:

$$\text{Re}_I = \frac{\rho_I \cdot u_I \cdot L_{c,I}}{\mu_I} \quad (4.2)$$

$$L_{c,I} = \frac{4 \cdot x_{F,I} \cdot L_I \cdot C_I}{2 \cdot (x_{F,I} \cdot C_I + L_I \cdot C_I + y_I \cdot L_I) + y_I \cdot x_{F,I}} \quad (4.3)$$

e

$$j_I = St_I \cdot \text{Pr}_I^{2/3} \quad (4.4)$$

$$St_I = \frac{Nu_I}{\text{Re}_I \cdot \text{Pr}_I} \quad (4.5)$$

Segundo as Equações (4.4) e (4.5), temos:

$$Nu_I = \frac{j_I \cdot \text{Re}_I \cdot \text{Pr}_I}{\text{Pr}_I^{2/3}} \quad (4.6)$$

então:

$$h_{c,I} = \frac{Nu_I \cdot K_I}{L_{c,I}} \quad (4.7)$$

Segundo o procedimento anterior, obtemos o fator de Colburn- j da região II:

$$j_{II} = 0,244 \cdot \text{Re}_{II}^{-0,406} \cdot \left(\frac{X_{F,II}}{L_{II}} \right)^{-0,104} \cdot \left(\frac{y_{II}}{C_{II}} \right)^{0,196} \cdot \left(\frac{y_{II}}{X_{F,II}} \right)^{-0,173} \quad (4.8)$$

$$Nu_{II} = \frac{j_{II} \cdot \text{Re}_{II} \cdot \text{Pr}_{II}}{\text{Pr}_{II}^{2/3}} \quad (4.9)$$

O coeficiente de transferência de calor na região II (ar seco) é:

$$h_{II} = \frac{k_{II} \cdot Nu_{II}}{L_{c,II}} \quad (4.10)$$

Quando o vapor de água (saturado) ingressa no recuperador, entra em contato com a superfície do tubo e das aletas da região I (que estão abaixo da temperatura de saturação do vapor de água). Então o vapor de água começa a condensar-se formando uma fina camada de condensado, escoando para baixo sob a influência da gravidade. Existe uma camada limite do ar próxima à superfície do condensado; nesta camada, assume-se que a temperatura, a umidade absoluta e a velocidade do ar variam em um plano perpendicular à direção do escoamento do ar. Também, assume-se que o ar próximo da superfície do condensado encontra-se saturado à temperatura da superfície do condensado T_w . O processo de transferência de calor entre o ar úmido e a superfície do condensado é mostrado na Figura 4.5 e representado na Equação (4.11).

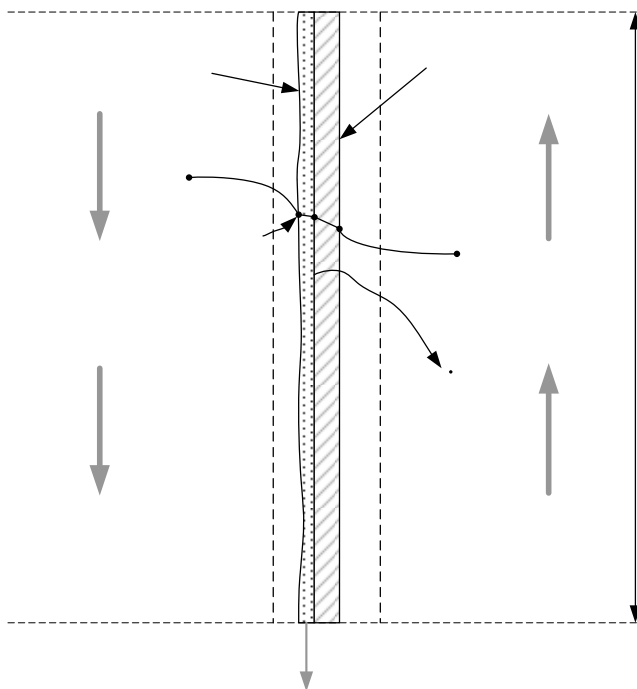


Figura 4.5- Transferência de calor ar úmido – condensado

$$d\dot{q} = \frac{h_{c,I} \cdot dA_I}{c_{p,I}} (i_I - i_{s,w}) \quad (4.11)$$

A inclusão de aletas na superfície interior ou exterior do tubo, dependendo da aplicação, aumenta a área superficial de troca de calor, diminuindo a diferença de temperatura entre a superfície e o ar úmido. A resistência térmica da parede do tubo pode ser desprezada considerando-se apenas a resistência térmica das aletas. Um fator importante para a avaliação da efetividade térmica da aleta é a eficiência da aleta (η), que é definida pela Equação (4.12).

$$\eta = \frac{T - T_{F,m,I}}{T - T_{F,B,I}} = \frac{\Delta T_{F,m}}{\Delta T_{F,B}} \quad (4.12)$$

A Figura 4.6 apresenta a aleta utilizada neste estudo. A eficiência da aleta para nosso caso é definida na Equação (4.13) segundo a aproximação de SCHMIDT (1949), obtida de SAUER et al. (2001), e representada na Figura 4.7.

$$\eta = \frac{\tanh(p \cdot L)}{p \cdot L} \quad (4.13)$$

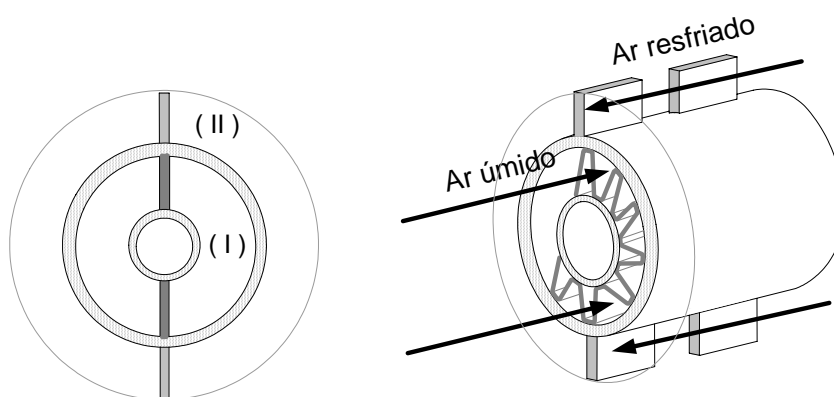


Figura 4.6- Tubo do recuperador aletado interior e exteriormente

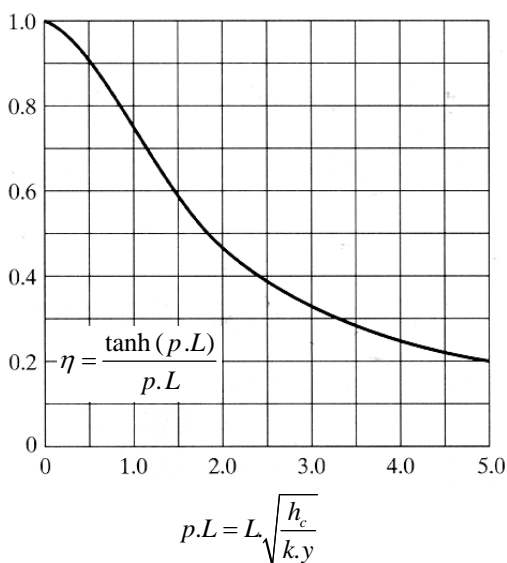


Figura 4.7- Eficiência da aleta (KUEHN, 1998)

Para a análise da eficiência das aletas molhadas, segundo KUEHN et al. (1998), assumiu-se: condutividade térmica das aletas constante, temperatura na base das aletas constante ($T_{F,B}$), condução de calor unidimensional nas aletas, temperatura uniforme do fluxo de ar e, coeficiente convectivo da superfície molhada (parede) constante ($h_{i,w}$), condução de calor através da camada de água somente na direção y .

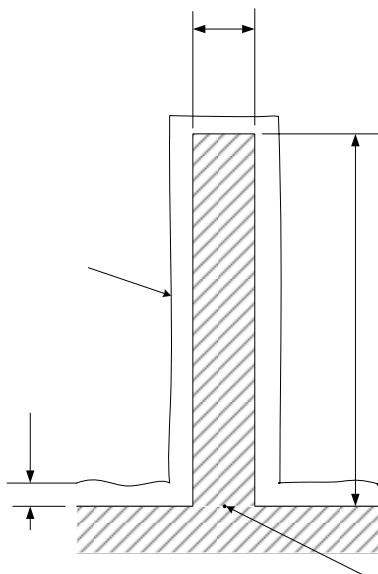


Figura 4.8- Aleta molhada pela condensação do ar úmido

Eficiência da aleta, η

Então, o coeficiente de transferência de calor da superfície molhada da região I é:

$$h_{i,w} = \frac{1}{\frac{c_{pa,I}}{b_{w,m,I}} \cdot h_{c,I} + \frac{y_{w,I}}{k_{w,I}}} \quad (4.14)$$

Na Figura 4.5 é mostrado o escoamento do ar úmido, do condensado e do ar seco. Para a avaliação do coeficiente global de transferência de calor será utilizando o método descrito por THRELKELD (1970) baseado no potencial de entalpia para a determinação do calor trocado total (calor sensível mais calor latente). Considera-se a formação de condensado sobre a superfície (tubo e aletas) que está em contato com o ar úmido. Considera-se também que a superfície do tubo se mantém a uma temperatura constante T_p , que a superfície do tubo e das aletas que estão em contato com o ar úmido, e que encontra-se coberta de uma fina camada de água que tem uma espessura média y_w .

A taxa de transferência de calor na região II é:

$$\dot{q}_{rec} = h_{c,II} \cdot A_{p,II} \cdot (T_p - T_{II}) + h_{c,II} \cdot A_{F,II} \cdot (T_{F,m,II} - T_{II}) \quad (4.15)$$

Por definição temos que:

$$b_{II,m} = \frac{i_{s,p,II} - i_{s,II}}{T_p - T_{II}} \quad (4.16)$$

e

$$b'_{II,m} = \frac{i_{F,m,II} - i_{s,II}}{T_{F,m,II} - T_{II}} \quad (4.17)$$

Das Equações (4.16) e (4.17) em (4.15), tem-se:

$$\dot{q}_{rec} = \frac{h_{c,II} \cdot A_{p,II}}{b_{II,m}} (i_{s,p,II} - i_{s,II}) + \frac{h_{c,II} \cdot A_{F,II}}{b'_{II,m}} (i_{F,m,II} - i_{s,II}) \quad (4.18)$$

Considerando $b_{II,m} = b'_{II,m}$, a definição da eficiência da aleta da região II, é:

$$\eta_{II} = \frac{i_{F,m,II} - i_{s,II}}{i_{s,p,II} - i_{s,II}} \quad (4.19)$$

Então, das Equações (4.18) e (4.19), obtém-se:

$$q_{rec} = \frac{h_{c,II}}{b_{II,m}} \cdot (i_{s,p,II} - i_{s,II}) \cdot (A_{p,II} + A_{F,II} \cdot \eta_{II}) \quad (4.20)$$

onde, para o cálculo de η_{II} da Figura 4.7, considera-se : $p \cdot L_{II} = L_{II} \cdot \sqrt{\frac{h_{c,II}}{k_{F,II} \cdot y_{II}}}$

Para a região I, a taxa de transferência de calor é:

$$q_{rec} = h_{i,w} \cdot A_{p,I} \cdot (T_I - T_p) + h_{i,w} \cdot A_{F,I} \cdot (T_I - T_{F,m,I}) \quad (4.21)$$

Por definição temos que:

$$b_{w,m} = \frac{i_I - i_p}{T_I - T_p} \quad (4.22)$$

e

$$b'_{w,m} = \frac{i_I - i_{F,m,I}}{T_I - T_{F,m,I}} \quad (4.23)$$

Das Equações (4.22) e (4.23) em (4.21), tem-se:

$$q_{rec} = \frac{h_{i,w} \cdot A_{p,I}}{b_{w,m}} (i_I - i_p) + \frac{h_{i,w} \cdot A_{F,I}}{b'_{w,m}} (i_I - i_{F,m,I}) \quad (4.24)$$

As quantidades $b_{w,m}$ da equação (4.22) e $b'_{w,m}$ da Equação (4.23) foram estudados em detalhe por WANG et al. (1997).

A definição da eficiência da aleta da região I é:

$$\eta_I = \frac{i_I - i_{F,m,I}}{i_I - i_{F,B,I}} \quad (4.25)$$

aproximando $b'_{w,m} = b_{w,m}$ e $i_p = i_{F,B,I}$, tem-se:

$$q_{rec} = \frac{h_{i,w}}{b_{w,m}} \cdot (A_{p,I} + A_{F,I} \cdot \eta_I) \cdot (i_I - i_p) \quad (4.26)$$

A eficiência da aleta molhada da Equação (4.26) associada ao tipo particular de aleta, pode ser representada por:

$$\eta_I = \frac{\tanh(p \cdot L_I)}{p \cdot L_I} \quad (4.27)$$

onde: $p \cdot L_I = \sqrt{\frac{h_{i,w}}{k_{F,I} \cdot y_I}}$

Por definição temos que:

$$q_{rec} = U_{rec} \cdot A_I \cdot (i_I - i_{s,II}) \quad (4.28)$$

Pode-se modelar a troca térmica através da analogia com sistemas elétricos, na qual o fluxo de calor é devido à diferença de temperaturas tendo que vencer as resistências térmicas relativas à convecção do lado do ar úmido e do ar seco resfriado, sendo desconsiderada a de condução no tubo. As resistências térmicas são as seguintes:

$$R_{II} = \frac{A_I \cdot b_{II,m} \cdot (1 - \eta_{II})}{h_{c,II} \cdot A_{II} \cdot \left(\frac{A_{p,II}}{A_{F,II}} + \eta_{II} \right)} \quad (4.29)$$

$$R_I = \frac{b_{w,m} \cdot (1 - \eta_I)}{h_{i,w} \cdot \left(\frac{A_{p,I}}{A_{F,I}} + \eta_I \right)} \quad (4.30)$$

$$R_{w,I} = \frac{b_{w,m}}{h_{i,w}} \quad (4.31)$$

A resistência térmica total do recuperador (R_{rec}) é resultado da somatória das resistências térmicas obtidas com as Equações (4.29), (4.30) e (4.31).

$$R_{rec} = R_{II} + R_I + R_{w,I} = \frac{1}{U_{rec}} \quad (4.32)$$

A resistência térmica total no recuperador representa à inversa do coeficiente global de transferência de calor do recuperador (U_{rec}) referido à região I, Equação (4.28). Então, pode-se concluir que o coeficiente global de transferência de calor no recuperador, referido à região I é:

$$U_{rec} = \frac{1}{\frac{A_I \cdot b_{II,m} \cdot (1 - \eta_{II})}{h_{c,II} \cdot A_{II} \cdot \left(\frac{A_{p,II}}{A_{F,II}} + \eta_{II} \right)} + \frac{b_{w,m} \cdot (1 - \eta_I)}{h_{i,w} \cdot \left(\frac{A_{p,I}}{A_{F,I}} + \eta_I \right)} + \frac{b_{w,m}}{h_{i,w}}} \quad (4.33)$$

Para o cálculo do U_{rec} primeiro foram assumidos os valores da temperatura superficial média da camada de água $T_{w,m}$ e da temperatura do tubo T_p . Estes valores permitiram realizar uma aproximação inicial feita por $b_{w,m}$. Depois do cálculo do U_{rec} , verificam-se se os valores assumidos são iguais o próximos dos reais. Das Equações (4.15) e (4.28) tem-se:

$$T_{p,real} = T_{II} + \frac{U_{rec} \cdot A_I \cdot (i_1 - i_{s,II})}{h_{c,II} (A_{p,II} + A_{F,II} \eta_{II})} \quad (4.34)$$

Compara-se o valor de $T_{p,real}$ da Equação (4.34) com o valor de T_p assumido inicialmente, se ambos são iguais o próximos, quer dizer que o valor inicialmente assumido de T_p é correto; caso contrário, assume-se um novo valor de T_p e se recalcula até conseguir um novo valor para $T_{p,real}$. Este procedimento é realizado até conseguir-se a igualdade entre ambos.

Para o cálculo das temperaturas de saída da região I (T_3) e de entrada da região II (T_2), utilizaram-se as seguintes equações:

$$\dot{q}_{rec} = U_{rec} \cdot A_I \cdot \Delta T_{ml,rec} \quad (4.35)$$

$$\Delta T_{ml,rec} = \frac{(T_1 - T_4) - (T_3 - T_2)}{\ln \left(\frac{T_1 - T_4}{T_3 - T_2} \right)} \quad (4.36)$$

$$\dot{q}_{rec} = \dot{m}_I \cdot (i_1 - i_3) = \dot{m}_{II} \cdot (i_4 - i_2) \quad (4.37)$$

Outro valor que foi inicialmente assumido é a temperatura do condensado $T_{w,m}$. Esta temperatura deve ser muito próxima à temperatura do ar úmido na saída da região I (T_3). Se, após o cálculo, ambos não forem próximos, então se deve assumir um novo valor de $T_{w,m}$ e operar da mesma forma como no caso da temperatura da parede do tubo T_p até conseguir-se uma pequena diferença entre estes valores ($T_{w,m}$ e T_3).

Depois de ter obtido as temperaturas dos escoamentos de entrada e saída do recuperador, assim como os coeficientes convectivos e o coeficiente global de transferência de calor do recuperador, procede-se à análise do evaporador.

Para o calculo da queda de pressão em cada região, utiliza-se a correlação apresentada por MANGLIK e BERGLES (1995) para a obtenção do fator da atrito f .

$$f_I = 1,8699 \cdot \text{Re}_I^{-0,2993} \cdot \left(\frac{X_{F,I}}{L_I} \right)^{-0,0936} \cdot \left(\frac{y_I}{C_I} \right)^{0,6820} \cdot \left(\frac{y_I}{X_{F,I}} \right)^{-0,2423} \quad (4.38)$$

$$f_{II} = 1,8699 \cdot \text{Re}_{II}^{-0,2993} \cdot \left(\frac{X_{F,II}}{L_{II}} \right)^{-0,0936} \cdot \left(\frac{y_{II}}{C_{II}} \right)^{0,6820} \cdot \left(\frac{y_{II}}{X_{F,II}} \right)^{-0,2423}$$

A perda de carga é então calculada através das Equações abaixo:

$$P_1 - P_3 = f_I \cdot \left(\frac{L_{rec}}{L_{c,I}} \right) \cdot \left(\frac{u_I^2}{2 \cdot g} \right) \quad (4.39)$$

$$P_2 - P_4 = f_{II} \cdot \left(\frac{L_{rec}}{L_{c,II}} \right) \cdot \left(\frac{u_{II}^2}{2 \cdot g} \right)$$

4.2 EVAPORADOR.

O sistema de refrigeração utilizado é um sistema típico por compressão de vapor que consiste em duas partes: a primeira, por onde escoo o ar proveniente do recuperador (região III da Figura 4.2), e a outra por onde escoo o fluido refrigerante em sentido contrário ao do ar (região IV da Figura 4.2). Na região do ar, assume-se que a superfície trabalha completamente molhada. A taxa de transferência de calor é calculada utilizando o método do potencial de entalpia (THRELKELD, 1970).

A Figura 4.9 mostra esquematicamente a distribuição das aletas no interior do evaporador e os escoamentos do ar úmido e do fluido refrigerante.

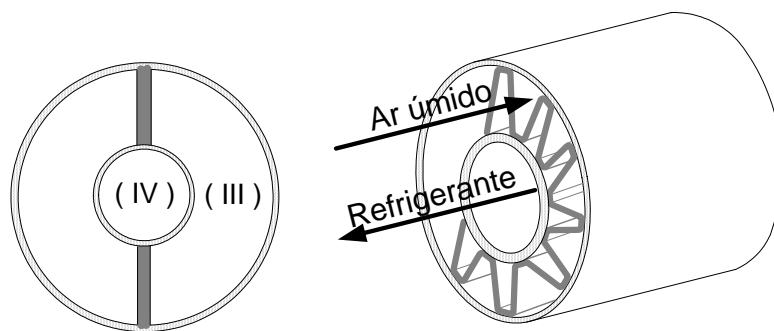


Figura 4.9- Distribuição das aletas no evaporador

Além das dimensões do evaporador, as seguintes condições de operação serão consideradas como dados de entrada. O ponto de entrada do ar úmido no evaporador (ponto 5) é o mesmo que da saída do ar úmido no recuperador (ponto 3) então as propriedades são as mesmas ($T_5=T_3$, $P_5=P_3$, $\phi_5=\phi_3$). O ponto de saída do ar seco no evaporador (ponto 6) é o mesmo que o de entrada de ar seco no recuperador (ponto 2), então as propriedades são as mesmas ($T_6=T_2$, $P_6=P_2$, $\phi_6=\phi_2$). As temperaturas de entrada e de saída do fluido refrigerante no evaporador são iguais a zero ($T_7 = T_8 = 0$ °C).

A análise da região do ar úmido (região III) será realizada da mesma forma que a região I, onde o coeficiente de transferência de calor $h_{c,III}$ será definido em função do fator de Colburn- j , utilizando o equacionamento obtido por MANGLIK e BERGLES (1990):

$$j_{III} = 0,244 \cdot \text{Re}_{III}^{-0,406} \cdot \left(\frac{X_{F,III}}{L_{III}} \right)^{-0,104} \cdot \left(\frac{y_{III}}{C_{III}} \right)^{0,196} \cdot \left(\frac{y_{III}}{X_{F,III}} \right)^{-0,173} \quad (4.40)$$

onde:

$$\text{Re}_{III} = \frac{\rho_{III} \cdot u_{III} \cdot L_{c,III}}{\mu_{III}} \quad (4.41)$$

$$L_{c,III} = \frac{4 \cdot x_{F,III} \cdot L_{III} \cdot C_{III}}{2 \cdot (x_{F,III} \cdot C_{III} + L_{III} \cdot C_{III} + y_{III} \cdot L_{III}) + y_{III} \cdot x_{F,III}} \quad (4.42)$$

$$j_{III} = St_{III} \cdot Pr_{III}^{2/3} \quad (4.43)$$

$$St_{III} = \frac{Nu_{III}}{Re_{III} \cdot Pr_{III}} \quad (4.44)$$

Segundo as Equações (4.43) e (4.44), temos:

$$Nu_{III} = \frac{j_{III} \cdot Re_{III} \cdot Pr_{III}}{Pr_{III}^{2/3}} \quad (4.45)$$

então:

$$h_{c,III} = \frac{Nu_{III} \cdot K_{III}}{L_{c,III}} \quad (4.46)$$

Para o cálculo do coeficiente global de transferência de calor do evaporador, utiliza-se o método de THRELKELD (1970) baseado no potencial de entalpia, considerando a formação de condensado sob as superfícies (tubo e aletas) que estão em contato com o ar úmido. As considerações feitas para o recuperador também serão aplicáveis para o evaporador.

A taxa de transferência de calor na região IV é:

$$\dot{q}_{ev} = h_{c,IV} \cdot A_{p,IV} \cdot (T_{p,ev} - T_{IV}) \quad (4.47)$$

Por definição temos que:

$$b'_r = \frac{i_{s,p,ev} - i_{s,IV}}{T_{p,ev} - T_{IV}} \quad (4.48)$$

Então das Equações (4.47) e (4.48), obtém-se:

$$\dot{q}_{ev} = \frac{h_{c,IV} \cdot A_{p,IV}}{b_r} \cdot (i_{s,p,ev} - i_{s,IV}) \quad (4.49)$$

Na região III escoo o ar úmido que quando entra em contato com a parede resfriada do tubo, começa a condensar-se. A taxa de transferência de calor é:

$$\dot{q}_{ev} = \frac{h_{o,w}}{b_{w,p,III}} \cdot A_{p,III} \cdot (i_{III} - i_{s,p,III}) + \frac{h_{o,w}}{b_{w,m,III}} \cdot A_{F,III} \cdot (i_{III} - i_{F,m,III}) \quad (4.50)$$

onde $b_{w,p,III}$ é avaliado à temperatura da superfície da camada do condensado do tubo e $b_{w,m,III}$ é avaliado à temperatura média da superfície do condensado da aleta.

