

## 2 Revisão Bibliográfica

### 2.1. Introdução

Os trocadores de calor de placas (PHEs) fazem parte de uma nova geração de trocadores de calor, amplamente utilizados na indústria de processos alimentícios e farmacêuticos, plantas químicas e petroquímicas, sistemas de refrigeração e de condicionamento de ar, serviços de aquecimento e cogeração, aplicações de offshore de gás e petróleo, aplicações marinhas e estações geradoras de energia solar, entre outros segundo Wang et al (2007). Os princípios de sua geometria estão suficientemente descritos em Wang et al (2007) e Arsenyeva et al (2009). As maiores vantagens dos trocadores de calor de tipo placas são a facilidade de limpeza e manutenção de suas superfícies, capacidade de recuperação de calor com uma diferença de temperatura muito pequena, a grande flexibilidade, menor tendência a incrustações, construção modular e econômica e menor suscetibilidade à vibração induzida por escoamento (Shah e Focke ,1988; Hewitt et al.,1994; Kakaç e Liu, 2002).

A maioria das publicações mais antigas sobre os PHEs são assinadas por engenheiros ligados aos principais fabricantes destes trocadores como APV (Usher, 1970; Cowan, 1975a, 1975b; Bond, 1981) e Alfa Laval (Lawry, 1958; Marriot, 1971, 1977). Estes trabalhos apresentavam informações sobre características, aplicações, vantagens e desvantagens, materiais de construção, montagem e correlações para os cálculos dos coeficientes de transferência térmica e fator de atrito. Podemos também mencionar trabalhos feitos sobre os métodos simplificados para o dimensionamento (Buonopane et al., 1963; Jackson e Troupe, 1966)

Os trabalhos de Shah e Focke (1988), Saunders (1988), Hewit et al. (1994), Kakaç e Liu (2002) e Ayub (2003) são os mais recomendados para um estudo geral sobre os PHEs, pela grande quantidade de informações condensadas que trazem.

Na literatura existente sobre trocadores de calor de placas encontram-se dois importantes grupos de trabalhos: simulações numéricas e estudos experimentais, tanto se considerando a presença de escoamento monofásico como bifásico. A revisão bibliográfica que segue atendera a esta divisão. Além disso, é feita uma breve revisão sobre trabalhos que abordam sistemas de refrigeração em cascata.

## 2.2.

### Simulações numéricas – Troca de calor monofásica

Um modelo para a simulação de um PHE em regime permanente foi apresentado por McKillop e Dunkley (1960) para uma dada configuração. A modelagem compreende um sistema linear de equações diferenciais ordinárias de primeira ordem (constituído pelos balanços de energia em cada canal) e equação de condição de contorno para a temperatura nos canais. São adotadas as seguintes hipóteses simplificadoras: o coeficiente global de troca térmica constante ao longo do trocador, o perfil de velocidade é uniforme no canal, as perdas de calor são desprezíveis e distribuição uniforme do fluxo entre canais. O método usado para solução do sistema é uma adaptação da variação de Gill do método de integração de Runge-Kutta de quarta ordem.

A mesma modelagem é usada por Jackson e Troupe (1966) para obter correlações entre eficiência térmica e número de unidades de transferência de calor (gráficos  $\varepsilon - NTU$ ) para arranjos em série e em paralelo. Para cada configuração e para determinadas condições de processo o modelo foi resolvido através do método de integração de Runge-Kutta de forma iterativa para convergir às condições de contorno de temperatura nos extremos superior e inferior dos canais. A resolução deste sistema de equações diferenciais não é trivial, já que as condições de contorno são especificadas nos dois extremos do comprimento do canal. Settari e Venart (1972) apresentaram um método aproximado de solução em que a variação de temperatura em cada canal (função do seu comprimento) é aproximada por um polinômio. Dividindo os canais em intervalos foi possível integrar o sistema e resolvê-lo como um sistema linear de equações, para a obtenção dos coeficientes dos polinômios. Assim, os resultados obtidos foram próximos aos da solução analítica do problema original.

Kettleborough e Hsieh (1983) desenvolveram e resolveram um modelo matemático para um PHE de uma unidade de refrigeração. As equações de

distribuição de temperaturas foram obtidas através de uma análise envolvendo o balanço de energia nos canais das placas. Foi apresentado o resultado da eficiência global do sistema.

Bassiouny e Martin (1985) aplicaram uma solução analítica para trocadores com apenas quatro canais, em fluxo contracorrente e em fluxo paralelo, e verificaram que é possível a ocorrência de troca no sentido contrário ao desejado nas placas centrais. Eles apresentaram no seu estudo teórico a distribuição de pressões e vazões em um PHE com arranjos paralelos tipo U e Z (configurações dos PHEs). Nestes arranjos, a vazão de entrada de um fluido é dividida entre diversos canais paralelos, e usualmente utiliza-se a hipótese de distribuição uniforme de pressão e fluxo entre os canais. Verificou-se que, em muitos casos, a distribuição não é uniforme como era esperado, podendo até ocorrer vazão nula em alguns canais.

