

ANÁLISE TÉRMICA DE EVAPORADOR DE GLP A CONVECÇÃO NATURAL

João Carlos Martins Coelho

Escola de Engenharia Mauá
Praça Mauá, 01 – S. Caetano do Sul – S. P. – CEP: 09580-900
jcmc@ipt.br

Roberto de Aguiar Peixoto

Escola de Engenharia Mauá
Praça Mauá, 01 – S. Caetano do Sul – S. P. – CEP: 09580-900
roberto@maua.br

Marco Antonio Soares de Paiva

Escola de Engenharia Mauá
Praça Mauá, 01 – S. Caetano do Sul – S. P. – CEP: 09580-900
mpaiva@ipt.br

Resumo. Usualmente, a vaporização de GLP é obtida a partir do suprimento de energia destinado à mudança de fase em equipamentos apropriados – vaporizadores. Esse fornecimento energético, freqüentemente na forma de energia elétrica, tem custos operacionais elevados. Buscando por uma solução mais econômica e segura, foi desenvolvido um modelo matemático que descreve os processos térmicos que ocorrem em um vaporizador constituído por um banco de tubos verticais longitudinalmente aletados. Neste equipamento, a mudança de fase ocorre devido ao suprimento de energia pelo meio ambiente através de um processo de transferência de calor por convecção natural. A fim de determinar o coeficiente de transferência de calor no interior do tubo, foi utilizado o modelo de Chen (1966) e o coeficiente de transferência de calor externo foi determinado considerando-se que o perfil de temperaturas da face externa não é uniforme. Este modelo permitiu demonstrar a viabilidade operacional desse tipo de equipamento e, além disto, mostrar que, em seu projeto, deve ser contemplada a ocorrência de um perfil externo variável de temperaturas..

Palavras chave: vaporização, evaporador, GLP, convecção natural.

1. Introdução

Usualmente, os sistemas de armazenamento de GLP para uso industrial são compostos por dois ou mais tanques nos quais se encontra este combustível, sobretudo, na fase líquida. A utilização deste combustível se inicia pela descarga da fase líquida, sendo necessária, a seguir, a ocorrência de um processo de vaporização seguido de um processo de redução de pressão de forma a obter-se o combustível na fase vapor e em uma pressão adequada ao seu uso em queimadores industriais. Tradicionalmente a vaporização de GLP é obtida a partir do fornecimento de energia, destinada à mudança de fase, em equipamentos apropriados – vaporizadores. Esse fornecimento energético apresenta custos elevados tanto do ponto de vista de investimento quanto do ponto de vista operacional.

Nesse contexto, verifica-se ser extremamente atrativa a possibilidade de promover a mudança de fase do GLP, utilizando trocadores de calor nos quais a fonte quente consiste no meio ambiente, e nos quais o processo de transferência de energia, do ambiente para a parede externa do evaporador, dá-se por convecção natural.

O objetivo do presente trabalho é o de realizar uma análise dos processos térmicos que ocorrem em um trocador de calor destinado à vaporização de Gás Líquido de Petróleo, GLP, por convecção natural.

2. O processo de vaporização

Por hipótese, o GLP encontra-se armazenado em um tanque à temperatura ambiente, havendo equilíbrio entre as fases líquida e vapor. O sistema de descarga do tanque é projetado de forma que o combustível é coletado apenas na fase líquida, sendo, a seguir, transportado até uma válvula de expansão e estando, assim, à entrada desta válvula, no estado de líquido saturado. Por hipótese, será considerado que, na válvula, ocorre um processo de expansão isoentálpica, o que faz com que, à sua saída, disponha-se de uma mistura de líquido e vapor saturados a uma temperatura inferior à temperatura do GLP à entrada da válvula, a qual é igual à temperatura ambiente. É exatamente esse processo que, por sua natureza, permite a obtenção do gradiente de temperatura necessário à ocorrência do processo de vaporização o qual ocorrerá nos tubos verticais do evaporador. O estado do GLP na entrada dos tubos será considerado igual ao seu estado à saída da válvula de expansão, e o seu escoamento ocorrerá na direção vertical, sentido ascendente. Considera-se que o ar ambiente, longe do evaporador, permanecerá, ao longo do trocador de calor, em

temperatura constante e que o GLP terá a sua temperatura variando à medida que o processo de evaporação se desenvolver.