Define-se a eficiência da aleta molhada da região III:

$$\eta_{III} = \frac{i_{III} - i_{F,m,III}}{i_{III} - i_{F,B,III}} \quad (4.51)$$

Realizando a aproximação de $b_{w,p,III} = b_{w,m,III}$ e $i_{s,p,III} = i_{F,B,III}$ da Equação (4.50) obtém-se:

$$\dot{q}_{ev} = \frac{h_{o,w}}{b_{w,m,III}} (A_{p,III} + A_{F,III} \eta_{III}) (i_{III} - i_{s,p,III}) \quad (4.52)$$

A eficiência da aleta pode ser obtida através da Figura 4.7:

$$\eta_{III} = \frac{\tanh(p \cdot L_{III})}{p \cdot L_{III}} \quad (4.53)$$

onde

$$p \cdot L_{III} = L_{III} \cdot \sqrt{\frac{h_{o,w}}{k_{F,III} \cdot y_{III}}} \quad (4.54)$$

e

$$h_{o,w} = \frac{1}{\frac{c_{pa,III}}{b_{w,m,III} \cdot h_{c,III}} + \frac{y_{w,III}}{k_{w,III}}} \quad (4.55)$$

Por definição temos que

$$\dot{q}_{ev} = U_{ev} \cdot A_{III} \cdot (i_{III} - i_{s,IV}) \quad (4.56)$$

Então o coeficiente global de transferência de calor do evaporador U_{ev} é:

$$U_{ev} = \frac{1}{\frac{b_r \cdot A_{III}}{A_{p,IV} \cdot h_{c,IV}} + \frac{b_{w,m,III} \cdot (1 - \eta_{III})}{h_{o,w} \cdot \left(\frac{A_{p,III}}{A_{F,III}} + \eta_{III} \right)} + \frac{b_{w,m,III}}{h_{o,w}}} \quad (4.57)$$

Para o cálculo do U_{ev} , igualmente, primeiro foram assumidos os valores da temperatura superficial média da camada de água $T_{w,m,III}$ e da temperatura do tubo $T_{p,ev}$. Verificam-se os valores assumidos através das seguintes equações:

$$T_{p,ev} = T_{IV} + \frac{U_{ev} \cdot A_{III} \cdot (i_{III} - i_{s,IV})}{h_{c,III} \cdot A_{p,IV}} \quad (4.58)$$

$$i_{s,w,III} = i_{III} - \frac{c_{pa,III} \cdot h_{o,w} \cdot \eta_{III}}{b_{w,m,III} \cdot h_{c,III}} \cdot \left(1 - \frac{b_r \cdot U_{ev} \cdot A_{III}}{h_{c,IV} \cdot A_{p,IV}} \right) \cdot (i_{III} - i_{s,IV}) \quad (4.59)$$

Calcula-se o $T_{w,III}$ através da entalpia do ar saturado $i_{s,w,III}$, esta temperatura tem que ser igual ou próxima da $T_{w,m,III}$ assumida inicialmente, caso isso não aconteça, se atribui um novo valor à temperatura $T_{w,m,II}$ e se realiza novamente todo o cálculo.

Para o cálculo da queda de pressão na região III do evaporador, utiliza-se a correlação apresentada por MANGLIK e BERGLES (1990) para a obtenção do fator da atrito f .

$$f_{III} = 1,8699 \cdot \text{Re}_{III}^{-0,2993} \cdot \left(\frac{X_{F,III}}{L_{III}} \right)^{-0,0936} \cdot \left(\frac{y_{III}}{C_{III}} \right)^{0,6820} \cdot \left(\frac{y_{III}}{X_{F,III}} \right)^{-0,2423} \quad (4.60)$$

Temos, então, a perda de carga na região III:

$$P_5 - P_6 = f_{III} \cdot \left(\frac{L_{ev}}{L_{c,III}} \right) \cdot \left(\frac{u_{III}^2}{2 \cdot g} \right) \quad (4.61)$$

CAPÍTULO –5

5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

A modelagem matemática do processo de desumidificação do ar comprimido foi mostrada no capítulo 4 e implementada no “software” EES conforme apresentado no Anexo A. O estudo teve como objetivo a análise do processo de desumidificação de ar comprimido como função dos parâmetros geométricos dos trocadores de calor (recuperador e evaporador). Os parâmetros geométricos que foram analisados são: os comprimentos das aletas (C_I , C_{II} e C_{III}), os espaçamentos entre as aletas ($x_{F,I}$, $x_{F,II}$ e $x_{F,III}$), as alturas das aletas (L_I , L_{II} e L_{III}), o comprimento do recuperador (L_{rec}) e o comprimento do evaporador (L_{ev}). A Figura 5.1 mostra os parâmetros analisados, onde os subscritos I, II e III referem-se às regiões dos trocadores de calor.

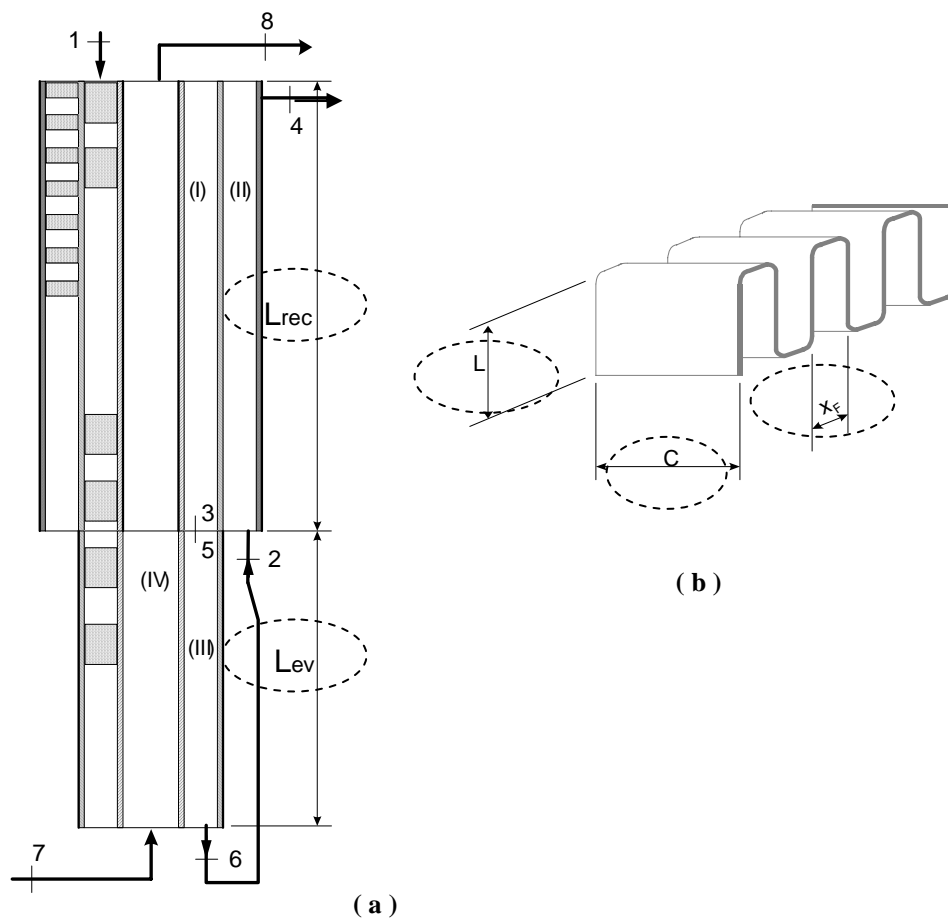


Figura 5.1-Parâmetros geométricos estudados a) L_{rec} e L_{ev} , b) C , x_f e L

Para a realização do estudo foram fixadas as condições do ar comprimido antes de entrar no desumidificador (ponto 1 da Figura 5.1); estes valores são mostrados na Tabela 5.1.

Tabela 5.1-Condições iniciais do ar comprimido

Grandezas	Valores
Temperatura (T_I)	38 °C
Pressão (P_I)	810 kPa
Vazão mássica (\dot{m}_1)	0,12 kg/s
Umidade (ϕ_I)	100%

A análise do processo de desumidificação do ar comprimido foi realizada mudando progressivamente as dimensões do parâmetro em estudo e mantendo constante o restante das dimensões. Para a análise padronizou-se uma geometria inicial que e foi chamada de TIPO I (Tabela 5.2), a partir qual foram realizadas as variações dos parâmetros geométricos analisados. Os resultados iniciais obtidos com a geometria TIPO I são mostrados na Tabela 5.3. A Tabela B-1 no anexo mostra detalhadamente estes resultados.

Tabela 5.2-Dimensões iniciais do desumidificador padrão

	Parâmetros Geométricos	TIPO I [m]
RECUPERADOR	Comprimento das aletas C_I e C_{III}	0,01
	Espaçamento entre aletas $x_{F,I}$ e $x_{F,III}$	0,004
	Altura das aletas L_I e L_{III}	0,022
	Comprimento do trocador L_{rec}	0,55
EVAPORADOR	Comprimento das aletas C_{II}	0,01
	Espaçamento entre aletas $x_{F,II}$	0,002
	Altura das aletas L_{II}	0,011
	Comprimento do trocador L_{ev}	0,45

Tabela 5.3-Resultados iniciais obtidos com a geometria TIPO I

	Grandezas	Valores
RECUPERADOR	Coeficiente global de transferência de calor (U_{rec})	0,1753 kW/m ² -K
	Calor trocado (q_{rec})	2,638 kW
	Resistência térmica total (R_{rec})	5,7045 m ² -K/kW
EVAPORADOR	Coeficiente global de transferência de calor (U_{ev})	0,4809 kW/m ² -K
	Calor trocado (q_{ev})	3,079 kW
	Resistência térmica total (R_{ev})	2,0794 m ² -K/kW
PONTO 4	Temperatura (T_4)	24,49 °C
	Pressão (P_4)	688,8 kPa
	Umidade absoluta (w_4)	0,0005842 kg _a /kg _{as}
	Umidade relativa (ϕ_4)	20,6 %

- Variação do comprimento das aletas C .

Primeiramente foi analisado o comportamento do desumidificador com diferentes comprimentos de aletas (C_b , C_{II} e C_{III}). Fixaram-se os valores de C_{II} e C_{III} , enquanto C_I variou numa faixa de 0,01 a 0,1 m; os resultados são mostrados na Tabela B-1. Após a obtenção dos resultados iniciais, fixaram-se C_I e C_{III} e se realizaram novos cálculos, variando C_{II} ; os resultados aparecem na Tabela B-2. Do mesmo modo foi avaliado o comprimento da aleta C_{III} e os resultados encontram-se na Tabela B-3. A Figura 5.2 mostra que o calor trocado no recuperador (q_{rec}) diminuiu de 2,638 kW a 2,233 kW (15,98 %) e o calor trocado no evaporador (q_{ev}) aumentou de 3,079 kW a 3,436 kW (11,59%), quando C_I aumenta 10 vezes em relação ao seu valor inicial. As variações de C_{II} e C_{III} não têm influência significativa sobre os valores de q_{rec} e q_{ev} . O aumento de C_I e C_{III} provoca a diminuição do coeficiente global no recuperador e no evaporador, respectivamente, não sendo em nenhum dos casos influenciado significativamente pelo incremento de C_{II} (Figura 5.3).

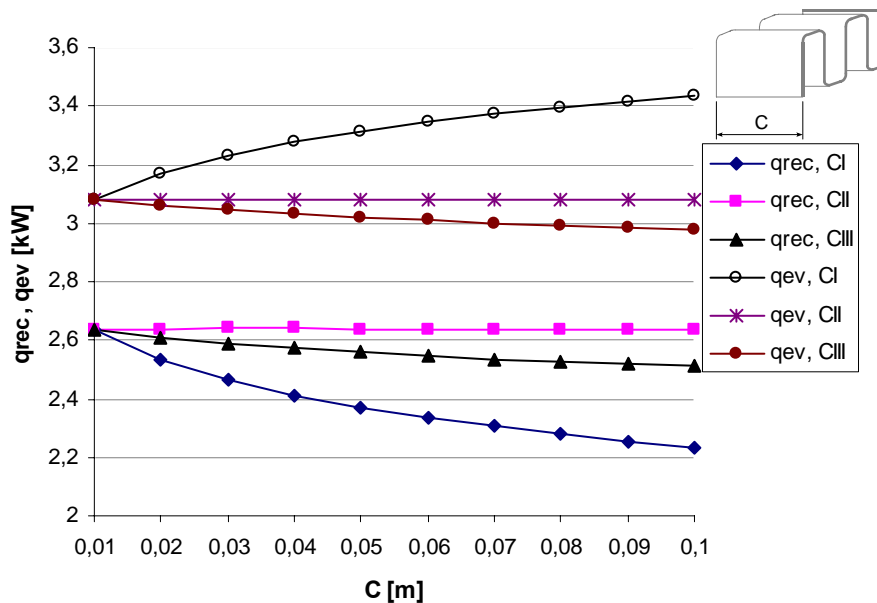


Figura 5.2-Calor trocado em função do comprimento das aletas

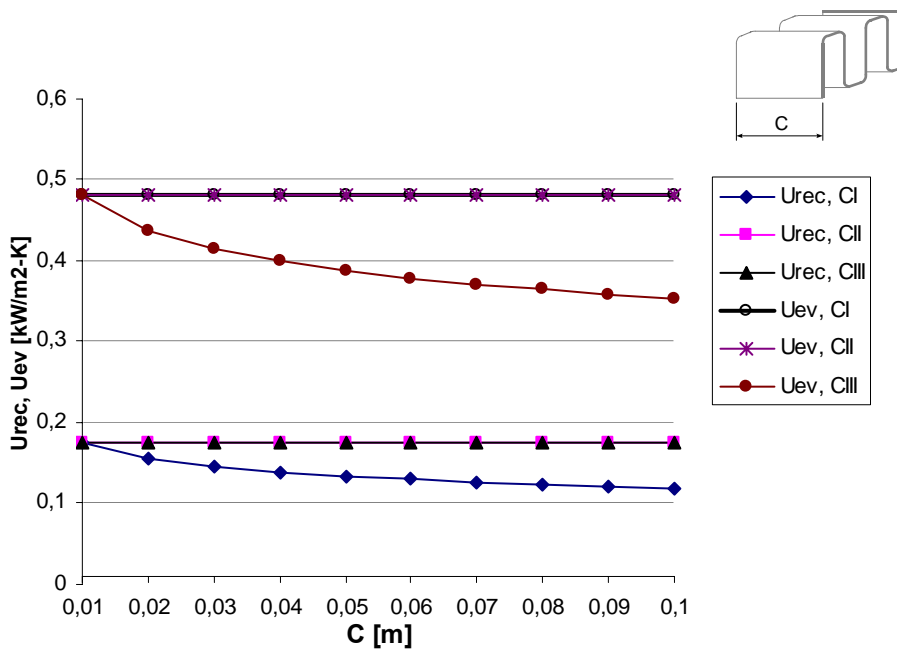


Figura 5.3-Coeficiente global de transferência de calor em função do comprimento das aletas

O aumento do comprimento das aletas modifica as temperaturas em cada ponto (Figuras B.1, B.2 e B.3), chegando a diminuir a temperatura na saída do desumidificador (T_4) de 24,49 °C a 21,51°C (12,17%) quando C_I varia de 0,01 a 0,1 m (Figura 5.4). O comprimento C_{III} da aleta da região III também influencia no valor da Temperatura T_4 , mas de uma forma mais discreta que C_I .

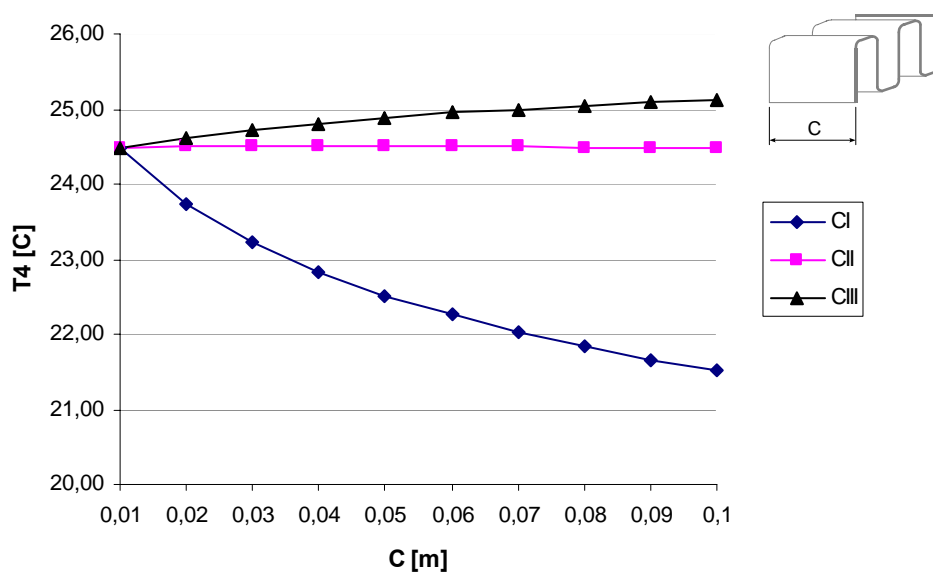


Figura 5.4-Temperatura na saída do desumidificador em função do comprimento das aletas

Não só a temperatura é afetada por este parâmetro; a umidade absoluta no ponto 4 também varia, aumentando de 0,0005842 $\text{kg}_a/\text{kg}_{as}$ a 0,0006005 $\text{kg}_a/\text{kg}_{as}$, a 0,0005843 $\text{kg}_a/\text{kg}_{as}$ e a 0,0006608 $\text{kg}_a/\text{kg}_{as}$ quando os valores de C_I , C_{II} e C_{III} , respectivamente, aumentam 10 vezes em relação ao seu valor inicial (Figura 5.5). Como o objetivo do desumidificador é retirar a umidade contida no ar, pode-se de dizer que o aumento do comprimento das aletas da região III (C_{III}) não é desejável, sendo que o efeito de C_I é pequeno e de C_{II} é desprezível.

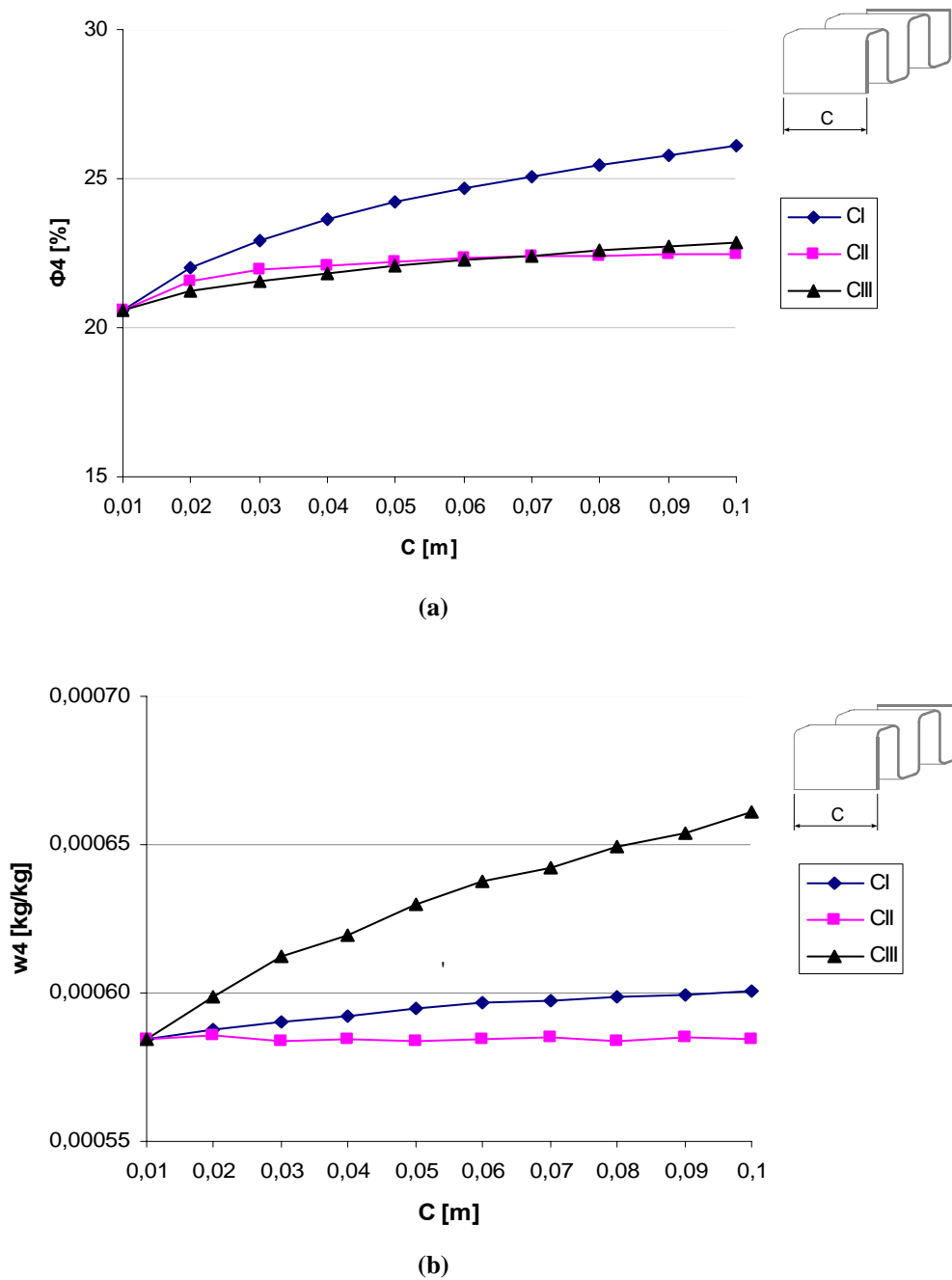


Figura 5.5-(a) Umidade relativa (b) Umidade absoluta; na saída do desumidificador em função do comprimento das aletas

A queda de pressão é um fator muito influenciado pelo valor de C_{II} em comparação à variação da queda de pressão gerada pelos comprimentos C_I e C_{III} . A pressão na saída do desumidificador (P_4) cai significativamente conforme o

comprimento das aletas da região II diminui, sendo a queda de pressão menor num 53,46% quando o C_{II} é igual a 0,1 m comparado quando o C_{II} é 0,01 m (Figura 5.6), devido à diminuição considerável do fator de atrito expressado pelas Equações 4.38 e 4.39.

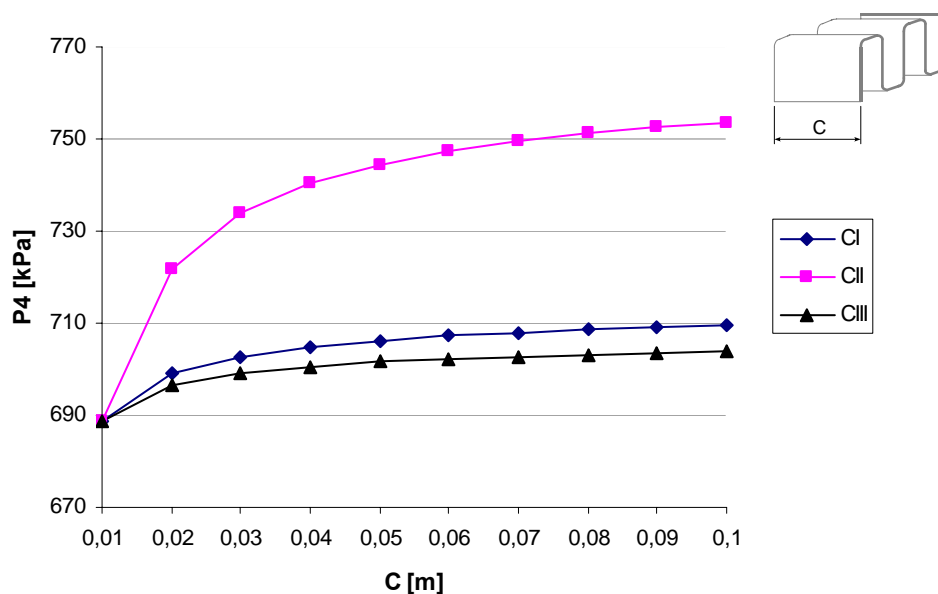


Figura 5.6-Pressão na saída do desumidificador em função do comprimento das aletas

Uma análise global deste parâmetro indica que é desejável manter C_{III} pequeno, porque isso diminui bastante a umidade absoluta na saída sem comprometer a perda de pressão. Além disso, é interessante manter C_I pequeno porque isso provoca um conjunto de fenômenos que melhoram o desempenho do desumidificador. Se C_I é mantido pequeno, o desempenho do recuperador é melhor, aumentando a troca de calor nesta região e diminuindo o valor de T_3 . Isso tudo faz com que o calor trocado no evaporador diminua, exigindo uma capacidade frigorífica instalada menor. Por outro lado, C_{II} deve ser mantido o maior possível, já que não influencia na umidade na saída, mas promove uma perda de carga menor.

- Variação do espaçamento entre aletas x_F .

O segundo parâmetro geométrico analisado é o espaçamento entre as aletas, que são os espaçamentos $x_{F,I}$, $x_{F,II}$ e $x_{F,III}$, que correspondem às aletas das regiões I, II e III, respectivamente. Para a realização da análise, fixaram-se todas as dimensões dos trocadores (recuperador e evaporador) exceto o espaçamento analisado que varia de 0,002 a 0,01 m. Os resultados destes testes numéricos encontram-se tabelados no Apêndice C. A variação do calor trocado no recuperador e no evaporador, influenciados pelo espaçamento entre as aletas, se encontra representado na Figura 5.7. Pode-se observar que quando $x_{F,I}$ varia de 0,002 a 0,01 m, q_{rec} diminui de 3,289 a 1,624 kW (50,62%), provocado pela diminuição da área total das aletas $A_{F,I}$ e da superfície de troca de calor. Também q_{ev} aumenta de 2,506 a 3,964 kW (58,18%), sendo diferente para o caso do aumento de $x_{F,III}$ onde q_{rec} e q_{ev} diminuem 28,48% e 20,54%, respectivamente. Já os calores trocados não são influenciados pelo aumento de $x_{F,II}$.