Nos trabalhos de Zaleski e Jarzebski (1973; 1974), Jarzebski (1984) e Zaleski (1984; 1985; 1992) é desenvolvido um modelo matemático para trocadores genéricos compostos por canais paralelos, abrangendo os PHEs com arranjos em paralelo tipo Z e arranjos em serie. O sistema de equações diferenciais resultante é resolvido na forma matricial através de cálculo de autovalores e autovetores. Os métodos de formulação e solução propostos são complexos, e o conjunto dos artigos, com complementos e erratas publicadas, torna um tanto confuso o seu total entendimento.

As inúmeras possibilidades de circulação de fluido dentro de um PHE complicam o desenvolvimento de um método geral para a solução das equações que descrevem a transferência de calor. Rene e Lalande (1987) desenvolveram e compararam dois métodos de solução numérica para esta questão. Os resultados dão os parâmetros necessários para o dimensionamento dos PHEs.

Pignotti e Tamborenea (1988) verificaram ainda que os canais das extremidades e aqueles próximos às mudanças de passe têm desempenho térmico reduzido, o que influi na eficiência total do trocador. Entretanto, se o número de placas for elevado, estes efeitos podem ser desprezados, possibilitando o uso de um método aproximado para o cálculo da eficiência térmica.

Diferentes configurações também foram comparadas por Shah e Kandlikar (1988) e Kandlikar e Shah (1989a). O método numérico de diferenças finitas de segunda ordem foi empregado para a resolução da modelagem térmica. Como muitos trabalhos de modelagem, na época de publicação, limitaram a PHEs com pequeno número de placas, enquanto que os trocadores

comerciais normalmente têm mais de 40 placas, foram considerados números maiores para os casos de avaliação. A eficiência do trocador pode ser calculada através da diferença média logarítmica de temperatura (*LMTD*), assim como no caso dos trocadores de casco e tubos, adotando-se um fator de correção adequado. Através de diversas simulações foram construídas tabelas que relacionam este fator de correção ao número de placas, à configuração do trocador, à razão entre as capacidades caloríficas dos fluidos ( $C^*$ ) e ao número de unidades de transferência de calor (*NTU*). Estas tabelas compreendem os arranjos de passes mais usuais e podem ser usadas para o dimensionamento de PHEs (Shah e Focke, 1988; Hewitt et al, 1994).

Kandlikar e Shah (1989b) apresentam um método aproximado para resolução da modelagem térmica para um elevado número de placas, tendo como hipótese que os efeitos das mudanças de passe e nas placas dos extremos podem ser desprezados. O PHE foi, então, dividido em trocadores menores de fluxo permanente contracorrente ou paralelo (cuja eficiência térmica é conhecida) associado em série ou em paralelo. Os autores alegam que este método fornece uma boa estimativa da eficiência para configurações complexas, para as quais o fator de correção da *LMTD* não é disponível.

Um método aproximado de solução de uma equação matricial foi proposto por Zaleski e Klepacka (1992a). A solução analítica para o perfil de temperatura em um canal é uma combinação linear de exponenciais, com o número de termos igual ao número de canais do PHE. Neste novo método proposto, a distribuição de temperatura em cada canal é aproximada por uma função exponencial com cinco coeficientes de ajuste. A integração do sistema de equações fornece os valores dos coeficientes para cada canal. Este método de aproximação foi considerado pelos autores mais eficiente do que o proposto por Settari e Venart (1972), porém, de acordo com Zaleski e Klepacka (1992a), ambos não fornecem bons ajustes nos casos onde há grande diferença entre as capacidades caloríficas dos fluidos (considerando diversos tipos de arranjos de passes) ou PHEs com poucos canais e altos valores de *NTU*.

Sharifi et al. (1995) analisaram numericamente um PHE em contra corrente, em condições de regime permanente e transiente. Diferentes métodos numéricos foram utilizados no seu modelo para prever a distribuição da temperatura, bem como a temperatura de saída no canal. Compararam seus resultados com os perfis de temperatura de ambos os regimes. Validaram, também, os resultados numéricos, comparando-os com os resultados

experimentais obtidos em um equipamento de teste especialmente desenvolvido para este fim.

Um método de cálculo para simular um PHE em regime permanente foi apresentado por Strelow (2000). O modelo permite determinar matematicamente, e sem iteração, os perfis de temperatura e garante exatidão analítica, e a simulação da troca de calor ao longo das paredes da placa, tanto como o espalhamento do fluxo nas passagens. No modelo considera-se a direção do fluxo nos PHEs que permite uma aproximação para a solução exata do sistema de equações diferenciais.

Jang e Lin (2000) fizeram um estudo numérico das características termo-hidráulicas de um escoamento turbulento entre duas placas Chevron paralelas. Neste caso utilizou-se o modelo de turbulência Chen's K – Omega para simular os efeitos de turbulência. Os resultados mostram que os coeficientes de transferência de calor e queda de pressão aumentam quando o ângulo de corrugação Chevron é maior.

Um modelo matemático foi desenvolvido por Gut e Pinto (2003) para a simulação operando em regime permanente com configurações generalizadas para trocadores de calor de placas, caracterizada por um conjunto de parâmetros. Têm-se como resultados os perfis de temperatura, a eficiência térmica, a distribuição dos coeficientes de transferência de calor e de queda de pressão ao longo do canal, conhecidos o número de canais, o estado termodinâmico dos fluidos em ambos os lados da placa e o tipo de escoamento.