3. O modelo matemático

O presente modelo foi elaborado considerando que: os processos analisados ocorrem em regime permanente; o GLP é constituído basicamente por uma mistura de normal-butano e propano, sendo que seus outros componentes eventuais não têm papel relevante nos processos analisados; o combustível armazenado no tanque está inicialmente à temperatura ambiente e permanece, durante o processo de esvaziamento deste tanque, nesta temperatura; a composição do GLP admitida no vaporizador é invariável e igual à composição da fase líquida presente no tanque de armazenamento, e, na saída do vaporizador tem-se este fluido no estado de vapor saturado em uma pressão preestabelecida em função das características dos equipamentos que o consumirão, e da perda de carga do escoamento na tubulação de transporte do GLP do vaporizador até os pontos de consumo.

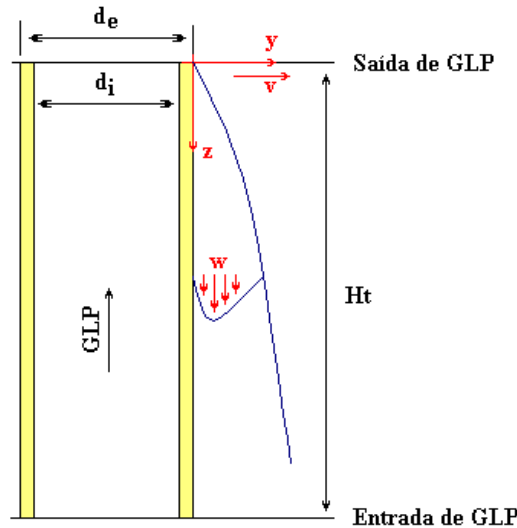


Figura 1. Tubo do vaporizador.

Respeitadas as hipóteses preestabelecidas, pode-se dizer que, para uma posição qualquer do tubo, o fluxo de calor na face interna da parede do tubo será dado por:

$$\dot{q}_i'' = U_i(T_{ar} - T_i) \quad (1)$$

onde: T_{ar} é a temperatura do ar ambiente, °C ; T_i é a temperatura média do fluido no interior do duto, °C; U_i é o coeficiente global de transferência de calor determinado com base na área interna, kW/m² °C, e \dot{q}_i'' é o fluxo local de calor na face interna da parede do tubo.

O coeficiente global de transferência de calor determinado com base na área da face interna da parede do duto, considerando que o tubo é externamente aletado com aletas longitudinais produzidas no processo de extrusão do tubo, é dado por:

$$U_i = [A_i R_i + A_i R_t + A_i R_e]^{-1} \quad (2)$$

Onde:

$$A_i R_i = h_i^{-1} \quad (3)$$

$$A_i R_t = (d_i/k_t) \ln(d_e/d_i) \quad (4)$$

$$A_i R_e = \pi \cdot d_i \left\{ N_a \cdot \sqrt{2 \cdot h_e \cdot k_t} \cdot e \left[\frac{\sinh \Omega L + \left(\frac{h_e}{\Omega \cdot k_t} \right) \cosh \Omega L}{\cosh \Omega L + \left(\frac{h_e}{\Omega \cdot k_t} \right) \sinh \Omega L} \right] + d_e \cdot h_e \cdot \left[\pi - 2 N_a \cdot \arcsen \left(\frac{e}{d_e} \right) \right] \right\}^{-1} \quad (5)$$

$$\Omega^2 = \frac{2 \cdot h_e}{k_t \cdot e} \quad (6)$$

Nas expressões acima d_i e d_e são, respectivamente, os diâmetros interno e externo do tubo, m , h_i e h_e são os coeficientes de transferência de calor interno e externo, $\text{kW/m}^2\text{°C}$, e k_t é a condutibilidade térmica do material constituinte do tubo, $\text{kW/m}^{\circ}\text{C}$, N_a é o número, e e é a espessura, m , e L é o comprimento das aletas, m .