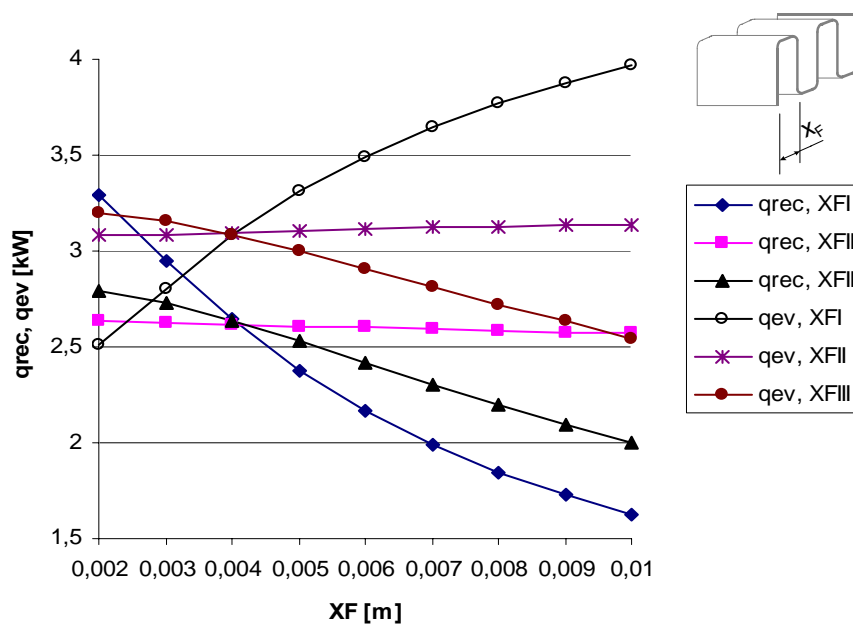


Figura 5.7-Calor trocado em função do espaçamento entre as aletas

O aumento de $x_{F,I}$ diminui o coeficiente global de transferência de calor no recuperador (U_{rec}) de 0,2065 a 0,1454 kW/m²-K (29,56%) e o aumento de $x_{F,III}$ diminui U_{ev} de 0,5328 a 0,4248 kW/m²-K (20,27%) . A variação de $x_{F,II}$ não afeta U_{rec} .

Com o aumento do espaçamento entre as aletas, as temperaturas em cada ponto variam segundo cada caso (Figuras C.1, C.2 e C.3). O aumento de $x_{F,I}$ produz a diminuição da temperatura na saída do desumidificador (T_4) de 29,29 a 17,09 °C (41,65%) (Figura 5.9). Quando o incremento é do espaçamento $x_{F,III}$, a temperatura T_4 aumenta 17,04% e T_2 eleva-se consideravelmente de 0,63 °C a 11,26 °C (Figura C.3). Isto ocorre porque o calor trocado no recuperador diminui, a temperatura de saída do evaporador (T_2) permanece quase constante, a temperatura na saída do recuperador (T_3) aumenta, e o coeficiente global de transferência de calor do recuperador (U_{rec}) diminui devido à diminuição da área das aletas. Na análise deste parâmetro, assim como na análise dos comprimentos das aletas, o espaçamento $x_{F,II}$ não influencia no valor das temperaturas de cada ponto (Figura C.2).

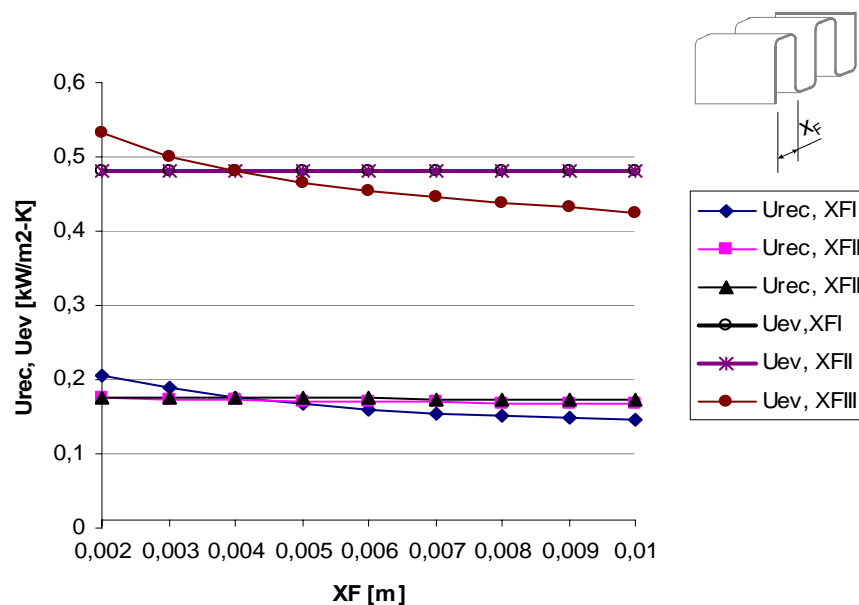


Figura 5.8-Coeficiente global de transferência de calor em função do espaçamento entre as aletas

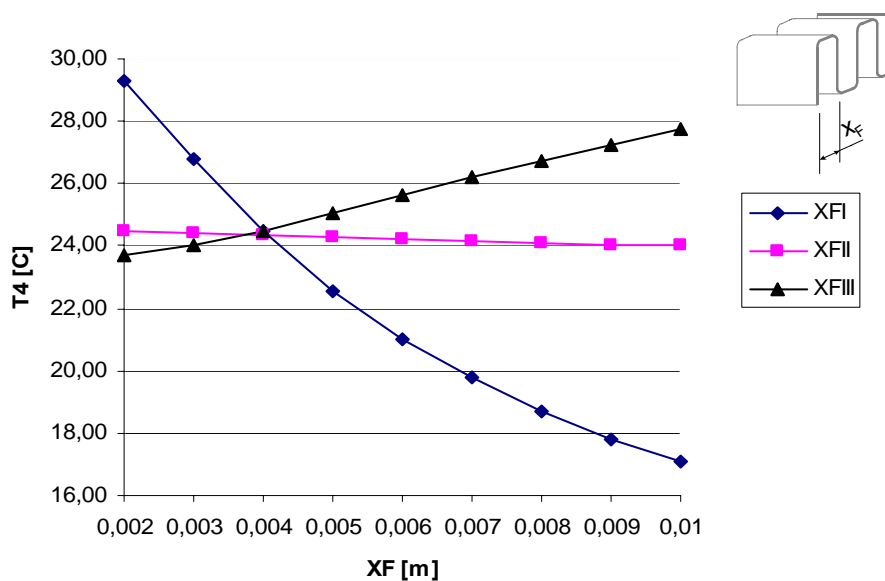
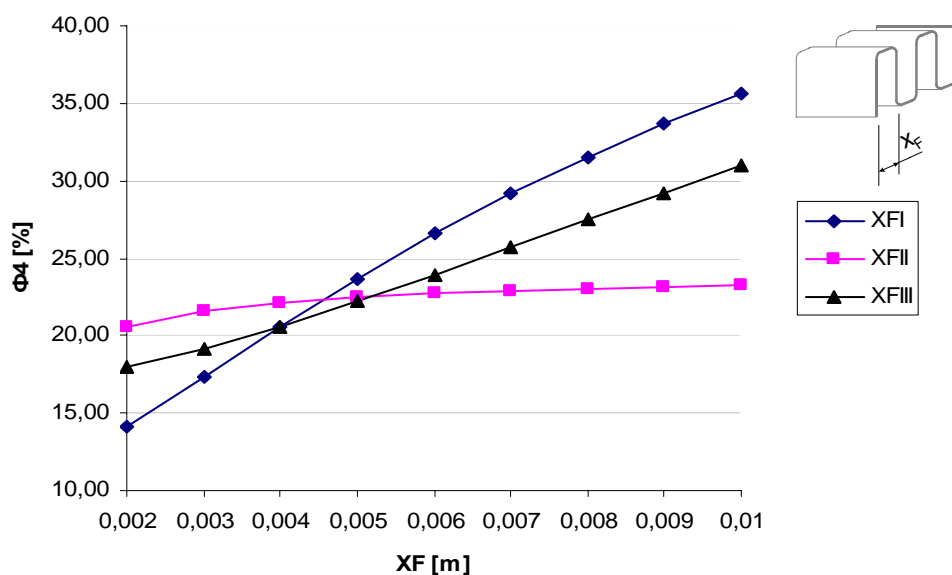


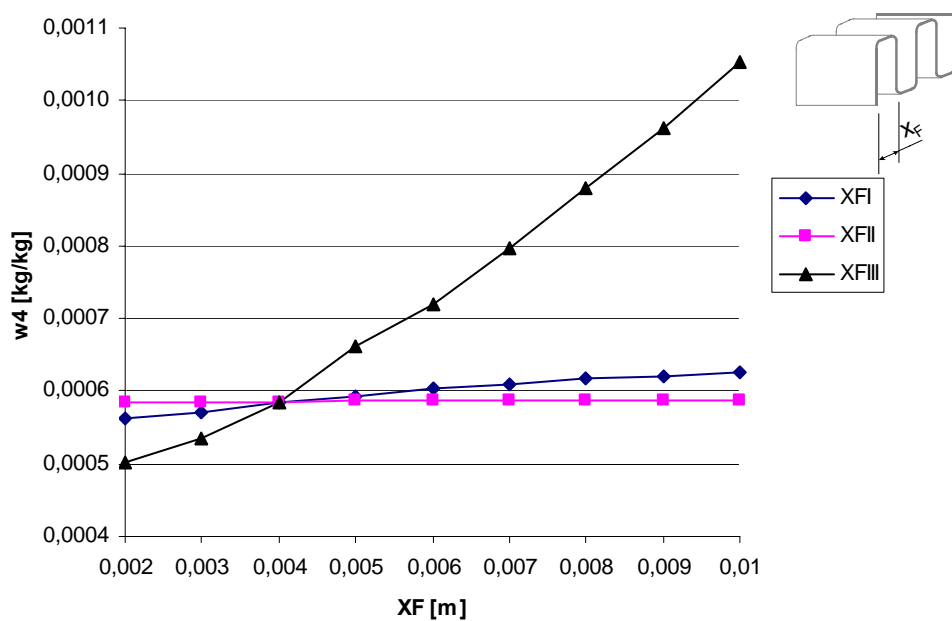
Figura 5.9-Temperatura na saída do desumidificador em função do espaçamento entre as aletas

A umidade na saída do desumidificador varia significativamente em função dos espaçamentos das aletas (Figura 5.10). Das três regiões analisadas, o espaçamento das aletas da região I ($x_{F,I}$) é o que mais influencia na ϕ_4 chegando-a aumentar de 14,2 a 35,6% quando $x_{F,I}$ varia de 0,002 a 0,01 m.. O aumento de ϕ_4 , influenciado pelo aumento de $x_{F,I}$, é devido à diminuição da área total de troca térmica da região I, provocando a diminuição do calor trocado no recuperador (q_{rec}) e fazendo com que a temperatura na saída da região I do recuperador (T_3) aumente, dificultando a formação de condensado.

O processo de desumidificação do ar é significativamente influenciado pela variação de $x_{F,III}$. Quando $x_{F,III}$ aumenta de 0,002 a 0,01 m, a umidade absoluta na saída do desumidificador aumenta de 0,0005027 a 0,001053 $\text{kg}_a/\text{kg}_{as}$; isto acontece devido a que a área total da região III (A_{III}) diminui e assim o calor total trocado no evaporador diminui. Por outro lado, as variações de $x_{F,I}$ e $x_{F,II}$ praticamente não influenciam no valor da umidade absoluta na saída do desumidificador.



(a)



(b)

Figura 5.10-(a) Umidade relativa (b) Umidade absoluta; na saída do desumidificador em função do espaçamento entre as aletas

O comportamento da queda de pressão como função do espaçamento entre aletas é o mesmo nas três regiões, diminuindo aproximadamente 8% quando o espaçamento varia de 0,002 a 0,01 m (Figura 5.11).

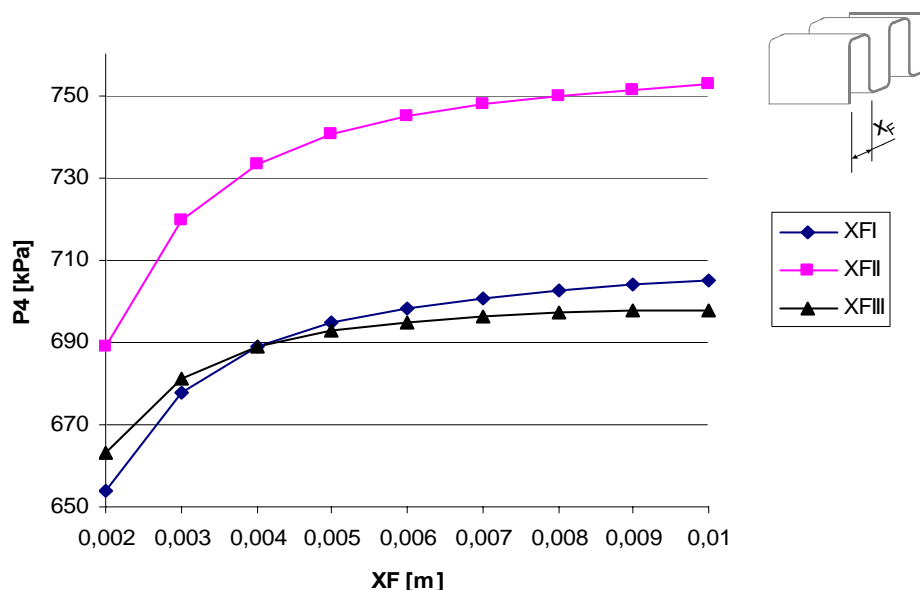


Figura 5.11-Pressão na saída do desumidificador em função do espaçamento entre as aletas

Como resultado da análise global deste parâmetro, pode-se indicar que para ter baixa umidade absoluta na saída, deve-se manter $x_{F,III}$ pequeno. Por outro lado, os valores pequenos de $x_{F,III}$ influenciam na queda de pressão. Além de $x_{F,III}$, $x_{F,I}$ também deve ser pequeno porque aumenta a troca de calor no recuperador, resultando na diminuição de T_3 . Então o calor trocado no evaporador diminui, fazendo com que a capacidade frigorífica requerida seja menor. Já $x_{F,II}$ não influencia na umidade na saída, mas sim na queda de pressão, razão pela qual deve ser mantida em patamares maiores do que 0,006 m.

- Variação da altura das aletas L.

Um outro parâmetro geométrico analisado é a altura das aletas (L_I , L_{II} e L_{III}) que é determinada pelas diferenças dos diâmetros $D_{i,in}-D$ para L_I e L_{III} , e $D_{i,o}-D_{i,in}$ para L_{II} . Para esta análise, fixaram-se os comprimentos das aletas, os espaçamentos entre elas e os diâmetros $D_{i,in}$ e D_i . O diâmetro D é aumentado considerando diâmetros comerciais (em polegadas) como medidas de referência. Com a elevação

do diâmetro D , as alturas L_I e L_{III} das aletas das regiões I e III, respectivamente, diminuirão até D estar próximo a $D_{i,in}$, onde se faz desnecessária a análise pelo aumento desmesurado da queda de pressão na saída do desumidificador. Os resultados destes testes encontram-se na Tabela D.1. Posteriormente, D e $D_{i,in}$ são fixados e $D_{i,o}$ é elevado seguindo o mesmo critério; desta forma obtém-se a variação da altura L_{II} das aletas da região II. Os resultados encontram-se na Tabela D.2.

O comportamento da transferência de calor como função da altura das aletas é mostrado na Figura 5.12 onde se percebe a diminuição de q_{rec} e q_{ev} quando as alturas L_{II} e L_I , respectivamente, aumentam. A altura L_I é igual a L_{III} , então, quando se faz referência ao comportamento do sistema como função de L_I refere-se também à influencia de L_{III} .

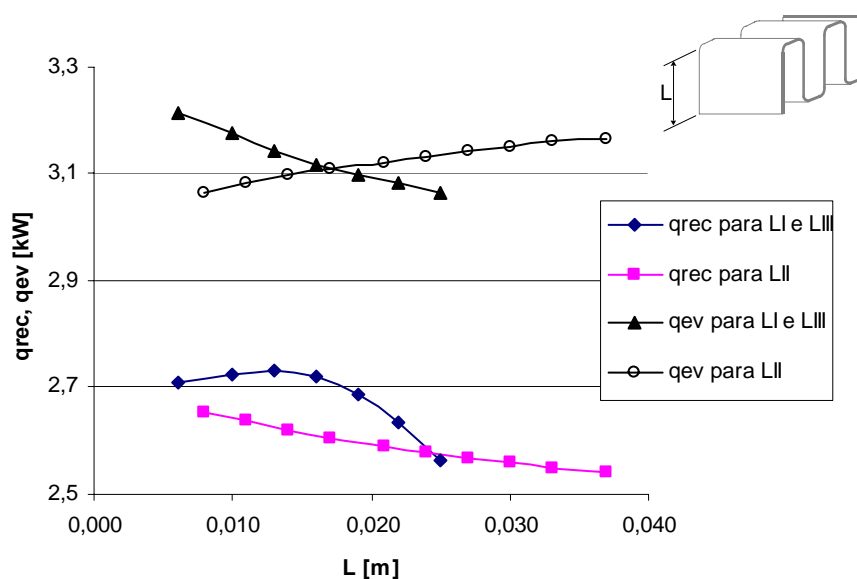


Figura 5.12-Calor trocado em função das alturas das aletas

A Figura 5.13 mostra a variação do coeficiente global de transferência de calor como função da altura das aletas. Observa-se uma marcante diminuição do U_{ev} originada pelo aumento de L_I e L_{III} gerando a elevação da resistência térmica no recuperador e no evaporador. A variação da altura L_{II} das aletas da região II do recuperador não influencia os coeficientes globais.

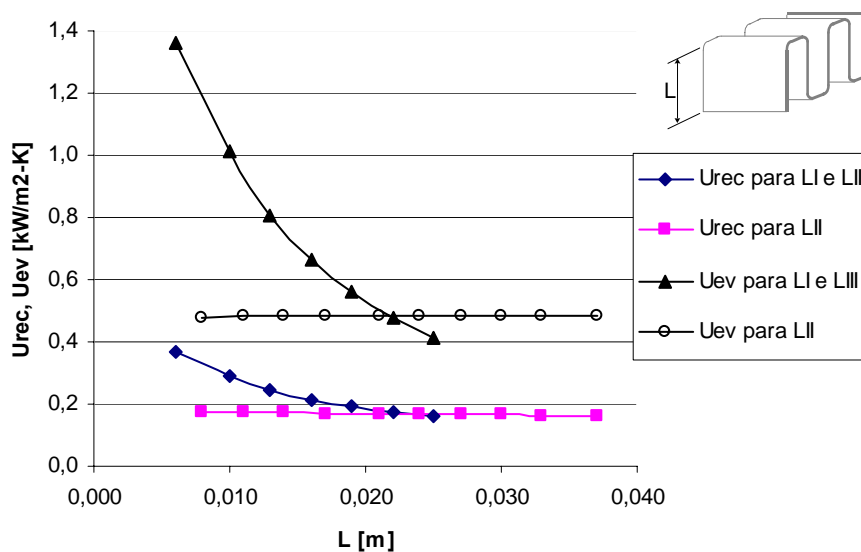


Figura 5.13-Coeficiente global de transferência de calor em função das alturas das aletas

As temperaturas são ligeiramente afetadas pela variação das alturas L_I e L_{III} (Figura D.1) ; entretanto, não mostram ser influenciadas pela altura L_{II} (Figura D.2). A Temperatura na saída do desumidificador (T_4) aumenta quando as alturas L_I e L_{III} aumentam, e diminui quando L_{II} aumenta (Figura 5.14).

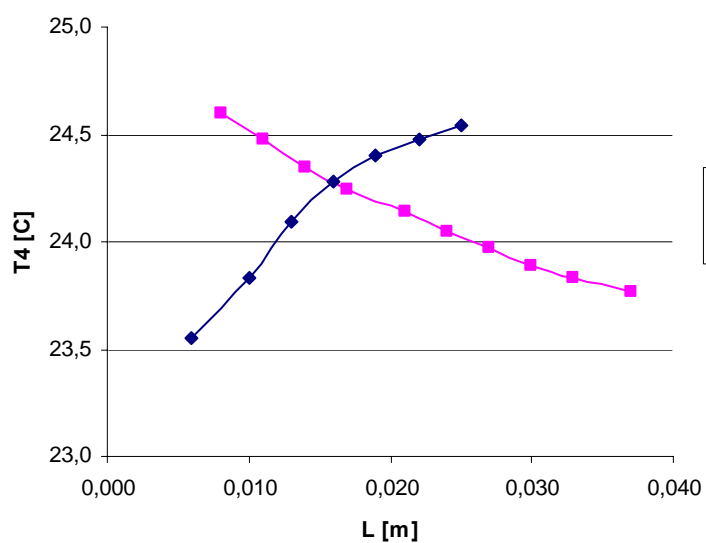
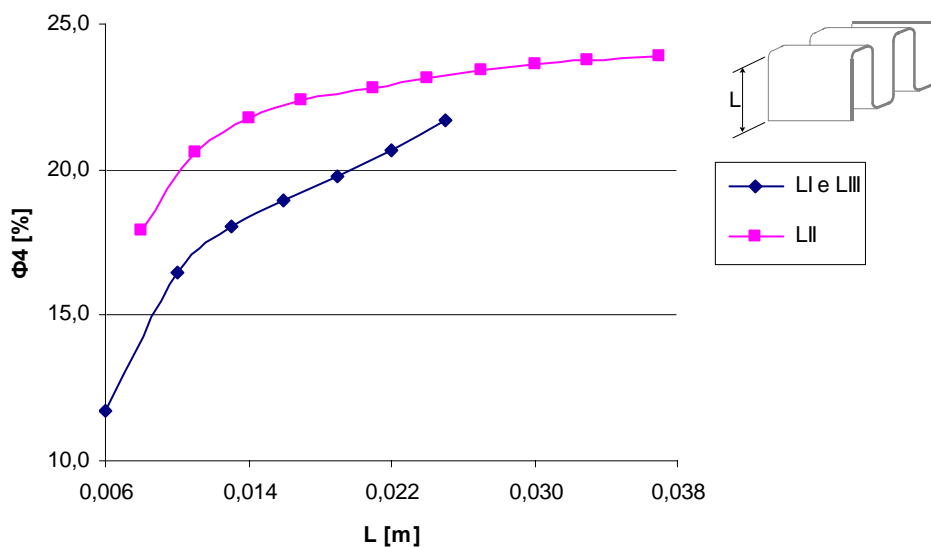
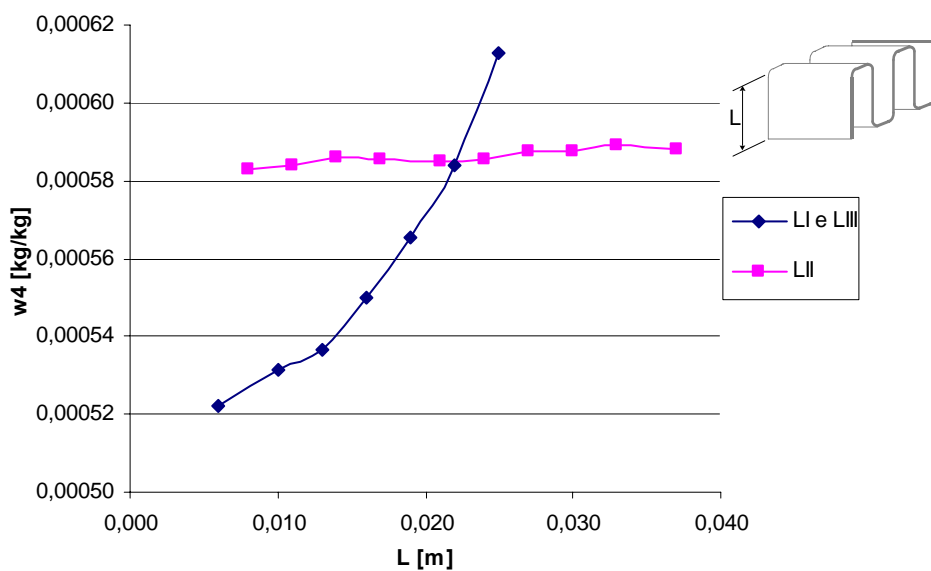


Figura 5.14-Temperatura na saída do desumidificador em função das alturas das aletas

A umidade na saída do desumidificador (ϕ_4) aumenta com o aumento das alturas das aletas L_I e L_{III} (Figura 5.15), sendo menos influenciada pela variação de L_{II} . Isto significa que ao elevar as alturas L_I e L_{III} das regiões I e III, respectivamente, aumenta a temperatura e a umidade relativa na saída do desumidificador.



(a)



(b)

Figura 5.15-(a) Umidade relativa (b) Umidade absoluta; na saída do desumidificador em função das alturas das aletas

A Figura 5.15 (b) mostra que quando se aumenta a altura das aletas das regiões I e III, a umidade absoluta na saída do desumidificador (w_4) aumenta; com menos formação de condensado. A variação da altura das aletas da região II (L_{II}) não influencia w_4 .

O aumento da altura das aletas gera a diminuição da queda de pressão na saída do desumidificador. Para alturas de aletas pequenas, a queda de pressão é consideravelmente maior conforme é mostrado na Figura 5.16.

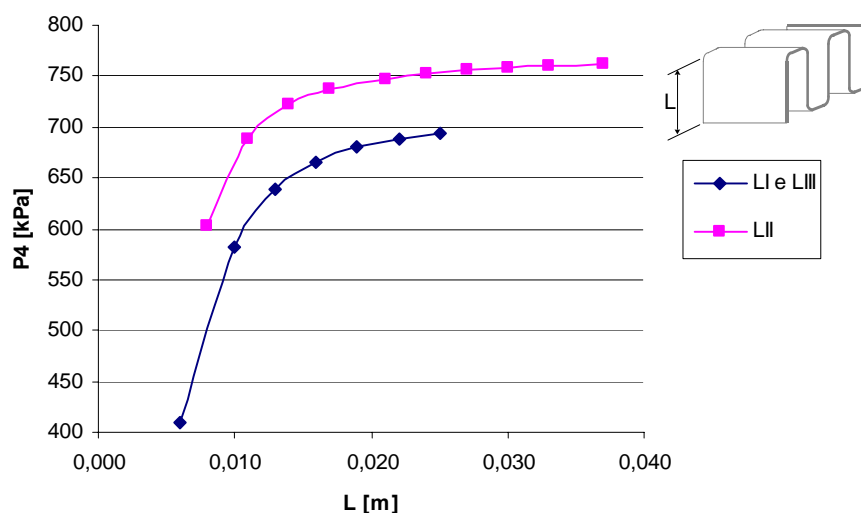


Figura 5.16-Pressão na saída do desumidificador em função das alturas das aletas

Analisando globalmente este parâmetro, nota-se que as alturas L_I e L_{III} devem ser pequenas para favorecer a baixa umidade na saída do desumidificador. Por outro lado, isto também aumenta consideravelmente a queda de pressão na saída, razão pela qual valores menores que 0,015 m para L_I e L_{III} , devem ser desconsiderados. É recomendável manter L_{II} com valores maiores ao que 0,02 m, porque isto reduz consideravelmente a queda de pressão, sem afetar a umidade na saída.