Mehrabian (2003) desenvolveu uma abordagem analítico-numérica para determinar a variação longitudinal da temperatura do escoamento nas passagens de um trocador de calor de placas. Consideraram-se as seguintes hipóteses para a abordagem para todo o PHE: fluxo de calor uniforme, uma relação linear entre o coeficiente global de transferência de calor ( $U$ ) e a temperatura, e uma relação linear entre  $U$  e  $\Delta T$ . Seu modelo foi baseado na solução de equações diferenciais simultâneas obtidas da equação de balanço de energia para os volumes de controle nos canais das correntes fria e quente.

Khoramabadi (2004) conduziu um programa de simulação para prever a distribuição de temperatura unidimensional do escoamento nos canais de um PHE, quando a viscosidade dos fluidos varia com respeito à temperatura. Khoramabadi (2004) validou seu programa computacional baseado em diferenças finitas, incorporando as dimensões da placa e detalhes do escoamento utilizados na análise experimental de Haseler et al. (1992) e obteve uma boa concordância entre os resultados numéricos e experimentais.

A influência do ângulo de corrugação Chevron sobre o desempenho termo-hidráulico de um PHE foi estudada por Focke et al. (1985) e Yang (1999) que realizaram simulações numéricas para o cálculo de campo de velocidades e distribuição de temperaturas para um PHE operando em condições de baixa velocidade. Usando o modelo de Renault, Zhao (2001) mostrou que o regime do escoamento e a inclinação do ângulo Chevron de um PHE são parâmetros importantes.

Han et al (2010) obtiveram os campos de temperatura, pressão e velocidade em trocadores de calor de placa. Do campo da temperaturas pode-se observar que, na primeira zona o gradiente de temperatura aumenta gradualmente até o máximo valor, no centro a gradiente de temperatura torna-se menor novamente. A maior temperatura aparece no entorno da porta superior, enquanto que a menor temperatura aparece no escoamento do fluido frio no entorno da porta inferior. No campo de pressão pode-se observar que a pressão do fluido é gradualmente reduzida ao longo da direção do escoamento. No campo de velocidades observa-se uma nitida “zona morta” longe do lado ondulado da porta, onde a taxa de fluxo de fluido é muito baixa.

Prabhakara Rao et al.(2002) realizaram um estudo de distribuição não uniforme do fluido em um PHE e concluíram que supor que as taxas de fluxo em todos os canais são as mesmas é incoerente com os resultados experimentais. Baseados nesta constatação um novo modelo de cálculo foi por eles apresentado, considerando a distribuição não uniforme do fluido. Os resultados foram consistentes quando comparados com dados experimentais. Dwivedi e Das (2007) apresentaram um novo modelo teórico para a variação de fluxo nos PHEs, e revelaram que o escoamento não uniforme nos PHEs tem um grande efeito sobre a transferência de calor. Tsai et al. (2009) estudaram as características hidrodinâmicas e de distribuição de fluxo em dois canais transversais ondulados de trocadores de calor de tipo placas. Um modelo tridimensional com a geometria do tamanho real dos dois canais transversais ondulados fornecidos pelas placas Chevron e levando em conta os pontos de entrada e saída, foi adotado para o estudo numérico. As características de velocidade local próximo dos pontos de contato foram discutidas. A distribuição de pressão, velocidade e fluxo do fluido entre os dois canais do trocador de calor de tipo placas também foram apresentados.

Também foi tema de investigação o desempenho dos trocadores de calor de placas quando a condução de calor axial está presente nos canais Kroger (1967), Das e Roetzel (1998) e Mehrabian et. al. (2006) desenvolveram um

programa baseado no método de diferenças finitas para resolver as equações que regem a transferência de calor no equipamento. O fluxo do canal foi dividido em pequenos elementos na direção axial e as propriedades físicas consideradas constantes para cada elemento. Mudanças de viscosidade de um elemento para outro foram consideradas. Os resultados numéricos obtidos foram validados com dados obtidos na literatura.

Nos últimos anos, Andresen e Skaugen (2008) desenvolveram um novo modelo de simulação de PHE. Foi desenvolvido um modelo altamente configurável permitindo um fluxo complexo e diversas configurações da placa. Isto permitiu investigar diferentes geometrias do trocador de calor em relação ao desempenho do sistema, e também fazer comparações entre os sistemas representativos com diferentes refrigerantes. O CO<sub>2</sub> foi testado como fluido refrigerante para três configurações diferentes. Os resultados ilustram o impacto que o projeto do trocador de calor de placas pode ter sobre o desempenho do sistema. Arsenyeva et al. (2009) desenvolveram um modelo matemático para obter o dimensionamento ótimo para PHEs. Este modelo incluía o número de passes, o número de placas com diferentes geometrias de corrugação e o tipo de tamanho de placa. Uma solução ótima foi obtida para dois casos testados.