A aplicação da primeira lei da termodinâmica resulta em que a taxa de transferência de calor entre ao ar ambiente e o fluido que escoar no interior do tubo será dada por:

$$\dot{q}_i'' \cdot \pi \cdot d_i = -\dot{m} \frac{dH}{dz} \quad (7)$$

onde: \dot{m} é a vazão mássica, kg/s , e H é a entalpia específica do GLP, kJ/kgK , e z é a ordenada vertical orientada no sentido descendente.

A solução do conjunto de equações acima apresentadas conduzirá, por exemplo, à determinação da altura do tubo necessária à ocorrência da vaporização de uma determinada vazão mássica de GLP, ou, ainda, à determinação de outros parâmetros geométricos tais como: área de transferência de calor, diâmetro, etc. Para tal, são exigidos, além do conhecimento do comportamento da pressão deste fluido ao longo do tubo, a determinação do coeficiente de transferência de calor entre o GLP e a parede interna do tubo, h_i , e a determinação do coeficiente de transferência de calor entre o ar ambiente e a parede externa do tubo, h_e .

3.1. Determinação do coeficiente de transferência de calor bifásico

Chen (1966) propôs uma correlação que, além de permitir a análise do processo de transferência de calor desde a condição descrita pelo título nulo até atingir o título unitário, apresenta a característica de ser acurada quando comparada com outras disponíveis. Para a realização deste trabalho optou-se pela utilização desse modelo, já tradicional e largamente testado, no qual se considera que o coeficiente de transferência de calor bifásico entre o fluido e a parede interna do duto, h_i , é basicamente composto pela contribuição da ebulição nuclear, h_{NB} , e pela contribuição da transferência de calor por convecção forçada, h_c , qual seja:

$$h_i = h_{NB} + h_c \quad (8)$$

Neste modelo, admite-se que o componente h_c pode ser determinado utilizando-se a equação de Dittus-Boelter modificada na forma:

$$h_c = 0,023 \frac{k_L}{d_i} \text{Re}_L^{0,8} \text{Pr}_L^{0,4} F \quad (9)$$

onde k_L é a condutibilidade térmica da fase líquida do GLP, $\text{kW/m}^{\circ}\text{C}$, o número de Reynolds, Re_L , e o número de Prandtl, Pr_L , se referem à fase líquida, e a variável F é denominada fator de ebulição convectiva sendo uma função gráfica estabelecida com base no Parâmetro de Martinelli, X_{tt} , que pode ser expresso por:

$$X_{tt} = \left[\frac{1-x}{x} \right]^{0,9} \left[\frac{\rho_V}{\rho_L} \right]^{0,5} \left[\frac{\mu_L}{\mu_V} \right]^{0,1} \quad (10)$$

onde x é o título do fluido, ρ_V ; ρ_L ; μ_V e μ_L são, respectivamente as massas específicas e viscosidades absolutas das fases líquida e vapor do GLP.

Collier (1981) sugere que o fator de ebulição convectiva pode ser avaliado pela seguinte representação matemática:

$$F = 1,0 \quad \text{para} \quad \frac{1}{X_{tt}} \leq 0,10 \quad (11)$$

e

$$F = 2,35 \left[\frac{1}{X_{tt} + 0,213} \right]^{0,736} \quad \text{para} \quad \frac{1}{X_{tt}} > 0,10 \quad (12)$$

Para a determinação do coeficiente de transferência de calor referente à contribuição da ebulição nuclear, h_{NB} , Chen (1966) utilizou a equação de Forster e Zuber (1955) modificada na forma:

$$h_{NB} = 0,00122 \left(\frac{k_L^{0,79} c_{pL}^{0,45} \rho_L^{0,49}}{\sigma^{0,5} \mu_L^{0,29} H_{LV}^{0,24} \rho_V^{0,24}} \right) (T_{pi} - T_{sat})^{0,24} (P_{sti} - P_{sat})^{0,75} S \quad (13)$$

Nesta expressão, k_L é a condutibilidade térmica da fase líquida, J/kgK, H_{LV} é a entalpia de vaporização, J/kgK, c_{pL} é o calor específico a pressão constante da fase líquida, J/kgK, σ é a tensão superficial, N/m, P_{sti} e P_{sat} são as pressões de saturação, Pa, nas temperaturas da face interna da parede, T_{pi} , °C, e do fluido, T_{sat} , °C.