- Variação dos comprimentos do recuperador (L_{rec}) e do evaporador (L_{ev}).

Os últimos parâmetros estudados são os comprimentos do recuperador (L_{rec}) e do evaporador (L_{ev}). Para esta análise variou-se os comprimentos de 0,20 a 0,60 m para o recuperador e de 0,30 a 0,60 m para o evaporador. O calor trocado no recuperador (q_{rec}) aumenta de 1,377 kW a 2,756 kW (100,15%) enquanto o calor trocado no evaporador (q_{ev}) diminui de 4,177 kW a 2,977 kW (28,73%) em função do L_{rec} . Por outro lado, o aumento de L_{ev} gera o aumento simultâneo de q_{rec} e q_{ev} (Figura 5.17).

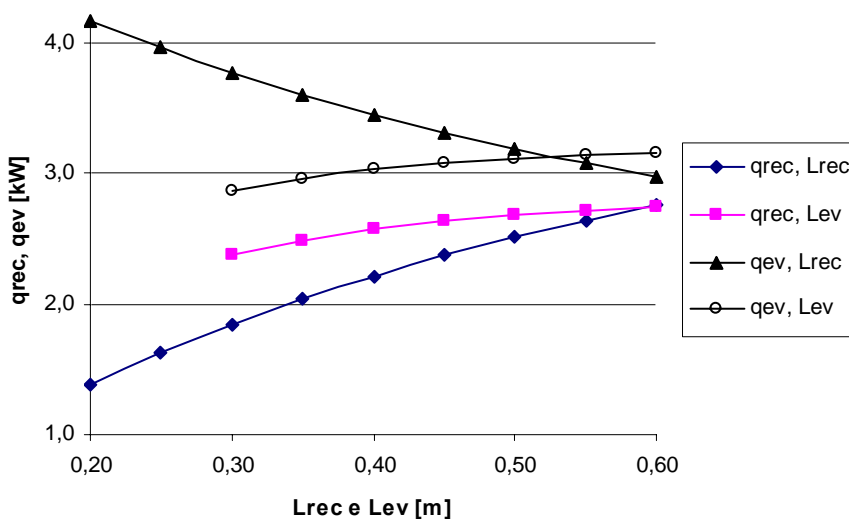


Figura 5.17-Calor trocado em função do comprimento do recuperador e do evaporador

O aumento do comprimento do recuperador promove a elevação da temperatura na saída do desumidificador (T_4) (Figura 5.18), e a diminuição da umidade relativa no mesmo ponto (ϕ_4) de 43,5% a 19,2% (variação de 55,86%) (Figura 5.19(a)). Já no caso do evaporador, o aumento do L_{ev} não varia significativamente as temperaturas de cada ponto, mas consegue-se diminuir a umidade final (ϕ_4) de 24,5% a 19% (variação de 22,45%).

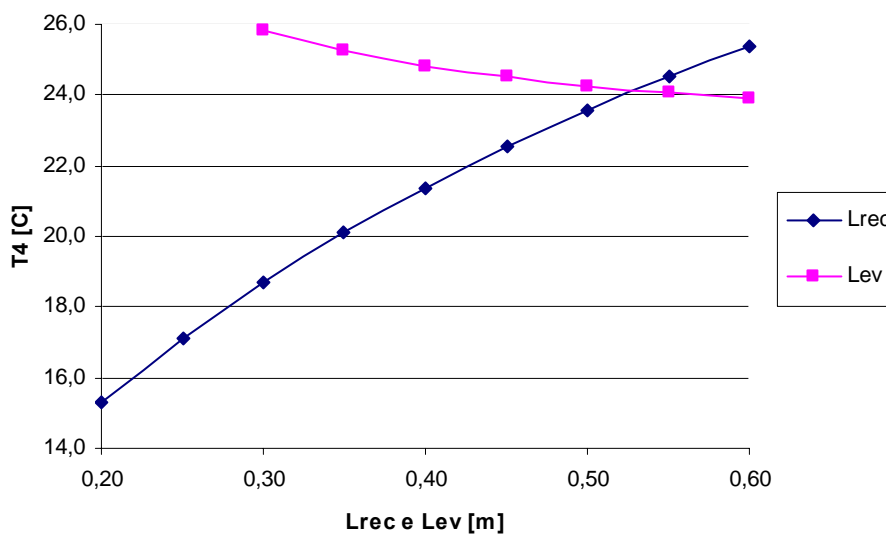


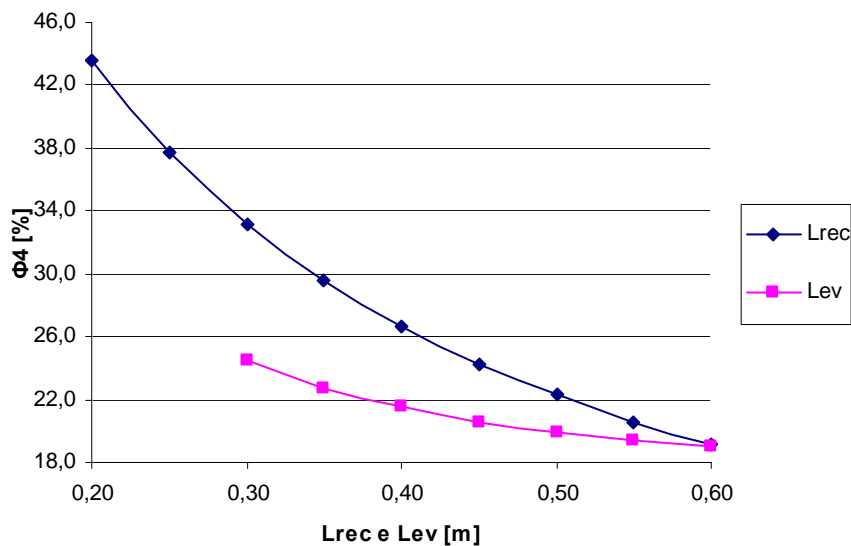
Figura 5.18-Temperatura na saída do desumidificador em função do comprimento do recuperador e do evaporador

A umidade absoluta na saída do desumidificador (w_4) diminui quando o comprimento do evaporador aumenta. A Figura 5.19(b) mostra que w_4 diminui quando o comprimento do recuperador aumenta, mas a diminuição da umidade gerada pelo aumento de L_{rec} é menos significativa que quando se aumenta L_{ev} .

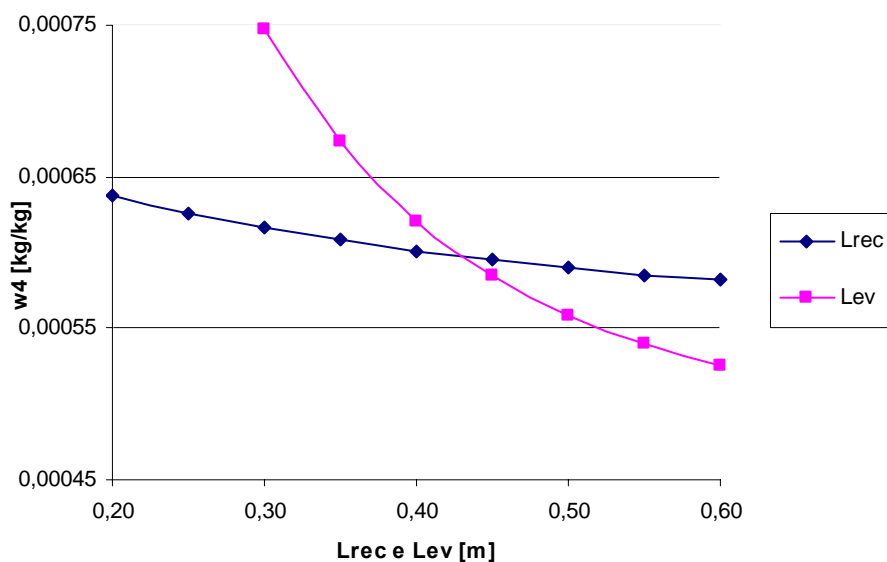
O aumento do comprimento do recuperador e do evaporador geram o aumento da queda de pressão no ponto 4, mas a influencia do comprimento do recuperador é muito mais significativa, chegando a aumentar 141,81% a queda de pressão quando o comprimento varia de 0,20 a 0,60 m (Figura 5.20).

A análise global deste parâmetro mostra que os aumentos dos comprimentos do recuperador e do evaporador reduzem a umidade absoluta na saída do desumidificador. A umidade absoluta na saída diminui vagarosamente conforme o comprimento do recuperador aumenta. Já no caso do evaporador, a umidade na saída diminui rapidamente quando o comprimento do evaporador aumenta. Além disso, a queda de pressão aumenta consideravelmente quando o comprimento do recuperador aumenta, mas é pouco influenciada pelo aumento do comprimento do evaporador. Portanto, conclui-se que o aumento do comprimento do evaporador, comparado com

o aumento do comprimento do recuperador, melhora o processo de desumidificação obtendo umidade absoluta e quedas de pressão baixas. A desvantagem neste caso é que exige-se uma capacidade frigorífica maior.



(a)



(b)

Figura 5.19-Umidade na saída do desumidificador em função comprimento do recuperador e do evaporador

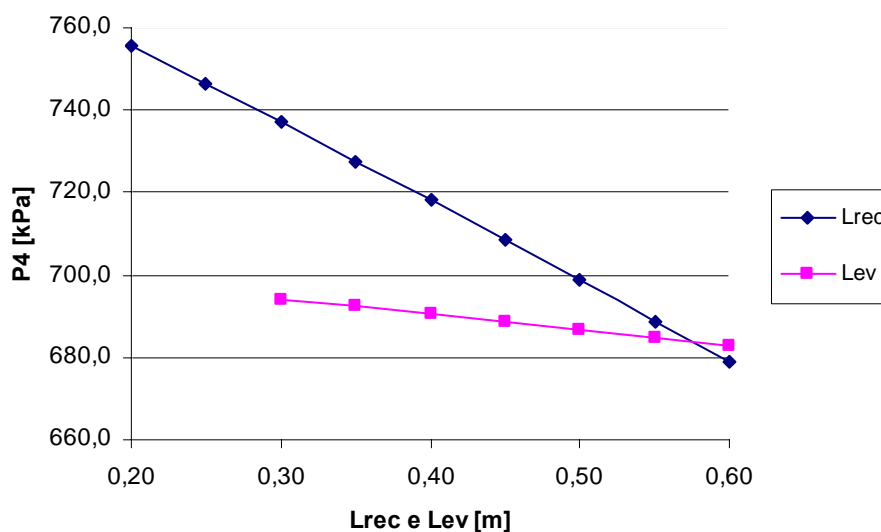


Figura 5.20-Pressão na saída do desumidificador em função do comprimento do recuperador e do evaporador

Após a análise destes parâmetros, percebe-se a existência de diversas alternativas para variar a geometria dos trocadores de calor utilizados em processos de desumidificação. Depois da variação individual de cada parâmetro analisado, fizeram-se algumas combinações onde o comprimento, altura e espaçamento entre aletas, foram aumentados simultaneamente nas três regiões; estes resultados aparecem na Tabela F-1 do anexo. A influência de cada parâmetro é a mesma se variado individualmente ou variado conjuntamente. Assim, os parâmetros das aletas nas regiões I e III são determinantes na umidade absoluta na saída.

- Variação da vazão do ar \dot{m}_1 .

Outro ponto estudado é o comportamento do desumidificador variando a vazão do ar (\dot{m}_1). Para a realização desta análise, utilizaram-se dois diferentes desumidificadores (TIPO I e TIPO II), os quais se diferenciam pelas dimensões das

aletas e os espaçamentos entre elas, as dimensões dos desumidificadores utilizados nesta parte são definidas na Tabela 5.4.

Tabela 5.4-Dimensões dos desumidificadores

Parâmetros Geométricos		TIPO I	TIPO II
RECUPERADOR	Comprimento das aletas C_I e C_{III} [m]	0,01	0,05
	Espaçamento entre aletas $x_{F,I}$ e $x_{F,III}$ [m]	0,004	0,005
	Altura das aletas L_I e L_{III} [m]	0,022	0,025
	Comprimento do trocador L_{rec} [m]	0,55	0,55
EVAPORADOR	Comprimento das aletas C_{II} [m]	0,01	0,05
	Espaçamento entre aletas $x_{F,II}$ [m]	0,002	0,005
	Altura das aletas L_{II} [m]	0,011	0,024
	Comprimento do trocador L_{ev} [m]	0,45	0,45

Os resultados desta análise (Tabela G-1) mostram que com o aumento das dimensões das aletas aumenta a resistência térmica. O aumento da vazão de ar faz diminuir o valor desta resistência e incrementa o calor trocado. O aumento da vazão produz a diminuição da temperatura na saída T_4 . A umidade na saída aumenta quando a vazão e as dimensões da aleta aumentam. Já a queda de pressão aumenta com a vazão do ar, mas esse incremento é mais significativo para pequenas dimensões de aletas.

As Figuras 5.21 e 5.22 mostram o desempenho dos trocadores de calor em termos do fator de Colburn j e do fator de atrito f comparando trocadores com aletas de diferentes dimensões. Observa-se que o desempenho da transferência de calor diminui proporcionalmente quando as dimensões das aletas diminuem simultaneamente. O fator de atrito diminui com o incremento das dimensões das aletas.

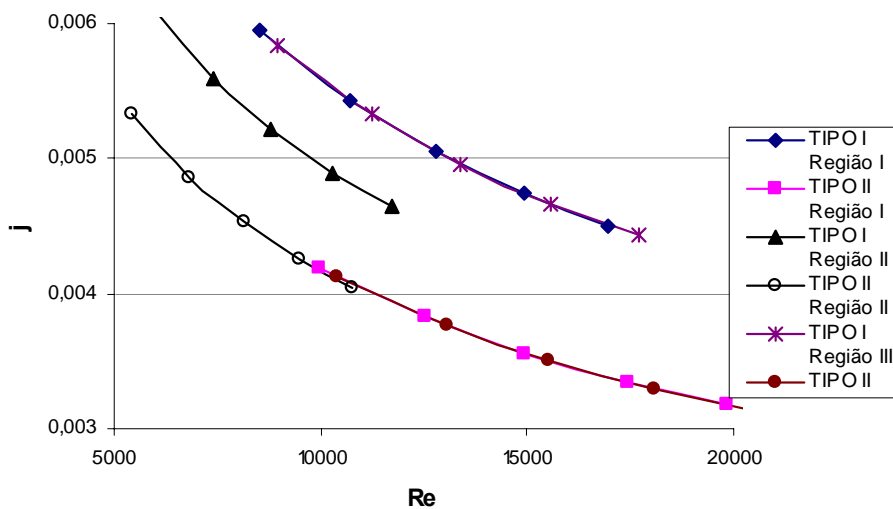


Figura 5.21-Fator de Colburn em função do número de Reynolds

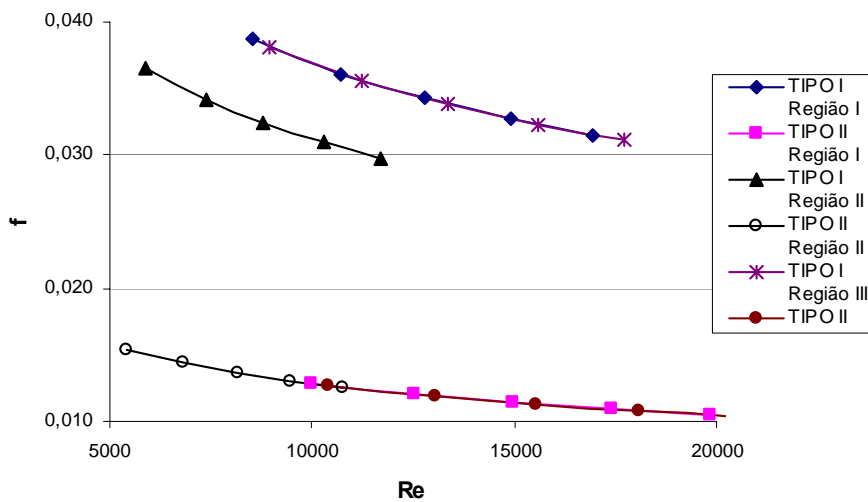


Figura 5.22-Fator de fricção em função do número de Reynolds

Como resumo do estudo realizado, fizera-se uma análise qualitativa das condições do ar comprimido na saída do desumidificador influenciadas pelos parâmetros geométricos estudados. A Tabela 5.5 mostra os resultados.

Tabela 5.5-Influencia dos parâmetros geométricos estudados sobre as condições do ar na saída do desumidificadores

Parâmetros Geométricos		T_4		w_4		P_4	
		aumenta	diminui	aumenta	diminui	aumenta	diminui
RECUPERADOR	Comprimento das aletas C_I	0	2	1	0	1	0
	Comprimento das aletas C_{III}	1	0	2	0	1	0
	Espaçamento entre aletas $x_{F,I}$	0	3	1	0	2	0
	Espaçamento entre aletas $x_{F,III}$	0	2	3	0	2	0
	Altura das aletas L_I	1	0	3	0	3	0
	Altura das aletas L_{III}	1	0	3	0	3	0
	Comprimento do trocador L_{rec}	3	0	0	2	0	3
EVAPORADOR	Comprimento das aletas C_{II}	0	0	0	0	2	0
	Espaçamento entre aletas $x_{F, II}$	0	1	0	0	2	0
	Altura das aletas L_{II}	0	1	0	0	3	0
	Comprimento do trocador L_{ev}	0	1	0	3	0	1

Níveis de influencia: 0- nenhuma; 1- pouca, 2- regular; 3- muita.

CAPÍTULO –6

6. CONCLUSÕES

Neste trabalho foi analisado o processo de desumidificação de ar comprimido através de um desumidificador composto por um trocador de calor compacto com superfícies aletadas. Após o levantamento bibliográfico, foi desenvolvido um modelo matemático. Esse modelo foi implementado no programa computacional “EES” para a realização da análise dos processos de transferência de calor e massa influenciados pela variação de alguns parâmetros geométricos dos trocadores. O desumidificador foi dividido em três regiões. Cada uma das regiões utiliza intensificadores de transferência de calor (aletas) do tipo aletas deslocadas.

A análise paramétrica permite identificar os parâmetros geométricos mais importantes na determinação das condições do ar comprimido à saída do desumidificador (temperatura, umidade absoluta e pressão). Os resultados obtidos através dessa análise permitem as seguintes conclusões gerais:

- A temperatura na saída do desumidificador (T_4) varia consideravelmente em função dos seguintes parâmetros geométricos: o comprimento das aletas da região I (C_I), o espaçamento entre as aletas das regiões I e III ($x_{F,I}$ e $x_{F,III}$), as alturas das aletas da região I, II e III (L_I , L_{II} e L_{III}) e o comprimento do recuperador (L_{rec}).
- A umidade absoluta na saída do desumidificador (w_4) é diretamente influenciada pelos seguintes parâmetros geométricos: o comprimento das aletas da região III (C_{III}), o espaçamento entre as aletas da região III ($x_{F,III}$), a altura das aletas da região I e III (L_I e L_{III}) e o comprimento do evaporador (L_{ev}).
- Para a queda de pressão na saída do desumidificador, os seguintes parâmetros geométricos são determinantes: comprimento de aletas, espaçamento entre aletas e altura de aletas da região II (C_{II} , $x_{F,II}$ e L_{II} respectivamente), altura das aletas da

região I e III (L_I e L_{III}), e os comprimentos do recuperador (L_{rec}) e do evaporador (L_{ev}).

- A influência individual de cada parâmetro é a mesma em relação à influência quando variado conjuntamente (Tabela F-1).
- O aumento da vazão de ar resulta no aumento da transferência de calor, porém, a queda de pressão e a umidade na saída do desumidificador também aumentam.

Fazendo-se uma análise global, considerando as características desejáveis num trocador de calor para desumidificação, temos as seguintes recomendações:

- Para evitar a formação de condensado na parte externa das linhas de distribuição do ar comprimido, recomenda-se que a temperatura do ar esteja à mesma temperatura que a do recinto onde se encontram as linhas. Então, considera-se que, para aumentar a temperatura na saída do desumidificador (T_4), pode-se aumentar os comprimentos e os espaçamentos das aletas na região III (C_{III} , $x_{F,III}$), a altura das aletas nas regiões I e III (L_I e L_{III}) e o comprimento do recuperador (L_{rec}). Já para diminuir a temperatura T_4 , pode-se aumentar C_I , $x_{F,I}$, L_{II} e L_{ev} .
- Para atingir o objetivo do desumidificador, que é retirar a umidade contida no ar comprimido, pode-se recomendar a diminuição do comprimento das aletas da região III (C_{III}), a diminuição do espaçamento entre as aletas da região III ($x_{F,III}$), a diminuição da altura das aletas das regiões I e III (L_I e L_{III} respectivamente) e o aumento dos comprimentos do recuperador (L_{rec}) e do evaporador (L_{ev}). Nota-se que a diminuição de C_I e $x_{F,I}$ gera a diminuição de w_4 , mas esta diminuição é muito pequena, que pode não ser considerada como uma possível opção para redução de w_4 , além do fato desse parâmetro afetar a perda de carga.
- Para aumentar a pressão na saída do desumidificador (P_4), pode-se aumentar a altura das aletas da região II (L_{II}).

- Um aspecto importante, além das propriedades do ar na saída, é o calor trocado no evaporador já que este determina a capacidade frigorífica do sistema de refrigeração. Obviamente, as combinações paramétricas que permitam diminuir q_{ev} , sem afetar as propriedades de saída, otimizam o sistema. O aumento de C_I reduz q_{ev} , mantém quase constante a umidade w_4 e a pressão P_4 , mas reduz T_4 , variação que poderia ser pouco importante dependendo da temperatura do lugar onde se encontram as linhas de distribuição e os atuadores.

**ANEXO A: SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DO PROCESSO DE
DESUMIDIFICAÇÃO DO AR COMPRIMIDO UTILIZANDO
O PROGRAMA “*ENGINEERING EQUATION SOLVER*”
(EES)**

ANEXO B: VARIAÇÃO DOS COMPRIMENTOS DAS ALETAS C_I, C_{II} E C_{III}.

Tabela B-1 Variação do comprimento C_I das aletas da Região I

C _I [m]	C _{II} [m]	C _{III} [m]	q _{rec} [kW]	q _{ev} [kW]	U _{rec} [kW/m ² -K]	U _{ev} [kW/m ² -K]	R _{rec} [m ² -K/kW]	R _{ev} [m ² -K/kW]	T ₁ [C]	T ₂ [C]	T ₃ [C]	T ₄ [C]	Φ ₄	w ₄ [kg _a /kg _{as}]	T ₅ [C]	T ₆ [C]	T ₇ , T ₈ [C]
0,005	0,01	0,01	2,709	3,018	0,1991	0,4808	5,0220	2,0800	38,00	2,64	23,32	25,01	0,194	0,0005816	23,32	2,64	0,00
0,01	0,01	0,01	2,638	3,079	0,1753	0,4809	5,7045	2,0799	38,00	2,70	23,75	24,49	0,206	0,0005842	23,75	2,70	0,00
0,02	0,01	0,01	2,536	3,171	0,1558	0,4812	6,4185	2,0781	38,00	2,79	24,37	23,73	0,220	0,0005876	24,37	2,79	0,00
0,03	0,01	0,01	2,468	3,231	0,1458	0,4813	6,8587	2,0777	38,00	2,86	24,78	23,23	0,229	0,0005903	24,78	2,86	0,00
0,04	0,01	0,01	2,412	3,279	0,1389	0,4812	7,1994	2,0781	38,00	2,91	25,11	22,83	0,236	0,0005921	25,11	2,91	0,00
0,05	0,01	0,01	2,371	3,316	0,1340	0,4813	7,4627	2,0777	38,00	2,95	25,36	22,52	0,242	0,0005947	25,36	2,95	0,00
0,06	0,01	0,01	2,336	3,346	0,1301	0,4813	7,6864	2,0777	38,00	2,98	25,57	22,27	0,247	0,0005970	25,57	2,98	0,00
0,07	0,01	0,01	2,305	3,374	0,1268	0,4814	7,8864	2,0773	38,00	3,01	25,75	22,04	0,251	0,0005976	25,75	3,01	0,00
0,08	0,01	0,01	2,277	3,398	0,1239	0,4815	8,0710	2,0768	38,00	3,03	25,92	21,83	0,255	0,0005990	25,92	3,03	0,00
0,09	0,01	0,01	2,254	3,418	0,1216	0,4815	8,2237	2,0768	38,00	3,06	26,05	21,66	0,258	0,0005994	26,05	3,06	0,00
0,1	0,01	0,01	2,233	3,436	0,1195	0,4815	8,3682	2,0768	38,00	3,08	26,18	21,51	0,261	0,0006005	26,18	3,08	0,00

continuação...