Dović (2009) desenvolveu um modelo matemático com objeto de derivar correlações para prever o fator de atrito ( $f$ ) e o número de Nusselt ( $Nu$ ) para um escoamento em canais de geometria arbitrária ( $\beta$  e  $b/L$ ). O fator de atrito e o número de Nusselt foram calculados pelas correlações apresentadas no seu artigo. Mostraram seus resultados ser consistentes com dados experimentais da literatura, para  $Re = 2 - 10.000$ ,  $\beta = 15^\circ - 67^\circ$  e  $b/L = 0.25 - 0.4$ .

Finalmente uma modelagem baseada em equações diferenciais parciais não lineares foi apresentada por Aprea e Renno (2010). Este modelo foi desenvolvido para identificar configurações de controle de capacidade de refrigeração capazes de obter economia de energia.

### 2.3.

#### **Simulações numéricas – Troca de calor com mudança de fase**

A literatura referida à modelagem de PHEs que operam como evaporadores e condensadores nos sistemas de refrigeração, ou bombas de calor, ainda se apresenta uma reduzida bibliografia.

Cooper (1974) investigou a condensação em PHEs para sete diferentes tipos de placas. O modelo de previsão dado por Annie et al (1961), para a

condensação em um tubo horizontal, foi aplicado à condensação de vapor de água em um PHE. Isto permitia prever a taxa de transferência de calor dentro de uma incerteza de 20%. Entretanto, mas a queda de pressão foi substancialmente subestimada, em comparação com dados experimentais. Tovazhnyanskiy e Kapustenko (1980) propuseram uma correlação baseada na analogia calor e momentum com base nos resultados modificados de Boyko e Kruzhilin (1967) para a condensação em PHEs. Eles concluem que a analogia entre transferência de calor e de momentum é uma ferramenta viável para as correlações em desenvolvimento, e que o coeficiente de transferência térmica é fortemente influenciado pelo fluxo de calor e a velocidade da corrente.

Uma série de esforços para desenvolver um programa de computador geral para prever a transferência de calor e queda de pressão de refrigerantes de um único componente e misturas binárias durante a condensação em trocadores de calor de tipo placas foi desenvolvido por Arman e Rabas (1995). O cálculo de transferência de calor foi baseado na correlação de Tovazhnyanskiy e Kapustenko (1980) e, para a queda de pressão, no método de Lockhart - Martinelli (1949). O canal de condensação é dividido em uma série de etapas, e o coeficiente de transferência de calor e queda de pressão para cada etapa foi calculada iterativamente. Um número de constantes nas correlações foi determinado pela comparação com dados experimentais da literatura. Resultados com amônia saturada pura foram comparados com as previsões do programa de computador, com os desvios sendo considerados pequenos para o caso de um fluido de um único componente.

Bansal e Purkayastha (1998) apresentaram um modelo de simulação em regime permanente para prever o desempenho de novos refrigerantes em um sistema de refrigeração por compressão de vapor utilizando trocadores de calor de placas. Neste modelo fizeram a modelagem de trocadores de calor de placas (condensador e evaporador), baseado em uma análise  $\varepsilon$  -  $NUT$  e utilizaram abordagem de análise elementar para o escoamento monofásico e bifásico. Empregaram correlações para tubos para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor na ebulição e condensação. O modelo foi validado com dados experimentais para o R22 e propano (R290).

Um programa para evaporadores do tipo tubos e placas, com diferentes ângulos Chevron, foi desenvolvido por Brown e Pearson (1998), baseado nas equações de Schlunder para prever os coeficientes de transferência de calor e queda de pressão.

Ribeiro e Caño (2002a, 2002b) desenvolveram um algoritmo para a simulação em regime permanente de um evaporador de placas para fluxo em paralelo ou contracorrente. O algoritmo, baseado na resolução simultânea de equações de balanço de energia e massa associadas à equação de transferência de calor, permite calcular os perfis de temperatura ao longo dos canais para as duas correntes quentes e frias. Um exemplo de pasteurização de leite foi simulado para diferentes condições de operações, demonstrando a eficiência do algoritmo.

Uma metodologia simples para calcular o desempenho térmico e a efetividade de um canal de um passe só, em um PHE, quando uma das correntes passa por uma mudança de fase, especificamente a condensação, é apresentada por Wright e Heggs (2002). Soluções analíticas foram fornecidas para o sistema, considerando-se constante o coeficiente global de transferência de calor, para qualquer arranjo paralelo ou contracorrente. Esta análise foi estendida para sistemas com o coeficiente global de transferência de calor dependente do título de vapor no regime de circulação bifásica.

Wellsandt e Vamling (2003) investigaram teórica e experimentalmente um evaporador de placas, considerado como uma série de tubos verticais, para uma comparação entre os refrigerantes R22 e R134a.

Tovazhnyansky et. al (2004) apresentaram uma simulação numérica utilizando equações semi - empíricas de transferência de calor e massa ao longo da superfície do condensador de placas, para diferentes misturas de multicomponentes, com componentes não condensáveis. Os resultados mostram que o aumento de transferência de calor e massa em um condensador de placas, para o caso de uma mistura de quatro componentes, permite a possibilidade de diminuir de 1,8 a 2 vezes a superfície de transferência de calor necessária, comparativamente a um trocador de casco e tubos para os mesmos parâmetros do processo.

Finalmente Jassim (2006) construiu um modelo baseado na energia cinética do escoamento a fim de relacionar os dados da queda de pressão bifásica com os dados de fase única.

## 2.4. Estudos experimentais

Tovazhnyanski e Kapustenko (1984) mediram o coeficiente local de transferência de calor em um condensador tipo placa, apresentando o número de Nusselt médio em relação ao número de Reynolds líquido, bem como o número de Nusselt local em cinco zonas ao longo da placa. Concluíram que a transferência de calor é controlada pela taxa de cisalhamento.

Panchal (1985) obteve os coeficientes de transferência de calor e queda de pressão com diferentes ângulos Chevron empregando amônia. Nakaoka e Uechara (1988) e Longo et al. (2004) publicaram dados da condensação do R22 em um PHE com superfícies reforçadas.

A condensação no interior de um BPHE com presença de óleo lubrificante para alguns refrigerantes foi estudado por Dutto et al. (1991), utilizando o refrigerante R142b. Observou-se que o coeficiente de transferência de calor global aumentou em 25%, para o dobro do fluxo de calor. Palmer et al. (2000) avaliaram o número Nusselt médio para o R22 e refrigerantes inflamáveis (R290 e R290/R600a, 70/30% em massa; R32/R152a, 50/50% em massa) em condensadores.

Wang e Zhao (1993) e Wang et al. (1999) obtiveram resultados dos coeficientes de transferência de calor e queda de pressão na condensação de vapor em um PHE com placas tipo Herringbone. O modelo Lockhart – Martinelli (1949) foi utilizado para correlacionar a queda de pressão em um escoamento bifásico. Os resultados sugerem que a taxa média de condensação é uma função da velocidade mássica de condensado, das condições de saída, do potencial de temperatura, de pressão e do número de Prandtl líquido.

A comparação dos refrigerantes R290 e R22 na condensação e na ebulição no interior de um BPHE em uma bomba de calor foram estudadas por Pelletier e Palm (1996), que afirmam que, para uma mesma carga térmica, o R290 mostra desempenho semelhante em termos de troca de calor ao R22 tanto na evaporação como na condensação, juntamente com 50% menos de queda de pressão inferior. Em oposição, Corberan et al. (2000) e Setaro e Boccardi (2000) afirmam que o R290 apresenta os coeficientes de transferência de calor e queda de pressão inferiores ao R22, tanto na evaporação quanto na condensação.

O efeito da inclinação sobre o desempenho de um condensador tipo placas, para o refrigerante R22, foi estudado por Kedzierski (1997), obtendo

como resultado a melhora de 30% na transferência de calor para uma rotação de 90° em relação ao eixo horizontal, indicando o forte efeito da gravidade no desempenho de trocadores de calor de placas.

A influência de parâmetros como o título de vapor, o fluxo mássico, o fluxo de calor, a temperatura e pressão de saturação e o grau de superaquecimento sobre a transferência de calor e queda de pressão durante a condensação foi estudada por Yan et al. (1999) na condensação do R134a no interior de um BPHE. Kuo et al. (2005) obtiveram resultados para os refrigerantes R134a e R410A em um PHE. Han et al. (2003) e Lin et al. (2007) estudaram os refrigerantes R410A e R22 em um BPHE considerando a influência das configurações geométricas (ângulo Chevron). Wurfel e Ostrowski (2004) estudaram a água e o heptano. Jokar et al. (2004) utilizaram uma análise dimensional para determinar os coeficientes de transferência de calor e queda de pressão para o R134a em um BPHE. Jeong et al. (2007) utilizaram o refrigerante R22. O grupo de Longo determinou os coeficientes de transferência de calor para os refrigerantes R134a (2007, 2008a, 2010a) e R410A (2009) no interior de um BPHE. Kabelac e Freund (2007), Djordjevic et al. (2008) e Shi et al. (2010) obtiveram resultados para o refrigerante R134a.

Thonon e Bontemps (2002) realizaram testes com hidrocarbonetos puros (R601, R600, R290) e misturas de hidrocarbonetos (R600/R290, 28/72% e 49/51 % em massa respectivamente). Miyara (2008) apresentou uma revisão da literatura sobre a condensação de hidrocarbonetos que inclui um parágrafo sobre a condensação no interior de um PHE. Thonon (2008) apresentou uma revisão de literatura sobre a transferência de calor bifásica de hidrocarbonetos em trocadores de calor compactos e geometrias reforçadas.

Dados experimentais para a transferência de calor na evaporação em trocadores de calor de placas têm sido publicados por alguns poucos grupos. Azarskov et al. (1981), Marvillet et al. (1991) e Wadekar et al. (1992) consideraram o efeito da geometria da placa e as condições de medição sobre a transferência de calor na ebulição em escoamento bifásico. Danilova (1981) publicou dados para a evaporação de R12, R22, R113 e amônia. Panchal et al. (1983) e Panchal e Hillis (1983) investigaram a evaporação de amônia e R22. Cohen e Carey (1989) investigaram a evaporação em um canal muito semelhante de um PHE, concluindo que o fluxo de calor tem efeito sobre o coeficiente de transferência de calor. Engelhom e Reinhart (1989) testaram um PHE com e sem distribuidor de admissão e com e sem gás superaquecido na saída do evaporador, mostrando uma diminuição de 25% na transferência de