A _{p,I} [m ²]	A _{F,I} [m ²]	A _I [m ²]	A _{p,II} [m ²]	A _{F,II} [m ²]	A _{II} [m ²]	A _{p,III} [m ²]	A _{F,III} [m ²]	A _{III} [m ²]	n _I	n _{II}	n _{III}	n _{pas,I}	n _{pas,II}	n _{pas,III}	j _I	j _{II}	j _{III}
0,1317	0,6909	0,8226	0,1372	0,9468	1,0840	0,0450	0,6167	0,6617	34	85	34	92	50	41	0,005945	0,005212	0,004960
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	0,9468	1,0840	0,0450	0,6167	0,6617	34	85	34	50	50	41	0,005052	0,005211	0,004961
0,1317	0,7896	0,9213	0,1372	0,9468	1,0840	0,0450	0,6167	0,6617	34	85	34	26	50	41	0,004350	0,005209	0,004963
0,1317	0,8024	0,9341	0,1372	0,9468	1,0840	0,0450	0,6167	0,6617	34	85	34	18	50	41	0,003999	0,005208	0,004964
0,1317	0,8089	0,9406	0,1372	0,9468	1,0840	0,0450	0,6167	0,6617	34	85	34	13	50	41	0,003771	0,005207	0,004965
0,1317	0,8128	0,9445	0,1372	0,9468	1,0840	0,0450	0,6167	0,6617	34	85	34	11	50	41	0,003605	0,005206	0,004966
0,1317	0,8155	0,9472	0,1372	0,9468	1,0840	0,0450	0,6167	0,6617	34	85	34	9	50	41	0,003475	0,005206	0,004966
0,1317	0,8174	0,9491	0,1372	0,9468	1,0840	0,0450	0,6167	0,6617	34	85	34	8	50	41	0,003370	0,005205	0,004967
0,1317	0,8189	0,9506	0,1372	0,9468	1,0840	0,0450	0,6167	0,6617	34	85	34	7	50	41	0,003281	0,005205	0,004968
0,1317	0,8200	0,9517	0,1372	0,9468	1,0840	0,0450	0,6167	0,6617	34	85	34	6	50	41	0,003205	0,005204	0,004968
0,1317	0,8209	0,9526	0,1372	0,9468	1,0840	0,0450	0,6167	0,6617	34	85	34	5	50	41	0,003139	0,005204	0,004968

continuação...

f _I	f _{II}	f _{III}	P _{3,real} [kPa]	P _{6,real} [kPa]	P _{4,real} [kPa]	h _I [kW/m ² -K]	h _{II} [kW/m ² -K]	h _{III} [kW/m ² -K]	Re _I	Re _{II}	Re _{III}	Nu _I	Nu _{II}	Nu _{III}
0,05609	0,03240	0,03381	768,5	750,5	669,9	0,2816	0,3237	0,2334	11966	8807	13379	64,10	41,10	59,86
0,03428	0,03239	0,03382	786,2	768,2	688,8	0,2393	0,3236	0,2335	12782	8813	13371	58,20	41,41	59,84
0,02115	0,03238	0,03383	795,8	777,8	699,0	0,2061	0,3234	0,2336	13227	8821	13358	51,85	41,44	59,80
0,01598	0,03238	0,03384	799,4	781,3	702,8	0,1895	0,3234	0,2337	13380	8826	13349	48,21	41,45	59,78
0,01311	0,03237	0,03384	801,4	783,3	704,9	0,1787	0,3233	0,2337	13455	8830	13343	45,72	41,46	59,76
0,01125	0,03237	0,03385	802,6	784,5	706,3	0,1708	0,3232	0,2338	13500	8833	13337	43,85	41,47	59,74
0,00993	0,03237	0,03385	803,5	785,4	707,3	0,1647	0,3232	0,2338	13530	8836	13333	42,37	41,48	59,73
0,00894	0,03236	0,03385	804,1	786,0	708,0	0,1597	0,3231	0,2339	13550	8838	13330	41,14	41,49	59,72
0,00816	0,03236	0,03386	804,7	786,6	708,5	0,1555	0,3231	0,2339	13565	8840	13326	40,11	41,50	59,71
0,00752	0,03236	0,03386	805,1	787,0	709,0	0,1519	0,3231	0,2339	13577	8842	13324	39,21	41,50	59,70
0,00700	0,03236	0,03386	805,4	787,3	709,4	0,1488	0,3230	0,2340	13586	8843	13321	38,42	41,51	59,70

Tabela B-2 Variação do comprimento C_{II} das aletas da Região II

C_I [m]	C_{II} [m]	C_{III} [m]	q_{rec} [kW]	q_{ev} [kW]	U_{rec} [kW/m ² -K]	U_{ev} [kW/m ² -K]	R_{rec} [m ² -K/kW]	R_{ev} [m ² -K/kW]	T_1 [C]	T_2 [C]	T_3 [C]	T_4 [C]	Φ_4	w_4 [kg _a /kg _{as}]	T_5 [C]	T_6 [C]	T_7, T_8 [C]
0,01	0,01	0,01	2,638	3,081	0,1753	0,4808	5,7045	2,0799	38,00	2,70	23,75	24,49	0,206	0,0005842	23,75	2,70	0,00
0,01	0,02	0,01	2,639	3,080	0,1754	0,4807	5,7013	2,0803	38,00	2,70	23,75	24,50	0,216	0,0005854	23,75	2,70	0,00
0,01	0,03	0,01	2,640	3,079	0,1755	0,4807	5,6980	2,0803	38,00	2,70	23,75	24,50	0,219	0,0005840	23,75	2,70	0,00
0,01	0,04	0,01	2,640	3,079	0,1755	0,4807	5,6980	2,0803	38,00	2,70	23,75	24,50	0,221	0,0005843	23,75	2,70	0,00
0,01	0,05	0,01	2,639	3,079	0,1754	0,4807	5,7013	2,0803	38,00	2,70	23,75	24,50	0,222	0,0005838	23,75	2,70	0,00
0,01	0,06	0,01	2,639	3,080	0,1754	0,4807	5,7013	2,0803	38,00	2,70	23,75	24,50	0,223	0,0005843	23,75	2,70	0,00
0,01	0,07	0,01	2,639	3,080	0,1754	0,4806	5,7013	2,0807	38,00	2,70	23,75	24,50	0,224	0,0005852	23,75	2,70	0,00
0,01	0,08	0,01	2,639	3,080	0,1754	0,4806	5,7013	2,0807	38,00	2,70	23,75	24,49	0,224	0,0005835	23,75	2,70	0,00
0,01	0,09	0,01	2,639	3,080	0,1754	0,4806	5,7013	2,0807	38,00	2,70	23,75	24,49	0,225	0,0005852	23,75	2,70	0,00
0,01	0,1	0,01	2,639	3,080	0,1754	0,4806	5,7013	2,0807	38,00	2,70	23,75	24,49	0,225	0,0005843	23,75	2,70	0,00

continuação...

$A_{p,I}$ [m ²]	$A_{F,I}$ [m ²]	A_I [m ²]	$A_{p,II}$ [m ²]	$A_{F,II}$ [m ²]	A_{II} [m ²]	$A_{p,III}$ [m ²]	$A_{F,III}$ [m ²]	A_{III} [m ²]	n_I	n_{II}	n_{III}	$n_{pas,I}$	$n_{pas,II}$	$n_{pas,III}$	j_I	j_{II}	j_{III}
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	0,9468	1,0840	0,0450	0,6167	0,6617	34	85	34	50	50	41	0,005052	0,005211	0,004961
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	0,9919	1,1291	0,0450	0,6167	0,6617	34	85	34	50	26	41	0,005052	0,004485	0,004961
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	1,0080	1,1452	0,0450	0,6167	0,6617	34	85	34	50	18	41	0,005052	0,004122	0,004961
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	1,0160	1,1532	0,0450	0,6167	0,6617	34	85	34	50	13	41	0,005052	0,003870	0,004961
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	1,0210	1,1582	0,0450	0,6167	0,6617	34	85	34	50	11	41	0,005052	0,003715	0,004961
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	1,0240	1,1612	0,0450	0,6167	0,6617	34	85	34	50	9	41	0,005052	0,003581	0,004961
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	1,0270	1,1642	0,0450	0,6167	0,6617	34	85	34	50	8	41	0,005052	0,003472	0,004961
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	1,0290	1,1662	0,0450	0,6167	0,6617	34	85	34	50	7	41	0,005052	0,003380	0,004961
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	1,0300	1,1672	0,0450	0,6167	0,6617	34	85	34	50	6	41	0,005052	0,003302	0,004961
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	1,0310	1,1682	0,0450	0,6167	0,6617	34	85	34	50	5	41	0,005052	0,003233	0,004961

continuação...

f_I	f_{II}	f_{III}	$P_{3,real}$ [kPa]	$P_{6,real}$ [kPa]	$P_{4,real}$ [kPa]	h_I [kW/m ² -K]	h_{II} [kW/m ² -K]	h_{III} [kW/m ² -K]	Re_I	Re_{II}	Re_{III}	Nu_I	Nu_{II}	Nu_{III}
0,03428	0,03239	0,03382	786,2	768,2	688,8	0,2393	0,3236	0,2335	12782	8813	13370	58,20	41,41	59,83
0,03428	0,01998	0,03382	786,2	768,2	721,9	0,2393	0,2785	0,2335	12782	9127	13371	58,20	36,91	59,84
0,03428	0,01510	0,03382	786,2	768,2	733,9	0,2393	0,2560	0,2335	12782	9236	13371	58,20	34,33	59,84
0,03428	0,01239	0,03382	786,2	768,2	740,4	0,2393	0,2414	0,2335	12782	9292	13371	58,20	32,57	59,84
0,03428	0,01063	0,03382	786,2	768,2	744,5	0,2393	0,2307	0,2335	12782	9326	13371	58,20	31,24	59,84
0,03428	0,00938	0,03382	786,2	768,2	747,2	0,2393	0,2224	0,2335	12782	9349	13370	58,20	30,19	59,83
0,03428	0,00844	0,03382	786,2	768,2	749,5	0,2393	0,2156	0,2335	12782	9365	13370	58,20	29,32	59,83
0,03428	0,00770	0,03382	786,2	768,2	751,2	0,2393	0,2099	0,2335	12782	9377	13370	58,20	28,59	59,83
0,03428	0,00710	0,03382	786,2	768,2	752,5	0,2393	0,2050	0,2335	12782	9387	13370	58,20	27,95	59,83
0,03428	0,00661	0,03382	786,2	768,2	753,6	0,2393	0,2008	0,2335	12782	9394	13370	58,20	27,39	59,83

Tabela B-3 Variação do comprimento C_{III} das aletas da Região III

C_I [m]	C_{II} [m]	C_{III} [m]	q_{rec} [kW]	q_{ev} [kW]	U_{rec} [kW/m ² -K]	U_{ev} [kW/m ² -K]	R_{rec} [m ² -K/kW]	R_{ev} [m ² -K/kW]	T_1 [C]	T_2 [C]	T_3 [C]	T_4 [C]	Φ_4	w_4 [kg _s /kg _{as}]	T_5 [C]	T_6 [C]	T_7, T_8 [C]
0,01	0,01	0,01	2,638	3,081	0,1753	0,4808	5,7045	2,0799	38,00	2,70	23,75	24,49	0,206	0,0005842	23,75	2,70	0,00
0,01	0,01	0,02	2,609	3,063	0,1748	0,4371	5,7208	2,2878	38,00	3,05	23,93	24,60	0,212	0,0005988	23,93	3,05	0,00
0,01	0,01	0,03	2,591	3,045	0,1750	0,4144	5,7143	2,4131	38,00	3,33	24,04	24,72	0,216	0,0006121	24,04	3,33	0,00
0,01	0,01	0,04	2,574	3,031	0,1750	0,3991	5,7143	2,5056	38,00	3,55	24,14	24,80	0,218	0,0006195	24,14	3,55	0,00
0,01	0,01	0,05	2,559	3,020	0,1749	0,3877	5,7176	2,5793	38,00	3,74	24,23	24,87	0,221	0,0006298	24,23	3,74	0,00
0,01	0,01	0,06	2,548	3,009	0,1750	0,3784	5,7143	2,6427	38,00	3,91	24,30	24,95	0,223	0,0006379	24,30	3,91	0,00
0,01	0,01	0,07	2,536	3,001	0,1748	0,3710	5,7208	2,6954	38,00	4,06	24,37	24,99	0,224	0,0006419	24,37	4,06	0,00
0,01	0,01	0,08	2,527	2,993	0,1748	0,3646	5,7208	2,7427	38,00	4,19	24,43	25,05	0,226	0,0006496	24,43	4,19	0,00
0,01	0,01	0,09	2,518	2,986	0,1748	0,3591	5,7208	2,7847	38,00	4,30	24,48	25,09	0,227	0,0006538	24,48	4,30	0,00
0,01	0,01	0,1	2,509	2,979	0,1747	0,3539	5,7241	2,8257	38,00	4,42	24,54	25,13	0,229	0,0006608	24,54	4,42	0,00

continuação...

$A_{p,I}$ [m ²]	$A_{F,I}$ [m ²]	A_I [m ²]	$A_{p,II}$ [m ²]	$A_{F,II}$ [m ²]	A_{II} [m ²]	$A_{p,III}$ [m ²]	$A_{F,III}$ [m ²]	A_{III} [m ²]	n_I	n_{II}	n_{III}	$n_{pas,I}$	$n_{pas,II}$	$n_{pas,III}$	j_I	j_{II}	j_{III}
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	0,9468	1,0840	0,0450	0,6167	0,6617	34	85	34	50	50	41	0,005052	0,005211	0,004961
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	0,9468	1,0840	0,0450	0,6461	0,6911	34	85	34	50	50	21	0,005053	0,005212	0,004271
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	0,9468	1,0840	0,0450	0,6565	0,7015	34	85	34	50	50	15	0,005053	0,005214	0,003926
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	0,9468	1,0840	0,0450	0,6618	0,7068	34	85	34	50	50	11	0,005053	0,005214	0,003703
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	0,9468	1,0840	0,0450	0,6651	0,7101	34	85	34	50	50	9	0,005054	0,005215	0,003539
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	0,9468	1,0840	0,0450	0,6672	0,7122	34	85	34	50	50	7	0,005054	0,005216	0,003412
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	0,9468	1,0840	0,0450	0,6688	0,7138	34	85	34	50	50	6	0,005054	0,005216	0,003309
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	0,9468	1,0840	0,0450	0,6700	0,7150	34	85	34	50	50	6	0,005054	0,005217	0,003222
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	0,9468	1,0840	0,0450	0,6709	0,7159	34	85	34	50	50	5	0,005054	0,005217	0,003147
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	0,9468	1,0840	0,0450	0,6716	0,7166	34	85	34	50	50	4	0,005054	0,005218	0,003082

continuação....

f_I	f_{II}	f_{III}	$P_{3,real}$ [kPa]	$P_{6,real}$ [kPa]	$P_{4,real}$ [kPa]	h_I [kW/m ² -K]	h_{II} [kW/m ² -K]	h_{III} [kW/m ² -K]	Re_I	Re_{II}	Re_{III}	Nu_I	Nu_{II}	Nu_{III}
0,03428	0,03239	0,03382	786,2	768,2	688,8	0,2393	0,3236	0,2335	12782	8813	13370	58,20	41,41	59,83
0,03428	0,03240	0,02087	786,2	775,5	696,4	0,2394	0,3237	0,2010	12779	8807	13837	58,19	41,40	53,31
0,03428	0,03240	0,01577	786,2	778,2	699,2	0,2394	0,3238	0,1848	12778	8803	13996	58,18	41,38	49,57
0,03428	0,03241	0,01294	786,2	779,7	700,6	0,2394	0,3239	0,1743	12776	8799	14075	58,18	41,37	47,01
0,03429	0,03241	0,01110	786,2	780,6	701,6	0,2394	0,3239	0,1666	12775	8796	14121	58,17	41,36	45,08
0,03429	0,03241	0,00980	786,2	781,3	702,3	0,2394	0,3240	0,1606	12774	8793	14151	58,17	41,36	43,55
0,03429	0,03242	0,00882	786,2	781,8	702,7	0,2394	0,3240	0,1558	12772	8791	14171	58,17	41,35	42,30
0,03429	0,03242	0,00805	786,2	782,1	703,1	0,2394	0,3241	0,1517	12772	8789	14186	58,17	41,34	41,23
0,03429	0,03242	0,00742	786,2	782,5	703,4	0,2395	0,3241	0,1482	12771	8787	14198	58,16	41,34	40,31
0,03429	0,03242	0,00691	786,2	782,7	703,7	0,2395	0,3241	0,1451	12770	8785	14206	58,16	41,33	39,50

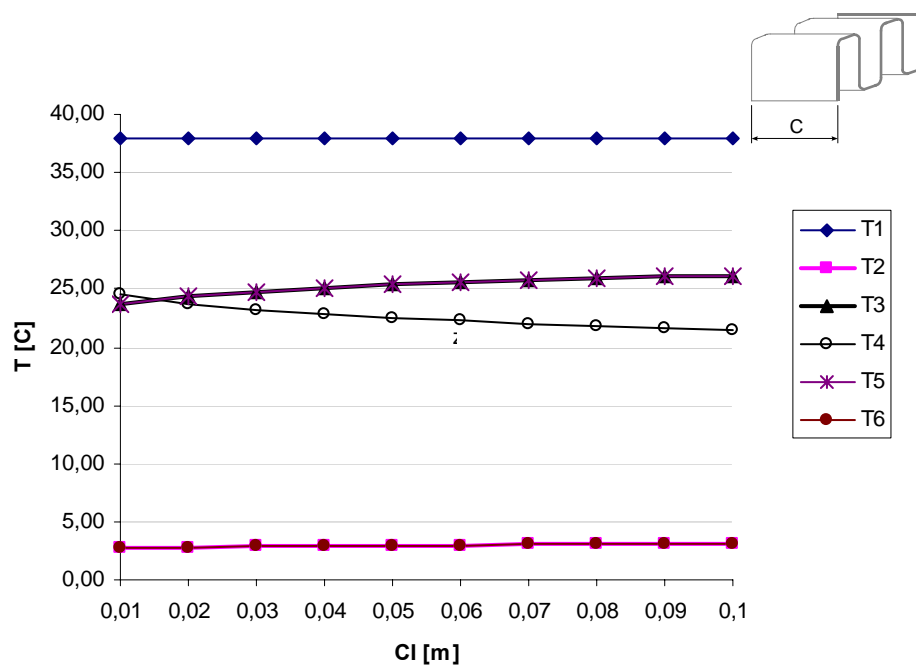


Figura B.1-Variação das temperaturas em função do comprimento da aleta C_I

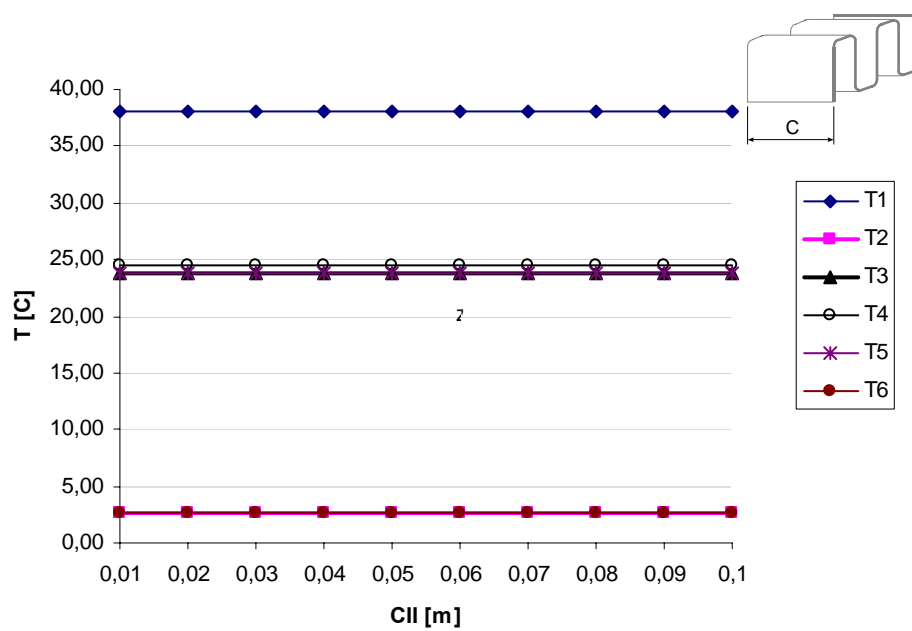


Figura B.2-Variação das temperaturas em função do comprimento da aleta

C_{II}

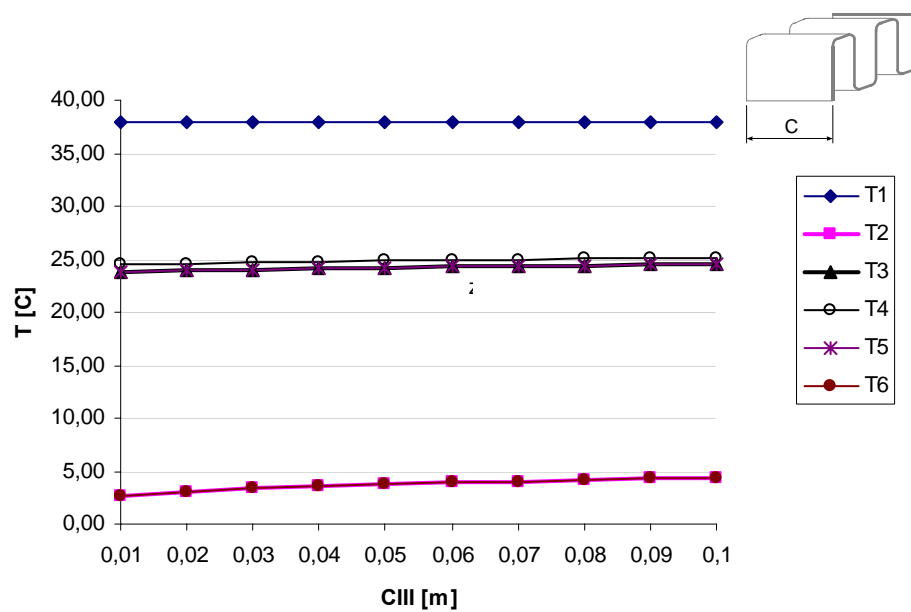


Figura B.3-Variação das temperaturas em função do comprimento da aleta C_{III}

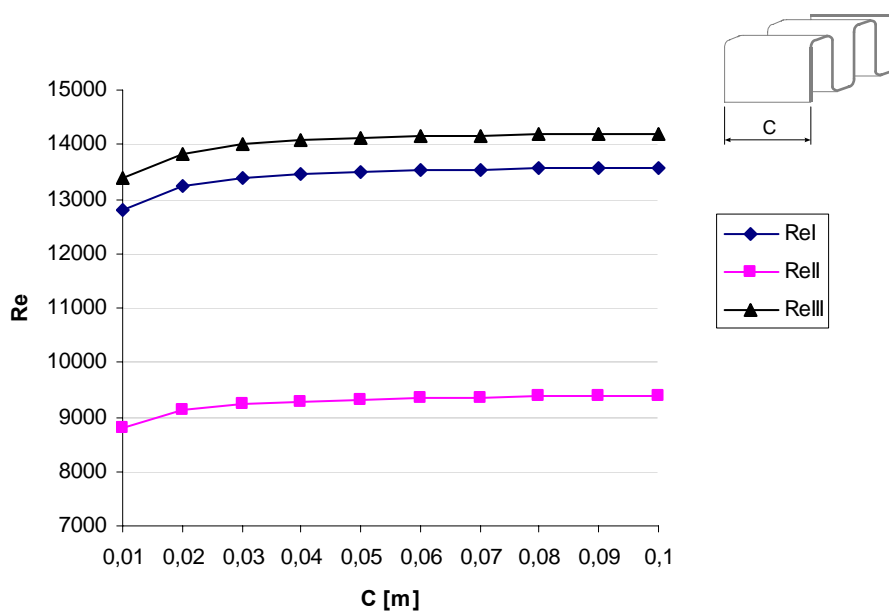


Figura B.4-Variação do número de Reynolds em função do comprimento das aletas

ANEXO C: VARIAÇÃO DOS ESPAÇAMENTOS ENTRE ALETAS ($x_{F,I}$, $x_{F,II}$ E $x_{F,III}$)

Tabela C-1 Variação do espaçamento $x_{F,I}$ da região I

$x_{F,I}$ [m]	$x_{F,II}$ [m]	$x_{F,III}$ [m]	q_{rec} [kW]	q_{ev} [kW]	U_{rec} [kW/m ² -K]	U_{ev} [kW/m ² -K]	R_{rec} [m ² -K/kW]	R_{ev} [m ² -K/kW]	T_1 [C]	T_2 [C]	T_3 [C]	T_4 [C]	Φ_4	w_4 [kg _a /kg _{as}]	T_5 [C]	T_6 [C]	T_7, T_8 [C]
0,002	0,002	0,004	3,289	2,506	0,2065	0,4799	4,8426	2,0838	38,00	2,13	19,68	29,29	0,142	0,0005618	19,68	2,13	0,00
0,003	0,002	0,004	2,952	2,804	0,1879	0,4802	5,3220	2,0825	38,00	2,42	21,82	26,80	0,173	0,0005716	21,82	2,42	0,00
0,004	0,002	0,004	2,641	3,080	0,1755	0,4806	5,6980	2,0770	38,00	2,69	23,74	24,50	0,206	0,0005846	23,74	2,69	0,00
0,005	0,002	0,004	2,380	3,308	0,1666	0,4818	6,0024	2,0756	38,00	2,93	25,31	22,58	0,237	0,0005941	25,31	2,93	0,00
0,006	0,002	0,004	2,167	3,492	0,1603	0,4809	6,2383	2,0794	38,00	3,15	26,56	21,04	0,266	0,0006038	26,56	3,15	0,00
0,007	0,002	0,004	1,993	3,644	0,1553	0,4810	6,4392	2,0790	38,00	3,32	27,57	19,77	0,292	0,0006108	27,57	3,32	0,00
0,008	0,002	0,004	1,847	3,770	0,1512	0,4812	6,6138	2,0781	38,00	3,46	28,40	18,71	0,316	0,0006172	28,40	3,46	0,00
0,009	0,002	0,004	1,726	3,876	0,1479	0,4813	6,7613	2,0777	38,00	3,58	29,09	17,83	0,337	0,0006216	29,09	3,58	0,00
0,01	0,002	0,004	1,624	3,964	0,1454	0,4814	6,8776	2,0773	38,00	3,68	29,65	17,09	0,356	0,0006258	29,65	3,68	0,00

continuação...