calor quando o gás foi superaquecido na saída. Osterberger e Slipcevic (1990) testaram o R22 em um PHE. Hegg et al. (1993) apresentaram correções para os métodos da efetividade *NTU* e *LMTD* para os PHEs quando uma corrente sofre uma mudança de fase. Três casos foram estudados: (a) o fluxo de mudança de fase ocorre em mais um canal do que o fluxo monofásico, (b) o fluxo de mudança de fase possui um canal a menos do que o fluxo monofásico, (c) um número igual de canais. Pelletier (1998) investigou o uso de propano e outros hidrocarbonetos, como substitutos para o R22. Yan e Lin (1999), bem como Hsieh e Lin (2002, 2003), publicaram dados na ebulição de R134a e R410a. Eles mostram o coeficiente de transferência de calor local para uma placa tipo Chevron de 60° como função do título, fluxo mássico e fluxo de calor. Donowski e Kandlikar (2000) reutilizaram os dados experimentais de Yan e Lin (1999) e fizeram um ajuste de dados com a correlação de Kandlikar (1990). Boccardi et al (1999) relatou o desempenho dos PHEs e tubos utilizando R134a, R410A e R22. Wellsandt (2001) estudou a ebulição de R22 e R134a em um evaporador tipo placa de uma bomba de calor. Assim, medições da temperatura local ao longo da placa permitiram determinar o perfil de temperatura, assim, como os coeficientes de transferência de calor em função do título de vapor. Recentemente, Longo e Gasparella (2004, 2005, 2007c, 2007b e 2007c) publicaram dados experimentais dos coeficientes de transferência de calor globais e da queda de pressões durante a ebulição do R134a e R410A no interior de um BPHE. Palm e Claesson (2006) apresentaram métodos para prever os escoamentos monofásico e bifásico em PHEs, estudando o efeito de vários parâmetros geométricos na transferência de calor e queda de pressão em uma fase e duas fases. Sterner e Sunden (2006) informaram medições na evaporação de amônia em um PHE semi - soldado e um BPHE de níquel. Eles afirmaram que um distribuidor de fluxo de entrada permite um melhor desempenho no caso de operar o ciclo de refrigeração de válvula de expansão. Três correlações para o número de Nusselt são fornecidas para diferentes trocadores de calor de placas. Djordjevic et al. (2007a) estudaram o coeficiente de transferência de calor médio na evaporação do R134a dependente do título de vapor. Djordjevic e Kabelac (2008) estudaram a evaporação de R134a e amônia em um PHE com duas configurações do ângulo Chevron. E, finalmente, Zivkovic et al. (2009) determinaram o coeficiente de transferência de calor local na evaporação do R134a.

Entre os grupos acima, Wellsandt (2001), Longo et al. (2004), Djordjevic e Kabelac (2008) mediram a temperatura local ao longo da placa de um PHE. O

mecanismo dominante na ebulição, segundo Panchal et al. (1983), Panchal e Hillis (1984), Jonsson (1985), Hesselgreaves (1990), Engelhorn e Reinhart (1989), Osterberger e Slipcevic (1990), Kumar (1992), Pelletier (1998) e Hsieh Lin (2002, 2003), é a ebulição nucleada. Djordjevic et al. (2007), Djordjevic e Kabelac (2008) encontraram também uma influência de outros parâmetros como o título de vapor, os fluxos mássico e de calor.

Thonon et al. (1995, 1997), Margat et al. (1997) e Han et al (2003) , por outro lado, concluíram que o relevante mecanismo na evaporação é a ebulição convectiva. Danilova (1981) alega que apenas ebulição nucleada deve ser considerada, já que seus resultados indicam um regime de ebulição nucleada para os fluxos de calor mais elevados. Sterner e Sunden (2006) afirmam que o mecanismo relevante de ebulição muda de convectivo para nucleado em um determinado canal.

Poucos estudos foram publicados considerando a queda de pressão na ebulição através de um trocador de calor de placas. Alguns dos artigos disponíveis são de Panchal (1985), Marvillet et al. (1991), Kreissig e Muller-Steinhagen (1992). Testes com um evaporador configurado tanto como um evaporador de expansão direta (DX), como um evaporador inundado foram feitos por Le Plect et al. (1993). A transferência de calor na ebulição em trocadores de calor compactos foi estudada por Haseler e Butterworth (1995). Sterner e Sundén (1997) usaram amônia em quatro diferentes PHEs. O parâmetro de Chisholm (1967) é um termo de interação que depende do fluxo dos regimes das duas fases, na abordagem Lockhart – Martinelli foi estimado para diferentes PHEs. Margat et al. (1997) verificaram que a fração de vazio foi superestimada usando o modelo homogêneo de escoamento. A queda de pressão foi correlacionada com sucesso usando a abordagem por Lockhart – Martinelli com o parâmetro de Chisholm igual a 3.

## **2.5. Sistema de refrigeração em cascata**

Um interesse recente tem sido dedicado a sistemas de refrigeração em cascata para a refrigeração de baixa temperatura (Dossat, 2002). Nos sistemas em cascata há muitos estudos sobre o uso de diferentes fluidos refrigerantes. Pode-se mencionar Kim e Kim (2002), que realizaram um estudo experimental para os sistemas em cascata com CO<sub>2</sub> (R744), R744/R134a e R744/R290 como refrigerantes. Compararam os dados experimentais com uma simulação

adequada para as condições do sistema. Mostraram como resultados: a taxa de fluxo de refrigerante, potência do compressor, a capacidade de refrigeração, coeficiente de desempenho (COP).

Sawalha (2005) concluiu que as perdas no condensador do circuito de alta temperatura, evaporador e condensador de cascata podem ser reduzida se o tamanho dos trocadores de calor forem devidamente otimizados. Vários tipos de condensadores de cascata, como os trocadores de calor de placas, casco e placas ou casco e tubos, podem ser empregados para sistemas em cascata, igualmente para os dois circuitos de alta e baixa temperatura.

Lee et al. (2006) fizeram uma análise termodinâmica para determinar a temperatura de condensação mais adequada no condensador de cascata (ou trocador intermediário) de um sistema de refrigeração em cascata, operado com  $\text{CO}_2/\text{NH}_3$  como refrigerantes. Neste estudo tomou-se a diferença de temperatura no sistema da temperatura de evaporação, temperatura de condensação e do condensador em cascata como parâmetros de desenho. Com os resultados, eles apresentaram equações relacionando o coeficiente máximo de desempenho do sistema em função da diferença entre a temperatura de evaporação e temperatura de condensação, no condensador cascata.

Gong et al. (2009) mediram o parâmetro de desempenho de refrigeração com misturas azeotrópicas binárias (R170/R23 e R170/R116) e terciárias (R170/R23/R116). Além disso, o refrigerante R508B (R23/R116) também foi utilizado para comparações semelhantes. O refrigerante R404A foi usado no circuito do sistema de alta temperatura. Os valores do COP destes quatro refrigerantes, a capacidade de refrigeração e a temperatura do condensador foram determinados para várias temperaturas de condensação e evaporação. Concluíram que a mistura binária R170/R116 apresentou COP 10% maior que sistema operando com R508B. Concluíram, também, que as misturas apresentam melhor potencial em baixas temperaturas, da ordem de  $-80\text{ }^\circ\text{C}$ .

Bhattacharyya et al. (2005) analisaram casos ótimos de parâmetros de desempenho (pressão de saída do compressor, COP aquecimento, COP resfriamento, COP do sistema e a eficiência da segunda lei) em sistemas de aquecimento e resfriamento simultâneo. Eles têm enfatizado que o valor de COP tem aumentado e também que o propano junto com o  $\text{CO}_2$  tem sido idéias em termos da eficiência térmica neste tipo de sistemas.

Agnew e Ameli (2004) demonstraram a utilização do método termodinâmico de tempos finitos em um circuito de refrigeração em cascata, onde os refrigerantes R717 e R508B foram utilizados. Sugeriram vários dados

para projetistas, para este tipo de sistemas operando com refrigerantes alternativos. No sistema estudado, o R717 operava no circuito de alta temperatura e o R508B, no circuito de baixa temperatura. As pressões ótimas intermediárias foram apresentadas na forma de gráficos. O valor de consumo de energia foi dado para os pares de refrigerantes novos e antigos. Foram introduzidos refrigerantes alternativos (R717 e R508B) que mostraram melhor desempenho, se comparados com um par de refrigerantes tradicionais (R12 e R13).

Bansal e Jain (2007) avaliaram a temperatura ótima do condensador de cascata, de R744, para diferentes refrigerantes, tais como R717, R290, R404A e R1270, que atuam no circuito de alta temperatura.

Bhattacharyya et al (2007) analisaram simultaneamente aplicações de aquecimento e resfriamento em um sistema em cascata onde o par de refrigerantes  $\text{NH}_3$  e  $\text{CO}_2$  foi usado. No estudo apresentou-se o valor de COP (para o circuito de baixa temperatura, circuito de alta temperatura e sistema em geral) e a mudança da eficiência da segunda lei de acordo com a efetividade do trocador de calor e a diferença de temperaturas entre estágios. Foram, também, mostrados os valores do COP e a eficiência da segunda lei em termo da temperatura de gás de saída do evaporador. Demonstraram que o desempenho de todo o sistema é dependente dos trocadores de calor. Afirmaram que o projeto do evaporador e do trocador de calor intermediário influi de mesma forma no desempenho de todo o sistema.

Em outro estudo, Bhattacharyya et al (2007) analisaram o efeito do refrigerante novamente em um sistema cascata supercrítico  $\text{CO}_2 - \text{C}_3\text{H}_8$ . Realizaram, igualmente, uma otimização energética e exergética.

Getu e Bansal (2008) analisaram termodinamicamente um sistema de refrigeração em cascata, de amônia e dióxido de carbono (R744 e R717), para otimizar os parâmetros de funcionamento do sistema. O projeto e parâmetros de operação incluem no circuito de alta temperatura as temperaturas de condensação, grau de subresfriamento, temperatura de evaporação e grau de superaquecimento de amônia; e a diferença de temperatura no trocador de calor intermediário e, no circuito de baixa temperatura, as temperaturas de evaporação, superaquecimento, condensação e subresfriamento no dióxido de carbono. Propôs-se, no trabalho, uma temperatura ótima de evaporação para o R717 e uma relação ótima entre as vazões mássicas do R717 e R744, no sistema em cascata.