$A_{p,I}$ [m ²]	$A_{f,I}$ [m ²]	A_I [m ²]	$A_{p,II}$ [m ²]	$A_{f,II}$ [m ²]	A_{II} [m ²]	$A_{p,III}$ [m ²]	$A_{f,III}$ [m ²]	A_{III} [m ²]	n_I	n_{II}	n_{III}	$n_{pas,I}$	$n_{pas,II}$	$n_{pas,III}$	j_I	j_{II}	j_{III}
0,1317	1,1310	1,2627	0,1372	0,9468	1,0840	0,0450	0,6167	0,6617	51	85	34	50	50	41	0,005928	0,005223	0,004948
0,1317	0,9212	1,0529	0,1372	0,9468	1,0840	0,0450	0,6167	0,6617	41	85	34	50	50	41	0,005382	0,005217	0,004955
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	0,9468	1,0840	0,0450	0,6167	0,6617	34	85	34	50	50	41	0,005052	0,005211	0,004961
0,1317	0,6331	0,7648	0,1372	0,9468	1,0840	0,0450	0,6167	0,6617	28	85	34	50	50	41	0,004818	0,005206	0,004966
0,1317	0,5444	0,6761	0,1372	0,9468	1,0840	0,0450	0,6167	0,6617	24	85	34	50	50	41	0,004639	0,005203	0,00497
0,1317	0,4768	0,6085	0,1372	0,9468	1,0840	0,0450	0,6167	0,6617	21	85	34	50	50	41	0,004496	0,0052	0,004973
0,1317	0,4240	0,5557	0,1372	0,9468	1,0840	0,0450	0,6167	0,6617	19	85	34	50	50	41	0,00438	0,005197	0,004975
0,1317	0,3815	0,5132	0,1372	0,9468	1,0840	0,0450	0,6167	0,6617	17	85	34	50	50	41	0,004282	0,005195	0,004977
0,1317	0,3467	0,4784	0,1372	0,9468	1,0840	0,0450	0,6167	0,6617	16	85	34	50	50	41	0,0042	0,005193	0,004979

continuação...

f_I	f_{II}	f_{III}	$P_{3,real}$ [kPa]	$P_{6,real}$ [kPa]	$P_{4,real}$ [kPa]	h_I [kW/m ² -K]	h_{II} [kW/m ² -K]	h_{III} [kW/m ² -K]	Re_I	Re_{II}	Re_{III}	Nu_I	Nu_{II}	Nu_{III}
0,03605	0,03245	0,03376	753,8	736	654	0,3101	0,3245	0,2327	7665	8764	13453	40,95	41,26	60,07
0,03492	0,03242	0,03379	776,2	758,3	677,9	0,2661	0,324	0,2331	10419	8789	13410	50,53	41,34	59,94
0,03428	0,03239	0,03382	786,3	768,2	688,8	0,2393	0,3236	0,2335	12782	8813	13371	58,2	41,41	59,84
0,03383	0,03237	0,03385	791,6	773,5	694,7	0,2215	0,3232	0,2338	14925	8832	13339	64,8	41,47	59,75
0,03348	0,03235	0,03386	794,9	776,8	698,4	0,2088	0,3229	0,234	16899	8848	13313	70,64	41,52	59,67
0,03322	0,03234	0,03388	797,1	779	700,8	0,1992	0,3227	0,2341	18734	8861	13293	75,9	41,56	59,62
0,03301	0,03233	0,03389	798,7	780,5	702,6	0,1917	0,3225	0,2344	20445	8872	13275	80,69	41,59	59,57
0,03284	0,03232	0,0339	799,9	781,6	704	0,1856	0,3223	0,2345	22047	8881	13262	85,07	41,62	59,53
0,0327	0,03231	0,03391	800,8	782,5	705	0,1806	0,3222	0,2346	23550	8889	13250	89,12	41,64	59,5

Tabela C-2 Variação do espaçamento $x_{F,II}$ da região II

$x_{F,I}$ [m]	$x_{F,II}$ [m]	$x_{F,III}$ [m]	q_{rec} [kW]	q_{ev} [kW]	U_{rec} [kW/m ² -K]	U_{ev} [kW/m ² -K]	R_{rec} [m ² -K/kW]	R_{ev} [m ² -K/kW]	T_1 [C]	T_2 [C]	T_3 [C]	T_4 [C]	Φ_4	w_4 [kg _a /kg _{as}]	T_5 [C]	T_6 [C]	T_7, T_8 [C]
0,004	0,002	0,004	2,64	3,079	0,1755	0,4806	5,6980	2,0807	38,00	2,70	23,74	24,50	0,206	0,0005846	23,74	2,70	0,00
0,004	0,003	0,004	2,629	3,088	0,1741	0,4805	5,7438	2,0812	38,00	2,72	23,81	24,42	0,216	0,0005844	23,81	2,72	0,00
0,004	0,004	0,004	2,618	3,098	0,1727	0,4804	5,7904	2,0816	38,00	2,73	23,88	24,34	0,221	0,0005843	23,88	2,73	0,00
0,004	0,005	0,004	2,608	3,106	0,1714	0,4803	5,8343	2,0820	38,00	2,74	23,94	24,27	0,225	0,0005867	23,94	2,74	0,00
0,004	0,006	0,004	2,599	3,114	0,1703	0,4803	5,8720	2,0820	38,00	2,75	23,99	24,21	0,227	0,0005864	23,99	2,75	0,00
0,004	0,007	0,004	2,590	3,123	0,1690	0,4802	5,9172	2,0825	38,00	2,75	24,05	24,14	0,229	0,0005868	24,05	2,75	0,00
0,004	0,008	0,004	2,584	3,127	0,1683	0,4802	5,9418	2,0825	38,00	2,76	24,08	24,10	0,230	0,0005864	24,08	2,76	0,00
0,004	0,009	0,004	2,575	3,135	0,1672	0,4802	5,9809	2,0825	38,00	2,77	24,14	24,03	0,232	0,0005878	24,14	2,77	0,00
0,004	0,01	0,004	2,572	3,138	0,1667	0,4802	5,9988	2,0825	38,00	2,77	24,16	24,00	0,233	0,0005884	24,16	2,77	0,00

continuação...

$A_{p,I}$ [m ²]	$A_{F,I}$ [m ²]	A_I [m ²]	$A_{p,II}$ [m ²]	$A_{F,II}$ [m ²]	A_{II} [m ²]	$A_{p,III}$ [m ²]	$A_{F,III}$ [m ²]	A_{III} [m ²]	n_I	n_{II}	n_{III}	$n_{pas,I}$	$n_{pas,II}$	$n_{pas,III}$	j_I	j_{II}	j_{III}
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	0,9468	1,0840	0,0450	0,6167	0,6617	34	85	34	50	50	41	0,005052	0,005211	0,004961
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	0,7714	0,9086	0,0450	0,6167	0,6617	34	69	34	50	50	41	0,005052	0,004788	0,004961
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	0,6312	0,7684	0,0450	0,6167	0,6617	34	57	34	50	50	41	0,005053	0,004544	0,004961
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	0,5302	0,6674	0,0450	0,6167	0,6617	34	48	34	50	50	41	0,005053	0,004376	0,004962
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	0,4559	0,5931	0,0450	0,6167	0,6617	34	41	34	50	50	41	0,005053	0,004251	0,004962
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	0,3993	0,5365	0,0450	0,6167	0,6617	34	36	34	50	50	41	0,005053	0,004155	0,004962
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	0,3550	0,4922	0,0450	0,6167	0,6617	34	32	34	50	50	41	0,005053	0,004078	0,004962
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	0,3195	0,4567	0,0450	0,6167	0,6617	34	29	34	50	50	41	0,005053	0,004016	0,004962
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	0,2903	0,4275	0,0450	0,6167	0,6617	34	26	34	50	50	41	0,005053	0,003964	0,004962

continuação...

f_I	f_{II}	f_{III}	$P_{3,real}$ [kPa]	$P_{6,real}$ [kPa]	$P_{4,real}$ [kPa]	h_I [kW/m ² -K]	h_{II} [kW/m ² -K]	h_{III} [kW/m ² -K]	Re_I	Re_{II}	Re_{III}	Nu_I	Nu_{II}	Nu_{III}
0,03428	0,03239	0,03382	786,2	768,2	688,8	0,2393	0,3236	0,2335	12782	8813	13371	58,2	41,41	59,84
0,03428	0,03166	0,03382	786,2	768,2	719,6	0,2393	0,2809	0,2335	12781	11630	13369	58,19	50,22	59,83
0,03428	0,03132	0,03382	786,2	768,2	733,2	0,2394	0,2553	0,2335	12780	13895	13368	58,19	56,93	59,83
0,03428	0,03113	0,03382	786,2	768,2	740,4	0,2394	0,2386	0,2335	12779	15837	13366	58,19	62,49	59,82
0,03428	0,03102	0,03383	786,2	768,2	744,8	0,2394	0,2268	0,2335	12779	17539	13365	58,18	76,24	59,82
0,03428	0,03096	0,03383	786,2	768,2	747,8	0,2394	0,2181	0,2335	12778	19051	13364	58,18	71,38	59,82
0,03428	0,03094	0,03383	786,2	768,2	749,8	0,2394	0,2115	0,2336	12777	20403	13363	58,18	75,03	59,82
0,03428	0,03094	0,03383	786,2	768,2	751,4	0,2394	0,2062	0,2336	12776	21623	13362	58,18	78,3	59,81
0,03428	0,03096	0,03383	786,2	768,2	752,6	0,2394	0,2019	0,2336	12776	22727	13362	58,18	81,24	59,81

Tabela C-3 Variação do espaçamento $x_{F,III}$ da região III

$x_{F,I}$ [m]	$x_{F,II}$ [m]	$x_{F,III}$ [m]	q_{rec} [kW]	q_{ev} [kW]	U_{rec} [kW/m ² -K]	U_{ev} [kW/m ² -K]	R_{rec} [m ² -K/kW]	R_{ev} [m ² -K/kW]	T_1 [C]	T_2 [C]	T_3 [C]	T_4 [C]	Φ_4	w_4 [kg _a /kg _{as}]	T_5 [C]	T_6 [C]	T_7, T_8 [C]
0,004	0,002	0,002	2,795	3,199	0,176	0,5328	5,6818	1,8769	38,00	0,63	22,79	23,71	0,179	0,0005027	22,79	0,63	0,00
0,004	0,002	0,003	2,730	3,153	0,1755	0,5013	5,6980	1,9948	38,00	1,47	23,19	24,01	0,192	0,0005349	23,19	1,47	0,00
0,004	0,002	0,004	2,640	3,079	0,1755	0,4806	5,6980	2,0807	38,00	2,70	23,74	24,50	0,206	0,0005846	23,74	2,70	0,00
0,004	0,002	0,005	2,531	2,995	0,1750	0,4654	5,7143	2,1487	38,00	4,14	24,40	25,04	0,222	0,0006611	24,40	4,14	0,00
0,004	0,002	0,006	2,417	2,903	0,1744	0,4539	5,7330	2,2030	38,00	5,66	25,09	25,61	0,239	0,0007185	25,09	5,66	0,00
0,004	0,002	0,007	2,306	2,811	0,1742	0,4452	5,7405	2,2462	38,00	7,15	25,74	26,18	0,257	0,0007978	25,74	7,15	0,00
0,004	0,002	0,008	2,198	2,718	0,1739	0,4373	5,7504	2,2868	38,00	8,60	26,38	26,73	0,275	0,0008808	26,38	8,60	0,00
0,004	0,002	0,009	2,095	2,631	0,1733	0,4316	5,7703	2,3170	38,00	9,95	26,98	27,24	0,292	0,0009631	26,98	9,95	0,00
0,004	0,002	0,01	1,999	2,542	0,1733	0,4248	5,7703	2,3540	38,00	11,26	27,54	27,75	0,310	0,0010530	27,54	11,26	0,00

continuação...

$A_{p,I}$ [m ²]	$A_{F,I}$ [m ²]	A_I [m ²]	$A_{p,II}$ [m ²]	$A_{F,II}$ [m ²]	A_{II} [m ²]	$A_{p,III}$ [m ²]	$A_{F,III}$ [m ²]	A_{III} [m ²]	n_I	n_{II}	n_{III}	$n_{pas,I}$	$n_{pas,II}$	$n_{pas,III}$	j_I	j_{II}	j_{III}
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	0,9468	1,0840	0,0450	0,9250	0,9700	34	85	51	50	50	41	0,00505	0,005203	0,005823
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	0,9468	1,0840	0,0450	0,7537	0,7987	34	85	41	50	50	41	0,005051	0,005206	0,005284
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	0,9468	1,0840	0,0450	0,6167	0,6617	34	85	34	50	50	41	0,005052	0,005211	0,004961
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	0,9468	1,0840	0,0450	0,5180	0,5630	34	85	28	50	50	41	0,005054	0,005217	0,004732
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	0,9468	1,0840	0,0450	0,4454	0,4904	34	85	24	50	50	41	0,005056	0,005222	0,004559
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	0,9468	1,0840	0,0450	0,3901	0,4351	34	85	21	50	50	41	0,005057	0,005228	0,004422
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	0,9468	1,0840	0,0450	0,3469	0,3919	34	85	19	50	50	41	0,005059	0,005234	0,00431
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	0,9468	1,0840	0,0450	0,3122	0,3572	34	85	17	50	50	41	0,00506	0,005239	0,004217
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	0,9468	1,0840	0,0450	0,2837	0,3287	34	85	16	50	50	41	0,005062	0,005244	0,004139

continuação...

f_I	f_{II}	f_{III}	$P_{3,real}$ [kPa]	$P_{6,real}$ [kPa]	$P_{4,real}$ [kPa]	h_I [kW/m ² -K]	h_{II} [kW/m ² -K]	h_{III} [kW/m ² -K]	Re_I	Re_{II}	Re_{III}	Nu_I	Nu_{II}	Nu_{III}
0,03427	0,03235	0,03558	786,3	743,6	663,3	0,2392	0,323	0,3028	12797	8846	8010	58,24	41,51	42,08
0,03427	0,03237	0,03445	786,3	760,6	681,1	0,2392	0,3232	0,2596	12791	8833	10898	58,22	41,47	51,96
0,03428	0,03239	0,03382	786,2	768,2	688,8	0,2393	0,3236	0,2335	12782	8813	13371	58,2	41,41	59,84
0,03429	0,03242	0,03338	786,2	772,3	692,7	0,2394	0,324	0,2162	12772	8790	15598	58,17	41,34	66,58
0,0343	0,03244	0,03306	786,2	774,7	694,9	0,2396	0,3245	0,2039	12761	8766	17638	58,14	41,27	72,52
0,0343	0,03247	0,03281	786,1	776,3	696,2	0,2397	0,325	0,1947	12751	8742	19521	58,11	41,2	77,85
0,03431	0,03249	0,03262	786,1	777,5	697,1	0,2398	0,3254	0,1875	12741	8719	21267	58,08	41,14	82,66
0,03432	0,03252	0,03247	786,1	778,3	697,6	0,2399	0,3258	0,1817	12732	8698	22895	58,06	41,07	87,06
0,03433	0,03254	0,03235	786	779	697,9	0,24	0,3263	0,177	12723	8678	24414	58,03	41,01	91,1

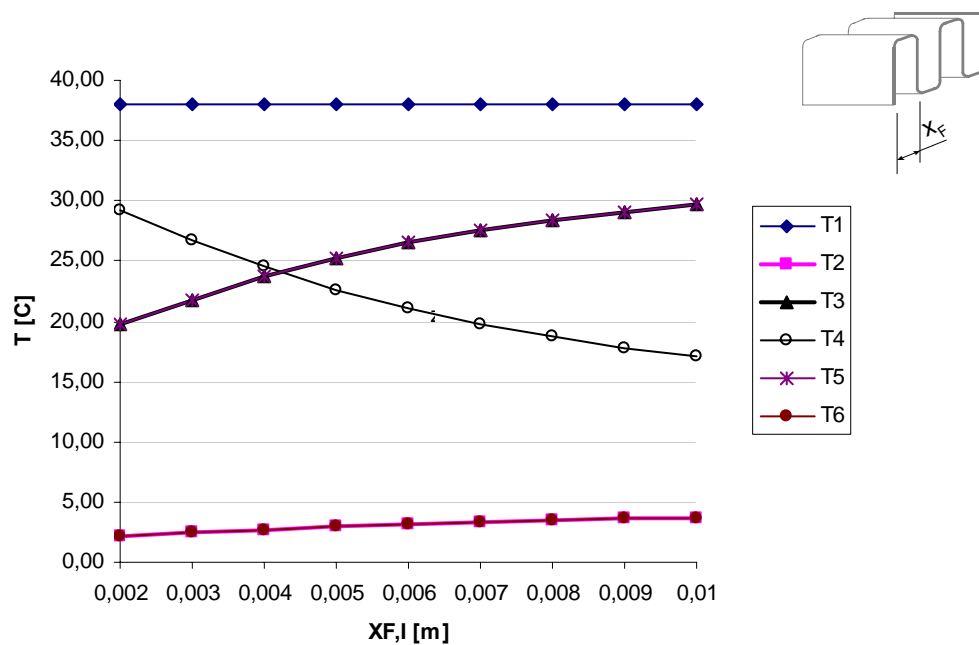


Figura C.1-Variação das temperaturas em função do espaçamento entre as aletas $x_{F,I}$

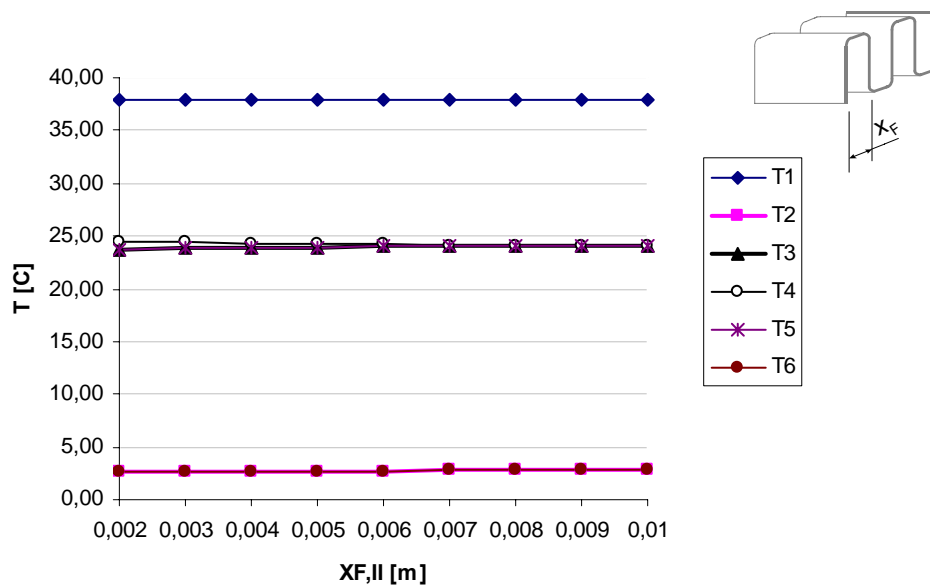


Figura C.2-Variação das temperaturas em função do espaçamento entre as aletas $x_{F,II}$

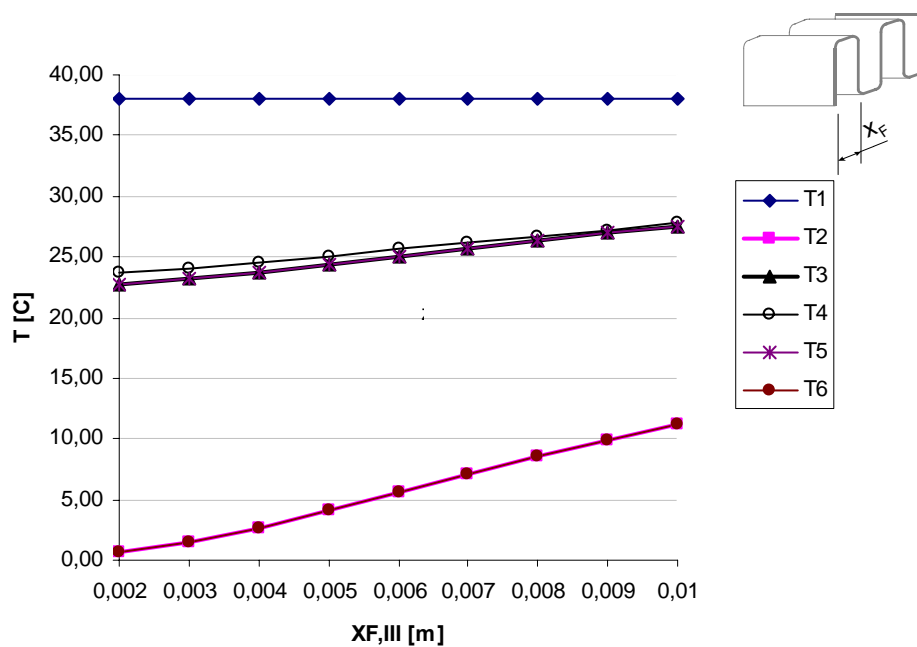


Figura C.3-Variação das temperaturas em função do espaçamento entre as aletas $X_{F,III}$

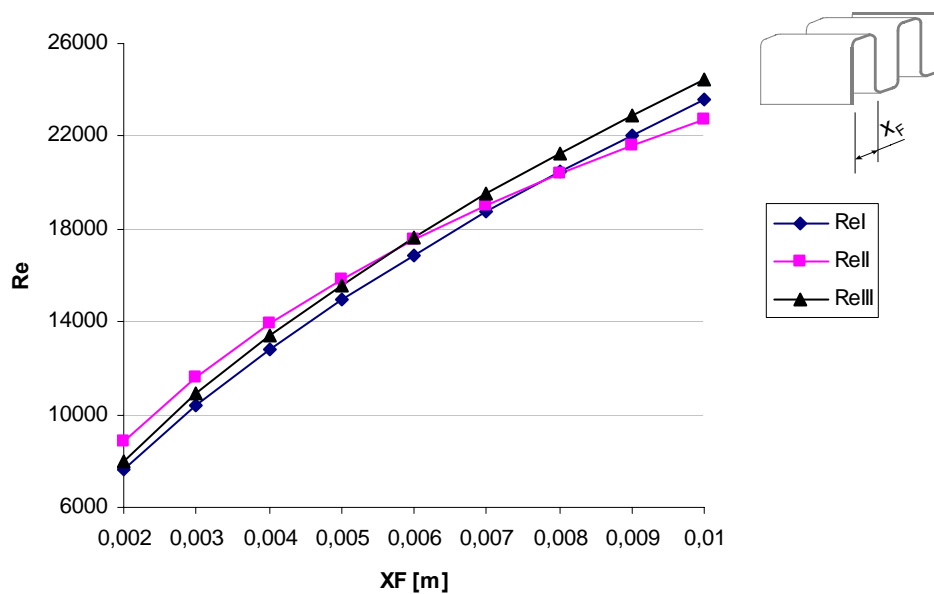


Figura C.4-Variação do número de Reynolds em função do espaçamento entre as aletas

ANEXO D: VARIAÇÃO DAS ALTURAS DAS ALETAS (L_I , L_{II} E L_{III})

Tabela D-1 Variação das alturas L_I e L_{III} das aletas das Regiões I e III, respectivamente.

D [plg]	L_I [m]	L_{III} [m]	q_{rec} [kW]	q_{ev} [kW]	U_{rec} [kW/m ² -K]	U_{ev} [kW/m ² -K]	R_{rec} [m ² -K/kW]	R_{ev} [m ² -K/kW]	T_1 [C]	T_2 [C]	T_3 [C]	T_4 [C]	Φ_4	w_4 [kg _a /kg _{as}]	T_5 [C]	T_6 [C]	T_7, T_8 [C]
1,00	0,025	0,025	2,565	3,066	0,1613	0,4153	6,1996	2,4079	38,00	3,36	24,20	24,54	0,217	0,0006126	24,20	3,36	0,00
1,25	0,022	0,022	2,635	3,082	0,1750	0,4799	5,7143	2,0838	38,00	2,72	23,77	24,48	0,206	0,0005839	23,77	2,72	0,00
1,50	0,019	0,019	2,688	3,097	0,1923	0,5614	5,2002	1,7813	38,00	2,21	23,45	24,40	0,198	0,0005655	23,45	2,21	0,00
1,75	0,016	0,016	2,719	3,116	0,2145	0,6660	4,6620	1,5015	38,00	1,83	23,26	24,28	0,190	0,0005502	23,26	1,83	0,00
2,00	0,013	0,013	2,730	3,142	0,2445	0,8081	4,0900	1,2375	38,00	1,55	23,19	24,09	0,180	0,0005365	23,19	1,55	0,00
2,25	0,010	0,010	2,724	3,177	0,2891	1,0150	3,4590	0,9852	38,00	1,34	23,23	23,83	0,165	0,0005312	23,23	1,34	0,00
2,50	0,006	0,006	2,709	3,213	0,3663	1,3630	2,7300	0,7337	38,00	1,18	23,32	23,55	0,117	0,0005224	23,32	1,18	0,00

continuação...