Bingming et al. (2009) analisaram o desempenho de um sistema de refrigeração em cascata com  $\text{NH}_3$  e  $\text{CO}_2$  como fluidos refrigerante. Estudaram o efeito de parâmetros operacionais, tais como a temperatura de evaporação, do ciclo de baixa temperatura, a diferença de temperaturas e o grau de superaquecimento no trocador de calor intermediário, sobre o desempenho do sistema. Concluíram que o COP do sistema em cascata é o melhor entre todos os sistemas disponíveis quando a temperatura de evaporação se situa abaixo de  $-40^\circ\text{C}$ .

Dopazo et al (2009) realizaram uma análise exergética para baixas temperaturas em um ciclo de refrigeração em cascata, onde o par de refrigerantes  $\text{CO}_2$  e  $\text{NH}_3$  foi utilizado. Apresentaram o valor de perda de exergia total em diferentes temperaturas de condensação. Apresentaram, também, os valores do COP do sistema em termos das temperaturas do condensador e evaporador. Além disso, realizaram um estudo de otimização dos valores do COP do sistema.

Finalmente Kilicarslan e Hosoz (2010) analisaram um sistema de refrigeração em cascata empregando vários pares de refrigerantes, a saber: R152a -R23, R290- R23, R507-R23, R234a-R23, R717-R23 e R404a-R23. Utilizando um código computacional e a partir de algumas hipóteses simplificadoras, determinaram que o COP do sistema de refrigeração em cascata aumenta, e a irreversibilidade diminui com o aumento da temperatura de evaporação e a eficiência politrópica do compressor para todos os casos estudados. No entanto, o COP do sistema diminui e a reversibilidade aumenta quando aumenta a temperatura de condensação e a diferença de temperaturas de saturação dos circuitos de alta e baixa temperatura. Além disto, o par de refrigerantes R717-R23 apresentou o maior COP e a menor irreversibilidade, enquanto que o par R507-R23 situou-se no outro extremo.

## 2.6.

### **Conclusões da revisão bibliográfica.**

Em resumo, a primeira parte da revisão literária mostra uma ampla gama de modelos matemáticos da transferência de calor e hidrodinâmica em um PHE operando sem mudança de fase. Tipicamente tais modelos eram constituídos por um sistema obtendo um sistema de equações derivadas da equação de conservação energia, para a solução de qual se consideraram algumas hipóteses simplificadoras e conhecidos métodos de solução tais, por exemplo,

Gill, Runge-Kutta ou diferenças finitas. Como produto destas modelagens foram obtidos os perfis de temperatura tanto como os de pressão e velocidade, em alguns casos, ao longo dos canais. Em alguns artigos, levou-se em consideração as configurações dos arranjos do fluido, a presença da condução axial nas placas, a influência do ângulo Chevron e a distribuição não uniforme do fluido sobre o desempenho termo hidráulico dos PHEs.

A modelagem dos PHEs com função de evaporador ou condensador apresenta uma bibliografia mais reduzida, a maioria dos modelos coincidindo em determinar os coeficientes de transferência de calor e queda de pressão. Tanto no trabalho de Arman e Rabas (1995) tanto como no de Bansal e Purkayastha (1997), é empregada uma abordagem de análise elementar de carácter local e, no caso do último, uma análise  $\varepsilon - NUT$ . Os trabalhos experimentais, na sua maioria, lidam com os refrigerantes CFC, HCFC, HFC, HC e suas misturas, além de  $NH_3$  e  $CO_2$ , apresentando correlações empíricas para determinar os coeficientes de transferência de calor e queda de pressão, em alguns casos locais e, em outros, valores médios. Foi considerada a influência de parâmetros como o título de vapor, os fluxos mássicos e de calor sobre os coeficientes. Finalmente, o mecanismo dominante na condensação é devido à taxa de cisalhamento e, na evaporação são ambos os mecanismos, das ebulições nucleada e convectiva.

Para os sistemas de refrigeração em cascata, estudado na literatura, observou-se a preocupação em determinar as temperaturas ótimas de evaporação, condensação em ambos os circuitos, assim também o COP para cada um dos circuitos e para o sistema em geral. Uma reduzida parte dos autores considera os refrigerantes alternativos de baixo impacto ambiental e uma nova tecnologia que pode melhorar o desempenho do sistema em cascata.

Em vista do acima exposto, observa-se a oportunidade para o desenvolvimento de um modelo de simulação em regime permanente para prever o desempenho térmico de trocadores de calor tipo placas, inclusive com a utilização de fluidos alternativos em um sistema de refrigeração em cascata. O modelo utiliza uma abordagem de análise local mediante o método de volumes de controle elementares. Condições de escoamento monofásico ou bifásico são consideradas. E para cada elemento serão aplicadas as equações da continuidade, de conservação da energia e do momentum, assim como a equação de transferência de calor (método  $\varepsilon - NTU$ ) as quais serão resolvidas por método numérico sequencial iterativo.