$A_{p,I}$ [m ²]	$A_{F,I}$ [m ²]	A_I [m ²]	$A_{p,II}$ [m ²]	$A_{F,II}$ [m ²]	A_{II} [m ²]	$A_{p,III}$ [m ²]	$A_{F,III}$ [m ²]	A_{III} [m ²]	n_I	n_{II}	n_{III}	$n_{pas,I}$	$n_{pas,II}$	$n_{pas,III}$	j_I	j_{II}	j_{III}
0,1317	0,8107	0,9424	0,1372	0,9468	1,0840	0,0360	0,6633	0,6993	32	85	32	50	50	41	0,005238	0,005213	0,005145
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	0,9468	1,0840	0,0450	0,6167	0,6617	34	85	34	50	50	41	0,005052	0,005211	0,004961
0,1317	0,6841	0,8158	0,1372	0,9468	1,0840	0,0540	0,5597	0,6137	36	85	36	50	50	41	0,004827	0,005210	0,004738
0,1317	0,6017	0,7334	0,1372	0,9468	1,0840	0,0630	0,4923	0,5553	38	85	38	50	50	41	0,004556	0,005208	0,004471
0,1317	0,5067	0,6384	0,1372	0,9468	1,0840	0,0720	0,4146	0,4866	40	85	40	50	50	41	0,004233	0,005207	0,004153
0,1317	0,3990	0,5307	0,1372	0,9468	1,0840	0,0810	0,3265	0,4075	42	85	42	50	50	41	0,003843	0,005205	0,003771
0,1317	0,2787	0,4104	0,1372	0,9468	1,0840	0,0900	0,2280	0,3180	44	85	44	50	50	41	0,003364	0,005204	0,003300

continuação...

f_I	f_{II}	f_{III}	$P_{3,real}$ [kPa]	$P_{6,real}$ [kPa]	$P_{4,real}$ [kPa]	h_I [kW/m ² -K]	h_{II} [kW/m ² -K]	h_{III} [kW/m ² -K]	Re_I	Re_{II}	Re_{III}	Nu_I	Nu_{II}	Nu_{III}
0,03529	0,03240	0,03482	789,2	773,5	694,2	0,2307	0,3238	0,2252	12100	8804	12646	57,12	41,39	58,69
0,03428	0,03239	0,03382	786,2	768,2	688,8	0,2393	0,3236	0,2335	12782	8813	13370	58,19	41,41	59,83
0,03306	0,03238	0,03261	781,5	759,9	680,1	0,2519	0,3235	0,2457	13751	8819	14393	59,81	41,43	61,52
0,03158	0,03238	0,03115	773,6	746,1	665,7	0,2703	0,3234	0,2636	15127	8825	15843	62,11	41,45	63,91
0,02980	0,03237	0,02939	759,3	720,9	639,0	0,2982	0,3232	0,2907	17129	8831	17946	65,33	41,47	67,24
0,02761	0,03237	0,02723	728,3	666,6	581,4	0,3438	0,3231	0,3351	20184	8836	21152	69,9	41,48	71,95
0,02486	0,03236	0,02451	637,5	507,2	410,2	0,4309	0,3230	0,4199	25260	8842	26770	76,57	41,5	78,82

Tabela D-2 Variação da altura L_{II} da aleta da Região II .

D [plg]	L_{II} [m]	q_{rec} [kW]	q_{ev} [kW]	U_{rec} [kW/m ² -K]	U_{ev} [kW/m ² -K]	R_{rec} [m ² -K/kW]	R_{ev} [m ² -K/kW]	T_1 [C]	T_2 [C]	T_3 [C]	T_4 [C]	Φ_4	w_4 [kg _a /kg _{as}]	T_5 [C]	T_6 [C]	T_7, T_8 [C]
3,75	0,008	2,654	3,066	0,1774	0,4806	5,6370	2,0807	38,00	2,69	23,66	24,60	0,179	0,0005830	23,66	2,69	0,00
4,00	0,011	2,637	3,082	0,1751	0,4807	5,7110	2,0803	38,00	2,71	23,76	24,48	0,206	0,0005839	23,76	2,71	0,00
4,25	0,014	2,620	3,097	0,1729	0,4808	5,7837	2,0799	38,00	2,72	23,86	24,35	0,218	0,0005860	23,86	2,72	0,00
4,50	0,017	2,604	3,110	0,1708	0,4808	5,8548	2,0799	38,00	2,73	23,96	24,24	0,224	0,0005854	23,96	2,73	0,00
4,75	0,021	2,591	3,122	0,1691	0,4809	5,9137	2,0794	38,00	2,75	24,04	24,14	0,228	0,0005852	24,04	2,75	0,00
5,00	0,024	2,579	3,133	0,1676	0,4809	5,9666	2,0794	38,00	2,76	24,11	24,05	0,231	0,0005854	24,11	2,76	0,00
5,25	0,027	2,568	3,143	0,1662	0,4809	6,0168	2,0794	38,00	2,77	24,18	23,97	0,234	0,0005873	24,18	2,77	0,00
5,50	0,030	2,558	3,151	0,1649	0,4810	6,0643	2,0790	38,00	2,78	24,24	23,89	0,236	0,0005875	24,24	2,78	0,00
5,75	0,033	2,549	3,160	0,1638	0,4810	6,1050	2,0790	38,00	2,78	24,30	23,83	0,238	0,0005889	24,30	2,78	0,00
6,00	0,037	2,541	3,166	0,1627	0,4810	6,1463	2,0790	38,00	2,79	24,34	23,77	0,239	0,0005882	24,34	2,79	0,00

continuação...

$A_{p,I}$ [m ²]	$A_{F,I}$ [m ²]	A_I [m ²]	$A_{p,II}$ [m ²]	$A_{F,II}$ [m ²]	A_{II} [m ²]	$A_{p,III}$ [m ²]	$A_{F,III}$ [m ²]	A_{III} [m ²]	n_I	n_{II}	n_{III}	$n_{pas,I}$	$n_{pas,II}$	$n_{pas,III}$	j_I	j_{II}	j_{III}
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	0,6522	0,7894	0,0450	0,6167	0,6617	34	82	34	50	50	41	0,005052	0,004428	0,004961
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	0,9468	1,0840	0,0450	0,6167	0,6617	34	85	34	50	50	41	0,005052	0,005211	0,004961
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	1,2600	1,3972	0,0450	0,6167	0,6617	34	88	34	50	50	41	0,005053	0,005927	0,004961
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	1,5930	1,7302	0,0450	0,6167	0,6617	34	91	34	50	50	41	0,005053	0,006596	0,004962
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	1,9440	2,0812	0,0450	0,6167	0,6617	34	94	34	50	50	41	0,005053	0,007232	0,004962
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	2,3150	2,4522	0,0450	0,6167	0,6617	34	97	34	50	50	41	0,005053	0,007842	0,004962
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	2,7040	2,8412	0,0450	0,6167	0,6617	34	100	34	50	50	41	0,005053	0,008432	0,004962
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	3,1130	3,2502	0,0450	0,6167	0,6617	34	103	34	50	50	41	0,005054	0,009006	0,004962
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	3,5400	3,6772	0,0450	0,6167	0,6617	34	106	34	50	50	41	0,005054	0,009565	0,004963
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	3,9870	4,1242	0,0450	0,6167	0,6617	34	109	34	50	50	41	0,005054	0,010110	0,004963

continuação...

f_I	f_{II}	f_{III}	$P_{3,real}$ [kPa]	$P_{6,real}$ [kPa]	$P_{4,real}$ [kPa]	h_I [kW/m ² -K]	h_{II} [kW/m ² -K]	h_{III} [kW/m ² -K]	Re_I	Re_{II}	Re_{III}	Nu_I	Nu_{II}	Nu_{III}
0,03428	0,02856	0,03382	786,2	768,2	602,3	0,2393	0,3991	0,2335	12784	12075	13372	58,2	48,21	59,84
0,03428	0,03239	0,03382	786,2	768,2	688,8	0,2393	0,3236	0,2335	12782	8813	13370	58,2	41,41	59,83
0,03428	0,03577	0,03382	786,2	768,2	721,4	0,2393	0,2765	0,2335	12781	6846	13368	58,19	36,59	59,83
0,03428	0,03884	0,03382	786,2	768,2	737,4	0,2394	0,2435	0,2335	12779	5538	13366	58,19	32,94	59,82
0,03428	0,04168	0,03383	786,2	768,2	746,5	0,2394	0,2187	0,2335	12778	4608	13365	58,18	30,05	59,82
0,03428	0,04435	0,03383	786,2	768,2	752,1	0,2394	0,1992	0,2336	12776	3915	13363	58,18	27,69	59,81
0,03428	0,04689	0,03383	786,2	768,2	755,9	0,2394	0,1833	0,2336	12776	3381	13362	58,18	25,71	59,81
0,03429	0,04931	0,03383	786,2	768,2	758,5	0,2394	0,1701	0,2336	12775	2959	13360	58,17	24,03	59,81
0,03429	0,05164	0,03383	786,2	768,2	760,4	0,2394	0,1588	0,2336	12774	2616	13359	58,17	22,57	59,8
0,03429	0,05389	0,03383	786,2	768,2	761,8	0,2394	0,1491	0,2336	12773	2335	13358	58,17	21,29	59,8

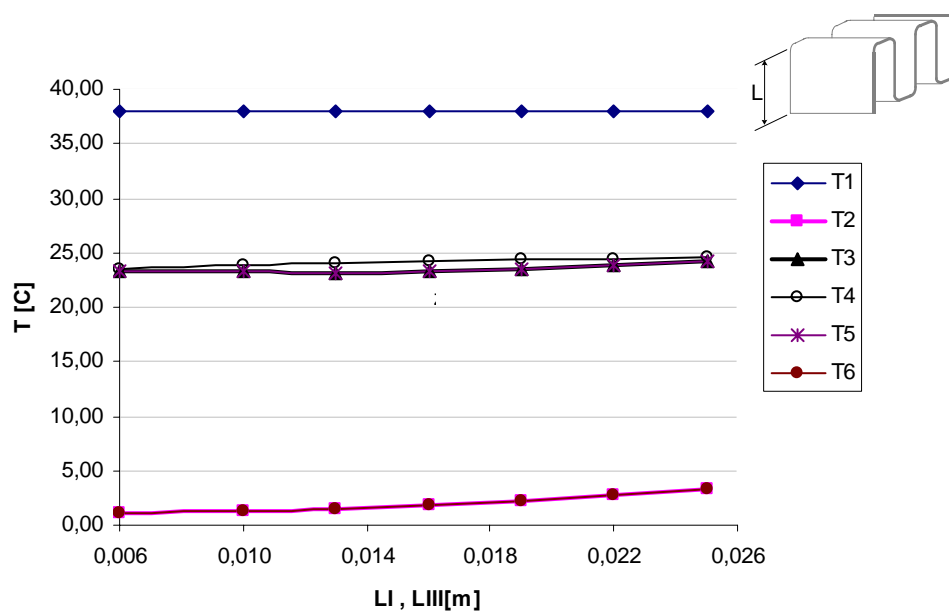


Figura D.1-Variação das temperaturas em função das alturas das aletas (L_I e L_{III})

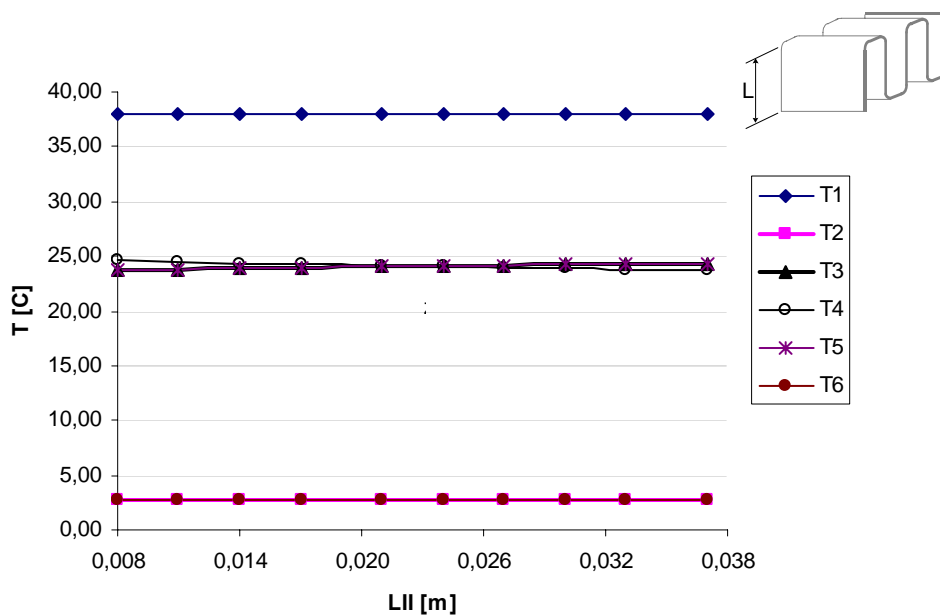


Figura D.2-Variação das temperaturas em função da altura da aleta (L_{II})

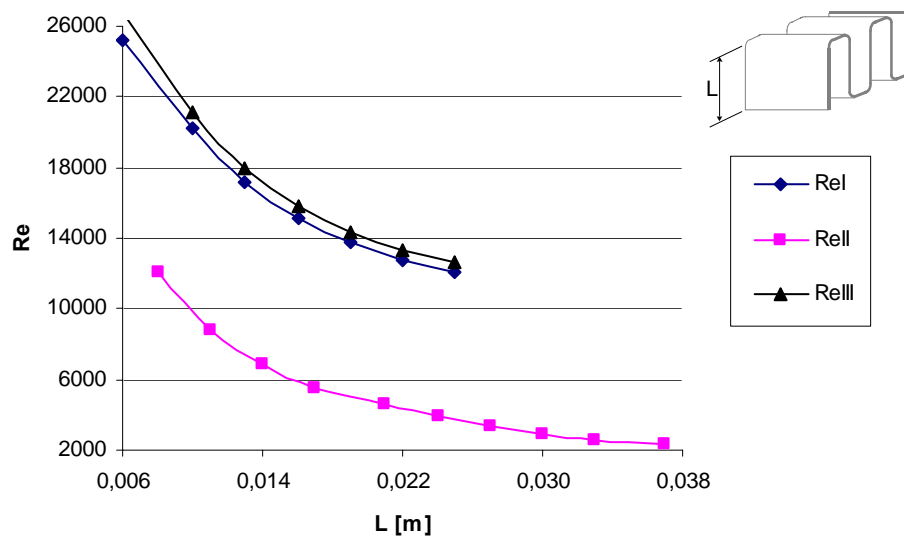


Figura D.3-Variação do número de Reynolds em função das alturas das aletas

ANEXO E: VARIAÇÃO DO COMPRIMENTO DO RECUPERADOR E DO EVAPORADOR (L_{rec} , L_{ev})

Tabela E-1 Variação do comprimento L_{rec} do recuperador.

L_{rec} [m]	L_{ev} [m]	Q_{rec} [kW]	Q_{ev} [kW]	U_{rec} [kW/m ² -K]	U_{ev} [kW/m ² -K]	R_{rec} [m ² -K/kW]	R_{ev} [m ² -K/kW]	T_1 [C]	T_2 [C]	T_3 [C]	T_4 [C]	Φ_4	w_4 [kg _a /kg _{as}]	T_5 [C]	T_6 [C]	T_{7,T_8} [C]
0,20	0,45	1,377	4,177	0,1722	0,4815	5,8060	2,0768	38,00	3,93	31,01	15,30	0,435	0,0006376	31,01	3,93	0,00
0,25	0,45	1,624	3,964	0,1728	0,4814	5,7860	2,0770	38,00	3,68	29,65	17,09	0,377	0,0006263	29,65	3,68	0,00
0,30	0,45	1,844	3,774	0,1734	0,4813	5,7660	2,0780	38,00	3,46	28,42	18,68	0,332	0,0006167	28,42	3,46	0,00
0,35	0,45	2,040	3,604	0,1740	0,4810	5,7470	2,0770	38,00	3,26	27,30	20,11	0,295	0,0006082	27,30	3,26	0,00
0,40	0,45	2,214	3,452	0,1743	0,4808	5,7372	2,0799	38,00	3,10	26,29	21,38	0,2666	0,0006012	26,29	3,10	0,00
0,45	0,45	2,371	3,314	0,1748	0,4806	5,7208	2,0807	38,00	2,96	25,36	22,53	0,243	0,0005957	25,36	2,96	0,00
0,50	0,45	2,512	3,190	0,1752	0,4804	5,7078	2,0816	38,00	2,83	24,51	23,57	0,223	0,0005902	24,51	2,83	0,00
0,55	0,45	2,641	3,078	0,1756	0,4805	5,6948	2,0812	38,00	2,71	23,74	24,51	0,206	0,0005849	23,74	2,71	0,00
0,60	0,45	2,756	2,977	0,1758	0,4803	5,6883	2,0820	38,00	2,60	23,03	25,36	0,192	0,0005819	23,03	2,60	0,00

continuação...

$A_{p,I}$ [m ²]	$A_{F,I}$ [m ²]	A_I [m ²]	$A_{p,II}$ [m ²]	$A_{F,II}$ [m ²]	A_{II} [m ²]	$A_{p,III}$ [m ²]	$A_{F,III}$ [m ²]	A_{III} [m ²]	n_I	n_{II}	n_{III}	$n_{pas,I}$	$n_{pas,II}$	$n_{pas,III}$	j_I	j_{II}	j_{III}
0,0479	0,2741	0,3220	0,0499	0,3443	0,3942	0,045	0,6167	0,6617	34	85	34	18	18	41	0,0051	0,0052	0,0050
0,0599	0,3426	0,4025	0,0624	0,4303	0,4927	0,045	0,6167	0,6617	34	85	34	23	23	41	0,0051	0,0052	0,0050
0,0718	0,4111	0,4829	0,0748	0,5164	0,5913	0,045	0,6167	0,6617	34	85	34	27	27	41	0,0051	0,0052	0,0050
0,0838	0,4796	0,5634	0,0873	0,6025	0,6898	0,045	0,6167	0,6617	34	85	34	32	32	41	0,0051	0,0052	0,0050
0,0958	0,5482	0,6439	0,0998	0,6886	0,7884	0,0450	0,6167	0,6617	34	85	34	36	36	41	0,0051	0,0052	0,0050
0,1077	0,6167	0,7244	0,1122	0,7746	0,8868	0,0450	0,6167	0,6617	34	85	34	41	41	41	0,0051	0,0052	0,0050
0,1197	0,6852	0,8049	0,1247	0,8607	0,9854	0,0450	0,6167	0,6617	34	85	34	45	45	41	0,0051	0,0052	0,0050
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	0,9468	1,0840	0,0450	0,6167	0,6617	34	85	34	50	50	41	0,0051	0,0052	0,0050
0,1436	0,8222	0,9658	0,1497	1,0330	1,1827	0,0450	0,6167	0,6617	34	85	34	55	55	41	0,0051	0,0052	0,0050

continuação...

f_I	f_{II}	f_{III}	$P_{3,real}$ [kPa]	$P_{6,real}$ [kPa]	$P_{4,real}$ [kPa]	h_I [kW/m ² -K]	h_{II} [kW/m ² -K]	h_{III} [kW/m ² -K]	Re_I	Re_{II}	Re_{III}	Nu_I	Nu_{II}	Nu_{III}
0,0344	0,0323	0,0339	801,2	782,9	755,7	0,2406	0,3219	0,2349	12670	8907	13222	57,89	41,70	59,42
0,0344	0,0323	0,0339	799,1	780,8	746,5	0,2403	0,3222	0,2346	12691	8889	13250	57,94	41,64	59,50
0,0343	0,0323	0,0339	796,9	778,8	737,2	0,2401	0,3225	0,2344	12709	8873	13275	58,00	41,59	59,57
0,0343	0,0323	0,0339	794,8	776,6	727,7	0,2399	0,3228	0,2342	12727	8858	13298	58,00	41,55	59,63
0,0343	0,0324	0,0339	792,6	774,5	718,2	0,2398	0,3230	0,2340	12743	8845	13318	58,09	41,51	59,69
0,0343	0,0324	0,0339	790,5	772,4	708,5	0,2396	0,3232	0,2338	12757	8833	13337	58,13	41,47	59,74
0,0343	0,0324	0,0338	788,4	770,3	698,7	0,2395	0,3234	0,2336	12770	8822	13355	58,16	41,44	59,79
0,0343	0,0324	0,0338	786,2	768,2	688,8	0,2393	0,3236	0,2335	12782	8812	13371	58,20	41,41	59,84
0,0343	0,0324	0,0338	784,1	766,1	678,7	0,2392	0,3238	0,2334	12793	8804	13385	58,23	41,39	59,88

Tabela E-2 Variação do comprimento L_{ev} do evaporador.

L_{rec} [m]	L_{ev} [m]	q_{rec} [kW]	q_{ev} [kW]	U_{rec} [kW/m ² -K]	U_{ev} [kW/m ² -K]	R_{rec} [m ² -K/kW]	R_{ev} [m ² -K/kW]	T_1 [C]	T_2 [C]	T_3 [C]	T_4 [C]	Φ_4	w_4 [kg _a /kg _{as}]	T_5 [C]	T_6 [C]	T_7, T_8 [C]
0,55	0,30	2,376	2,867	0,1746	0,4776	5,7274	2,0938	38,00	6,22	25,33	25,84	0,245	0,0007477	25,33	6,22	0,00
0,55	0,35	2,491	2,962	0,1749	0,4789	5,7176	2,0881	38,00	4,68	24,64	25,25	0,228	0,0006733	24,64	4,68	0,00
0,55	0,40	2,576	3,030	0,1751	0,4799	5,7110	2,0838	38,00	3,55	24,13	24,81	0,215	0,0006200	24,13	3,55	0,00
0,55	0,45	2,641	3,078	0,1756	0,4805	5,6948	2,0812	38,00	2,71	23,74	24,51	0,206	0,0005849	23,74	2,71	0,00
0,55	0,50	2,685	3,118	0,1754	0,4810	5,7013	2,0790	38,00	2,07	23,47	24,25	0,199	0,0005578	23,47	2,07	0,00
0,55	0,55	2,721	3,145	0,1755	0,4814	5,6980	2,0773	38,00	1,59	23,25	24,07	0,194	0,0005395	23,25	1,59	0,00
0,55	0,60	2,748	3,166	0,1757	0,4811	5,6915	2,0786	38,00	1,24	23,08	23,93	0,190	0,0005254	23,08	1,24	0,00

continuação...

$A_{p,I}$ [m ²]	$A_{F,I}$ [m ²]	A_I [m ²]	$A_{p,II}$ [m ²]	$A_{F,II}$ [m ²]	A_{II} [m ²]	$A_{p,III}$ [m ²]	$A_{F,III}$ [m ²]	A_{III} [m ²]	n_I	n_{II}	n_{III}	$n_{pas,I}$	$n_{pas,II}$	$n_{pas,III}$	j_I	j_{II}	j_{III}
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	0,9468	1,0840	0,0300	0,4111	0,4411	34	85	34	50	50	27	0,0051	0,0052	0,0050
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	0,9468	1,0840	0,0350	0,4796	0,5146	34	85	34	50	50	32	0,0051	0,0052	0,0050
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	0,9468	1,0840	0,0400	0,5482	0,5882	34	85	34	50	50	36	0,0051	0,0052	0,0050
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	0,9468	1,0840	0,0450	0,6167	0,6617	34	85	34	50	50	41	0,0051	0,0052	0,0050
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	0,9468	1,0840	0,0500	0,6852	0,7352	34	85	34	50	50	45	0,0051	0,0052	0,0050
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	0,9468	1,0840	0,0550	0,7537	0,8087	34	85	34	50	50	50	0,0051	0,0052	0,0050
0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	0,9468	1,0840	0,0600	0,8222	0,8822	34	85	34	50	50	55	0,0051	0,0052	0,0050

continuação...

f_I	f_{II}	f_{III}	$P_{3,real}$ [kPa]	$P_{6,real}$ [kPa]	$P_{4,real}$ [kPa]	h_I [kW/m ² -K]	h_{II} [kW/m ² -K]	h_{III} [kW/m ² -K]	Re_I	Re_{II}	Re_{III}	Nu_I	Nu_{II}	Nu_{III}
0,0343	0,0325	0,0339	786,1	774,0	694,0	0,2396	0,3247	0,2343	12758	8756	13281	58,13	41,25	59,58
0,0343	0,0324	0,0339	786,2	772,1	692,4	0,2395	0,3242	0,2340	12768	8781	13320	58,16	41,32	59,69
0,0343	0,0324	0,0338	786,2	770,2	690,6	0,2394	0,3239	0,2337	12776	8799	13349	58,18	41,37	59,77
0,0343	0,0324	0,0338	786,2	768,2	688,8	0,2393	0,3236	0,2335	12782	8812	13371	58,20	41,41	59,84
0,0343	0,0324	0,0338	786,2	766,3	686,9	0,2393	0,3234	0,2333	12787	8823	13387	58,21	41,44	59,88
0,0343	0,0324	0,0338	786,3	764,3	684,9	0,2392	0,3232	0,2332	12790	8831	13399	58,22	41,47	59,92
0,0343	0,0324	0,0338	786,3	762,4	683,0	0,2392	0,3231	0,2331	12793	8836	13408	58,22	41,48	59,94

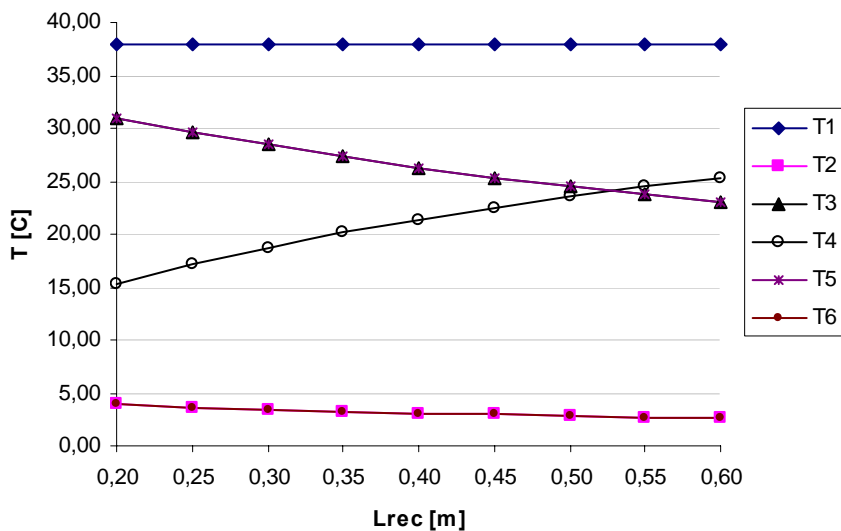


Figura E.1-Variação das temperaturas em função do comprimento do recuperador (L_{rec})

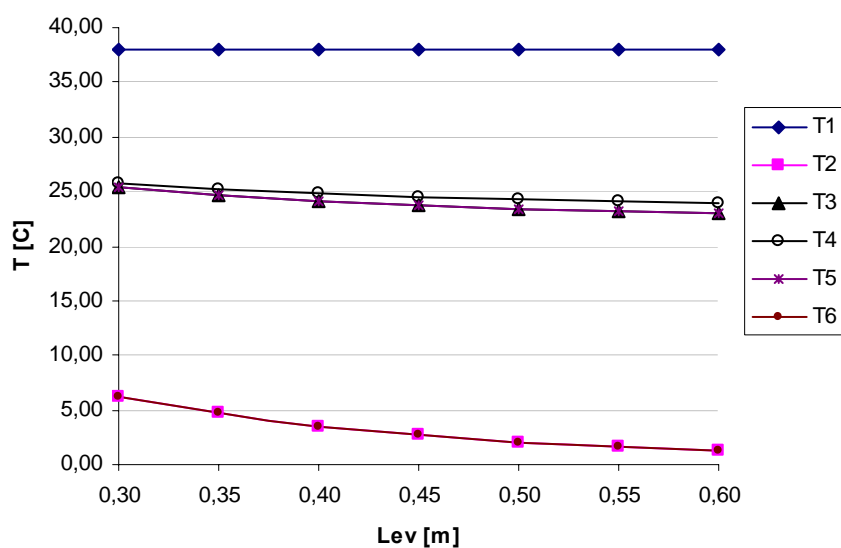


Figura E.2-Variação das temperaturas em função do comprimento do evaporador (L_{ev})

ANEXO F: COMBINAÇÕES DE GEOMETRIAS.

Tabela F-1 Algumas combinações de geometrias das aletas do recuperador e do evaporador

C _I [m]	C _{II} [m]	C _{III} [m]	X _{F,I} [m]	X _{F,II} [m]	X _{F,III} [m]	L _I [m]	L _{II} [m]	L _{III} [m]	L _{rec} [m]	L _{ev} [m]	q _{rec} [kW]	q _{ev} [kW]	U _{rec} [kW/m ² -K]	U _{ev} [kW/m ² -K]	R _{rec} [m ² -K/kW]	R _{ev} [m ² -K/kW]	w ₄ [kg _a /kg _{as}]
0,01	0,01	0,01	0,004	0,002	0,004	0,022	0,011	0,022	0,55	0,45	2,638	3,079	0,1753	0,4809	5,7045	2,0799	0.0005842
0,05	0,05	0,05	0,004	0,002	0,004	0,022	0,011	0,022	0,55	0,45	2,297	3,239	0,1341	0,3877	7,4570	2,5790	0.0006491
0,1	0,1	0,1	0,004	0,002	0,004	0,022	0,011	0,022	0,55	0,45	2,111	3,299	0,1195	0,3541	8,3680	2,8240	0.0006806
0,01	0,01	0,01	0,005	0,005	0,005	0,022	0,011	0,022	0,55	0,45	2,249	3,224	0,1632	0,4653	6,1260	2,1492	0.0006649
0,01	0,01	0,01	0,008	0,008	0,008	0,022	0,011	0,022	0,55	0,45	1,452	3,205	0,1471	0,4365	6,7960	2,2910	0.0009952
0,01	0,01	0,01	0,004	0,002	0,004	0,013	0,024	0,013	0,55	0,45	2,675	3,194	0,2345	0,8084	4,2640	1,2370	0.0005389
0,01	0,01	0,01	0,004	0,002	0,004	0,025	0,037	0,025	0,55	0,45	2,474	3,143	0,1504	0,4153	6,6480	2,4080	0.000618
0,05	0,05	0,05	0,005	0,005	0,005	0,013	0,024	0,013	0,55	0,45	1,928	3,512	0,1624	0,5989	6,1560	1,6700	0.0006767
0,1	0,1	0,1	0,008	0,008	0,008	0,025	0,024	0,025	0,55	0,45	0,871	2,913	0,0879	0,2739	11,3800	3,6500	0.001474

T ₁ [C]	T ₂ [C]	T ₃ [C]	T ₄ [C]	Φ ₄	T ₅ [C]	T ₆ [C]	T ₇ [C]	T ₈ [C]	A _{p,I} [m ²]	A _{F,I} [m ²]	A _I [m ²]	A _{p,II} [m ²]	A _{F,II} [m ²]	A _{II} [m ²]	A _{p,III} [m ²]	A _{F,III} [m ²]	A _{III} [m ²]	n _I	n _{II}	n _{III}	n _{pas,I}	n _{pas,II}	n _{pas,III}
38,00	2,70	23,75	24,49	0,206	23,75	2,70	0,00	0,00	0,1317	0,7537	0,8854	0,1372	0,9468	1,0840	0,0450	0,6167	0,6617	34	85	34	50	50	41
38,00	4,07	25,80	23,03	0,28	25,80	4,07	0,00	0,00	0,1317	0,8128	0,9445	0,1372	1,0210	1,1580	0,0450	0,6651	0,7099	34	85	34	11	11	9
38,00	4,99	26,88	22,42	0,31	26,88	4,99	0,00	0,00	0,1317	0,8209	0,9526	0,1372	1,0310	1,1680	0,0450	0,6716	0,7165	34	85	34	5	5	4
38,00	4,53	26,08	23,10	0,277	26,08	4,53	0,00	0,00	0,1317	0,6331	0,7648	0,1372	0,5302	0,6674	0,0450	0,5180	0,5630	28	48	28	50	50	41
38,00	10,44	30,60	22,42	0,444	30,60	10,44	0,00	0,00	0,1317	0,4240	0,5556	0,1372	0,3550	0,4922	0,0450	0,3469	0,3918	19	32	19	50	50	41
38,00	1,58	23,53	23,67	0,204	23,53	1,58	0,00	0,00	0,1317	0,5067	0,6384	0,1372	2,3150	2,4520	0,0720	0,4146	0,4864	40	97	40	50	50	41
38,00	3,46	24,75	23,89	0,251	24,75	3,46	0,00	0,00	0,1317	0,8107	0,9424	0,1372	3,9870	4,1240	0,0360	0,6633	0,6992	32	109	32	50	50	41
38,00	4,77	27,94	20,69	0,342	27,94	4,77	0,00	0,00	0,1317	0,4590	0,5907	0,1372	1,3980	1,5350	0,0720	0,3756	0,4474	34	54	34	11	11	9
38,00	16,44	33,69	23,62	0,638	33,69	16,44	0,00	0,00	0,1317	0,4967	0,6283	0,1372	0,9454	1,0830	0,0360	0,4064	0,4423	18	36	18	5	5	4

j _I	j _{II}	j _{III}	f _I	f _{II}	f _{III}	P _{3,real} [kPa]	P _{6,real} [kPa]	P _{4,real} [kPa]	h _I [kW/m ² -K]	h _{II} [kW/m ² -K]	h _{III} [kW/m ² -K]	Re _I	Re _{II}	Re _{III}	Nu _I	Nu _{II}	Nu _{III}
0,005052	0,005211	0,004961	0,03428	0,03239	0,03382	786,2	768,2	688,8	0,2393	0,3236	0,2335	12782	8813	13371	58,20	41,41	59,84
0,003605	0,003715	0,003543	0,011250	0,010630	0,011110	802,6	797,0	773,7	0,1709	0,2307	0,1668	13493	9327	14086	43,84	31,25	45,01
0,003140	0,003234	0,003087	0,007002	0,006609	0,006915	805,4	801,9	787,7	0,1488	0,2008	0,1454	13574	9392	14152	38,40	27,39	39,40
0,004820	0,004377	0,004738	0,03384	0,03114	0,03341	791,6	777,6	749,9	0,2217	0,2387	0,2165	14911	15823	15556	64,76	62,46	66,47
0,004384	0,004091	0,004324	0,03303	0,03101	0,03270	798,7	789,9	771,6	0,1920	0,2124	0,1883	20390	20243	21102	80,56	74,67	82,26
0,004233	0,007836	0,004154	0,02980	0,04433	0,02939	759,2	720,8	704,3	0,2983	0,1989	0,2908	17122	3923	17937	65,32	27,72	67,22
0,005240	0,010120	0,005147	0,03529	0,05391	0,03483	789,2	773,4	767,1	0,2308	0,1492	0,2253	12092	2332	12635	57,10	21,28	58,66
0,002910	0,004517	0,002861	0,00973	0,01359	0,00961	797,4	787,7	786,2	0,1992	0,1007	0,1946	20581	8186	21460	53,97	33,35	55,38
0,002811	0,003592	0,002781	0,00692	0,00828	0,00687	808,1	806,7	806,1	0,1145	0,0764	0,1128	20743	11154	21300	52,55	36,12	53,40

ANEXO G: VARIAÇÃO DA VAZÃO MASSICA DO AR.

Tabela G-1 Variação da vazão mássica do ar (m_1) na entrada do desumidificador segundo geometria TIPO I

m_1 [kg/s]	q_{rec} [kW]	q_{ev} [kW]	U_{rec} [kW/m ² -K]	U_{ev} [kW/m ² -K]	R_{rec} [m ² -K/kW]	R_{ev} [m ² -K/kW]	T_1 [C]	T_2 [C]	T_3 [C]	T_4 [C]	Φ_4	T_5 [C]	T_6 [C]	T_7 [C]	T_8 [C]
0,08	2,019	1,923	0,1464	0,4156	6,8320	2,4060	38,00	1,20	21,32	26,23	0,181	21,32	1,20	0,00	0,00
0,10	2,362	2,514	0,1624	0,4516	6,1570	2,2140	38,00	1,93	22,64	25,22	0,196	22,64	1,93	0,00	0,00
0,12	2,638	3,079	0,1753	0,4809	5,7045	2,0799	38,00	2,70	23,75	24,49	0,206	23,75	2,70	0,00	0,00
0,14	2,886	3,659	0,1875	0,5065	5,3340	1,9740	38,00	3,55	24,76	23,96	0,213	24,76	3,55	0,00	0,00
0,16	3,088	4,216	0,1978	0,5287	5,0540	1,8910	38,00	4,40	25,65	23,56	0,216	25,65	4,40	0,00	0,00

continuação...

j_I	j_{II}	j_{III}	f_I	f_{II}	f_{III}	$P_{4,real}$ [kPa]	h_I [kW/m ² -K]	h_{II} [kW/m ² -K]	h_{III} [kW/m ² -K]	Re_I	Re_{II}	Re_{III}	Nu_I	Nu_{II}	Nu_{III}
0,005952	0,006147	0,005839	0,038670	0,036580	0,038130	751	0,1877	0,2542	0,1829	8538	5867	8951	45,79	32,52	47,15
0,005426	0,005600	0,005326	0,036130	0,034150	0,035640	721,7	0,2152	0,2912	0,2099	10721	7381	11226	52,42	37,27	53,94
0,005052	0,005211	0,004961	0,034280	0,032390	0,033820	688,8	0,2393	0,3236	0,2335	12782	8813	13371	58,20	41,41	59,84
0,004747	0,004894	0,004663	0,032740	0,030930	0,032310	649,2	0,2626	0,3549	0,2563	14905	10285	15572	63,76	45,39	65,50
0,004504	0,004643	0,004427	0,031500	0,029750	0,031100	604,8	0,2839	0,3835	0,2773	16960	11709	17698	68,84	49,03	70,67

Tabela G-2 Variação da vazão mássica do ar (m_1) na entrada do desumidificador segundo geometria TIPO II

m_1 [kg/s]	q_{rec} [kW]	q_{ev} [kW]	U_{rec} [kW/m ² -K]	U_{ev} [kW/m ² -K]	R_{rec} [m ² -K/kW]	R_{ev} [m ² -K/kW]	T_1 [C]	T_2 [C]	T_3 [C]	T_4 [C]	Φ_4	T_5 [C]	T_6 [C]	T_7 [C]	T_8 [C]
0,08	1,470	2,186	0,0918	0,2815	10,890	3,553	38,00	4,35	26,30	22,60	0,302	26,30	4,35	0,00	0,00
0,10	1,641	2,775	0,1018	0,3066	9,827	3,261	38,00	6,01	27,76	22,18	0,347	27,76	6,01	0,00	0,00
0,12	1,760	3,303	0,1097	0,3264	9,113	3,064	38,00	7,54	28,89	22,06	0,387	28,89	7,54	0,00	0,00
0,14	1,850	3,818	0,117	0,3441	8,546	2,906	38,00	9,03	29,87	22,11	0,425	29,87	9,03	0,00	0,00
0,16	1,912	4,288	0,1233	0,3592	8,110	2,784	38,00	10,41	30,68	22,27	0,460	30,68	10,41	0,00	0,00

continuação...

j_I	j_{II}	j_{III}	f_I	f_{II}	f_{III}	$P_{4,real}$ [kPa]	h_I [kW/m ² -K]	h_{II} [kW/m ² -K]	h_{III} [kW/m ² -K]	Re_I	Re_{II}	Re_{III}	Nu_I	Nu_{II}	Nu_{III}
0,004198	0,005335	0,004126	0,01289	0,01537	0,01273	804,9	0,1194	0,07911	0,1166	9971	5433	10405	37,72	26,14	38,72
0,003825	0,004861	0,003763	0,01204	0,01435	0,01190	802,4	0,1370	0,09081	0,1340	12537	6831	13052	43,21	29,95	44,29
0,003561	0,004527	0,003507	0,01142	0,01362	0,01129	799,6	0,1524	0,1010	0,1492	14947	8141	15527	47,97	33,23	49,10
0,003346	0,004255	0,003297	0,01091	0,01301	0,01079	796,4	0,1672	0,1109	0,1638	17430	9486	18072	52,55	36,39	53,73
0,003175	0,004039	0,003131	0,01050	0,01252	0,01039	793,0	0,1807	0,1199	0,1773	19836	10784	20529	56,75	39,27	57,95

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ATLAS COPCO, **Manual do ar comprimido**. São Paulo, McGraw-Hill do Brasil, 1976.

BURIN, J. M., **Simulação numérica de serpentina de resfriamento e desumidificação de ar**. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo-USP, Dissertação de Mestrado, 1998.

CHUAH, Y. K., HUNG, C. C., Experiments on the dehumidification performance of a finned tube heat exchangers. **HVAC&R Research**, vol. 4, p. 167-178, 1998.

FESTO-a. **Importância do tratamento do ar**. Disponível em: <<http://www.festo.com/INetDomino/br>>. Acesso em: 2 de dez. 2005.

FESTO-b. **La preparacion del aire comprimido**. Disponível em: <http://www.festo.com/INetDomino/files/sample_compressed_air_es.pdf>. Acesso em: 15 de jul. 2005.

FESTO-c. **Tratamento de ar**. Disponível em: <<http://www.festo.com>>. Acesso em: 15 de set. 2005.

GUT, J. A. W., **Configurações ótimas para trocadores de calor de placas**. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo-USP, Dissertação de Doutorado, 2003.

HEWITT, G. F., Plate heat exchangers. Em: COOPER, A., USHER, J. D., **Handbook of Heat Exchanger Design**. N. York: Ed. Begell, 1992.

HU, X., ZHANG, L., JACOBI, A. M., Surface irregularity effects of droplets and retained condensate on local heat transfer to finned tubes in cross-flow. **ASHRAE Trans.**, vol. 100, p. 375-381, 1994.

JACOBI, A. M., SHAH, R. K., Air-side flow and heat transfer in compact heat exchangers: a discussion of enhancement mechanisms. **Heat Transfer Engineering**, vol. 19, p. 1-13, 1998.

JOKAR, A., ECKELS, S. J., HOSNI, M. H., GIELDA, T. P., Condensation heat transfer and pressure drop of brazed plate heat exchangers using refrigerant R-134a. **J. Enhanced Heat Transfer**, vol. 11, n. 2, p. 161-182, 2004.

KAKAÇ, S., LIU, H., **Heat Exchangers: Selection, Rating and thermal design**. 2.ed. Boca Raton: CRC Press, 2002.

KARLEKAR, B. V., DESMOND, R. M., **Transferencia de calor**. 1. ed. Mexico: McGraw-Hill, 1994.

KAYS, W. M., LONDON, A. L., **Compact Heat Exchangers**. McGraw-Hill, New York, 1964.

KIM, M-H., BULLARD, C. W., Air-side performance of brazed aluminum heat exchangers under dehumidifying conditions. **Int. J. of Refrigeration**, vol. 25, p. 924-934, 2002.

KIM, M-H., SONG, S., BULLARD, C. W., Effect of inlet humidity condition on the air-side performance of an inclined brazed aluminum evaporator. **Int. J. of Refrigeration**, vol. 25, p. 611-620, 2002.

KUEHN, T. H., RAMSEY, J. W., THRELKELD, J. L., **Thermal environmental engineering**. 3.ed. New Jersey, Prentice Hall, 1998.

KUNDU, B., DAS, P. K., Optimum dimensions of plate fins for fin tube heat exchangers. **Int. J. of Heat and Fluid Flow**, vol. 18, n. 5, p. 530-537, 1997.

KUNDU, B., An analytical study of the effect of dehumidification of air on the performance and optimization of straight tapered fins. **Int. J. Heat Mass Transfer**, vol. 29, p. 269-278, 2002.

MANGLIK, R. M., BERGLES, A. E., Heat transfer and pressure drop correlations for the rectangular offset strip fin compact heat exchanger. **Experimental Thermal and Fluid Science**, vol. 10, p. 171-180, 1995.

MCLAUGHLIN, W. J., WEBB, R. L., Wet air side performance of louver fin automotive evaporators. **SAE Technical Paper Series**, 2000-01-0574, 2000.

MCQUISTON, F. C., Heat, mass and momentum transfer in a parallel plate dehumidifying exchanger. **ASHRAE Trans.**, vol. 82, part. 2, p. 87-105, 1976.

MIN, J., WEBB, R. L., Condensate formation and drainage on typical fin materials. **Experimental Thermal and Fluid Science**, vol. 25, p. 101-111, 2001.

MOREIRA, J. R. S., **Fundamentos e aplicações da psicrometria**. 1.ed. São Paulo: RPA, 1999.

MY SPACE. Brasil. Ar Comprimido. Disponível em: <<http://myspace.eng.br>>.

Acesso em: 25 de ago. 2005.

OCCUPATIONAL SAFETY & HEALTH ADMINISTRATION U.S. (OSHA). **Department of Labor, Compressed Air, fev. 1972**. Disponível em: <<http://www.osha.gov>>. Acesso em: 2 de jun. 2005.

ROLLINS, J. P., **Manual de ar comprimido e gases**. São Paulo: Prentice Hall, 2004.

SAUER, H. J., HOWELL, R. H., COAD, W. J., Principles of heating, ventilating and air conditioning. **ASHRAE Handbook – Fundamentals**, 2001.

SAUNDERS, E. A. D., **Heat exchangers: selection, design & construction.** Harlow (UK): Longman S.&T., 1988.

SCHMIDT, THE., Heat transfer calculations for extended surfaces. **Refrig. Eng.**, p. 351-357, 1949.

SHAH, M.M., A new correlation for heat transfer during boiling flow through pipes. **ASHRAE Trans.**, vol. 82, part 2, p. 66-86, 1976.

SHAH, M. M., Chart correlation for saturated boiling heat transfer: equations and further study. **ASHRAE Trans.**, vol. 86, part 1, p. 185-196, 1982.

SHAH, R. K.; FOCKE, W. W., Plate heat exchangers and their design theory. Em: SHAH, R. K.; SUBBARAO, E. C.; MASHELKAR, R. A., **Heat Transfer Equipment Design.** Hemisphere P. C., 1988, p.227-254.

STOECKER, W. F., **Refrigeração e ar condicionado.** São Paulo : McGraw-Hill do Brasil, 1985.

THONON, B., VIDIL, R., MARVILLET, C., Recent research and developments in plate heat exchangers. **J. Enhanced Heat Transfer**, vol. 2, n. 1-2, p. 149-155, 1995.

THRELKELD, J. L., **Thermal environmental engineering.** 2.ed. New Jersey, Prentice Hall, 1970.

WANG, C. C., HSIEH, Y. C., LIN, Y. T., Performance of plate finned tube heat exchangers under dehumidifying conditions. **ASME J. of Heat Transfer**, vol. 119, p. 109-117, 1997.

WANG, C. C., LIN, Y. T., LEE, C.J., Heat and momentum transfer for compact louvers fin-and-tube heat exchangers in wet conditions. **Int. J. Heat and Mass Transfer**, vol. 43, p. 3443-3452, 2000.

WANNIARACHCHI, A. S., RATNAM, U., TILTON, B. E., ROY, K. D., Approximate correlation for chevron-type plate heat exchangers. **ASME Heat Transfer Division**, vol. 314, n. 12, p. 145-151, 1995.

WEBB, R. L., **Principles of enhanced heat transfer**. N. York: John Wiley, 1994.

WEBB, R. L., Advances in air-cooled heat exchanger technology. **Conference on heat exchanger for sustainable development**, p. 677-692, 1998.

WEBB, R. L., LEE, H., Brazed aluminum condensers for residential air conditioning. **J. Enhanced Heat Transfer**, vol. 8, n. 1, p. 1-13, 2001.

WU, X. M., WEBB, R. L., Thermal and hydraulic analysis of a brazed aluminum evaporator. **Applied Thermal Engineering**, vol. 22, p. 1369-1390, 2002.

YAN, Y. Y., LIN, T. F., Evaporation heat transfer and pressure drop of refrigerant R134a in a plate heat exchanger. **J. Heat Transfer, Transaction of ASME**, vol. 121, n. 1, p. 118-127, 1999.

Livros Grátis

(<http://www.livrosgratis.com.br>)

Milhares de Livros para Download:

[Baixar livros de Administração](#)

[Baixar livros de Agronomia](#)

[Baixar livros de Arquitetura](#)

[Baixar livros de Artes](#)

[Baixar livros de Astronomia](#)

[Baixar livros de Biologia Geral](#)

[Baixar livros de Ciência da Computação](#)

[Baixar livros de Ciência da Informação](#)

[Baixar livros de Ciência Política](#)

[Baixar livros de Ciências da Saúde](#)

[Baixar livros de Comunicação](#)

[Baixar livros do Conselho Nacional de Educação - CNE](#)

[Baixar livros de Defesa civil](#)

[Baixar livros de Direito](#)

[Baixar livros de Direitos humanos](#)

[Baixar livros de Economia](#)

[Baixar livros de Economia Doméstica](#)

[Baixar livros de Educação](#)

[Baixar livros de Educação - Trânsito](#)

[Baixar livros de Educação Física](#)

[Baixar livros de Engenharia Aeroespacial](#)

[Baixar livros de Farmácia](#)

[Baixar livros de Filosofia](#)

[Baixar livros de Física](#)

[Baixar livros de Geociências](#)

[Baixar livros de Geografia](#)

[Baixar livros de História](#)

[Baixar livros de Línguas](#)

[Baixar livros de Literatura](#)
[Baixar livros de Literatura de Cordel](#)
[Baixar livros de Literatura Infantil](#)
[Baixar livros de Matemática](#)
[Baixar livros de Medicina](#)
[Baixar livros de Medicina Veterinária](#)
[Baixar livros de Meio Ambiente](#)
[Baixar livros de Meteorologia](#)
[Baixar Monografias e TCC](#)
[Baixar livros Multidisciplinar](#)
[Baixar livros de Música](#)
[Baixar livros de Psicologia](#)
[Baixar livros de Química](#)
[Baixar livros de Saúde Coletiva](#)
[Baixar livros de Serviço Social](#)
[Baixar livros de Sociologia](#)
[Baixar livros de Teologia](#)
[Baixar livros de Trabalho](#)
[Baixar livros de Turismo](#)