O Fator de Supressão, S, assim como o Fator de Ebulição Convectiva, F, também é uma função gráfica. A fim de viabilizar os cálculos computacionais exigidos, optou-se pela representação desta função gráfica através da função polinomial apresentada a seguir, desenvolvida a partir da representação desta função disponível em Özişic (1990).

$$S = 9,2317 \cdot 10^{-1} - 8,7200 \cdot 10^{-6} \cdot Re_{tp} + 3,676 \cdot 10^{-11} \cdot Re_{tp}^2 - 5,493 \cdot 10^{-17} \cdot Re_{tp}^3 \quad (14)$$

onde:

$$Re_{tp} = F^{1,25} \cdot Re_L \quad (15)$$

3.2. Determinação do coeficiente de transferência de calor por convecção natural

No caso em análise, a temperatura do meio fluido, ar, estará mais elevada do que a temperatura da parede sólida, face externa do tubo. Assim sendo, no processo convectivo, o fluido, ar, movimentar-se-á no sentido descendente. Considera-se, por hipótese que o tubo tenha uma altura, H_t , a ser determinada, tal que à sua saída o título do fluido seja unitário. Nessa situação serão geradas uma camada limite térmica e uma dinâmica a partir da extremidade superior do tubo. Por este motivo, para efeito da condução dos cálculos, será considerado que a ordenada vertical, z , terá sua origem na extremidade superior do tubo e sentido descendente, conforme já indicado na Fig. (1).

A camada limite dinâmica desenvolvida no processo de transferência de calor por convecção natural é, inicialmente, laminar, tornando-se, posteriormente, turbulenta. Constuma-se estabelecer na literatura, que a transição entre o regime laminar e regime turbulento, para o caso em estudo, ocorre para números de Rayleigh da ordem de 10^9 . A análise a seguir apresentada aplica-se à porção laminar da camada limite dinâmica.

A determinação do coeficiente de transferência de calor advém da solução das equações da camada limite que são a seguir apresentadas. Considere-se o sistema de ordenadas indicado na Fig. (2). Conforme Kays (1980), supondo que o ar possa ser tratado como uma substância pura, que seja um fluido newtoniano, que o escoamento seja bidimensional e que ocorra em regime permanente, podem-se aplicar as equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia resultando em:

$$\frac{\partial w}{\partial z} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (16)$$

$$w \frac{\partial w}{\partial z} + v \frac{\partial w}{\partial y} = g\beta(T_{ar} - T_{pe}) + \nu_{ar} \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \quad (17)$$

$$w \frac{\partial T}{\partial z} + v \frac{\partial T}{\partial y} = -\alpha \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (18)$$

onde v e w são as velocidades nas direções y e z , m/s, T é a temperatura do ar na camada limite, °C, g é a aceleração da gravidade, m/s², α_{ar} é a difusividade térmica, m²/s, e ν_{ar} é a viscosidade cinemática do ar, m²/s.

As condições de contorno adequadas ao problema são: $v = 0$; $w = 0$ e $T = T_{pe}$ para $y = 0$; e $w = 0$, $T = T_{ar}$ para $z = 0$; e, finalmente, w tendendo a 0 e T tendendo a T_{ar} para y tendendo a infinito.

Uma das soluções exatas obtidas pelo método da similaridade para esse conjunto de equações é aquela na qual a diferença entre a temperatura do meio e a da parede é variável segundo uma função do tipo:

$$T_{ar} - T_{pe} = m_0 \cdot e^{m_1 z} \quad (19)$$

Kays (1980) mostra que a solução das equações da camada limite para convecção natural com escoamento laminar sobre uma placa plana semi infinita, vertical e a temperatura constante, conduz à conclusão que o número de Nusselt

local é uma função tanto do número de Grashof local quanto do número de Prandtl e indica, também, que a correlação é do tipo:

$$Nu_z = c \cdot (Gr_z \cdot Pr)^{1/4} \quad (20)$$

Onde a constante c é uma função do número de Prandtl. Ede (1980) sugere, para número de Prandtl igual a 0,72, a utilização da expressão:

$$Nu_z = \frac{3}{4} \left(\frac{2 \cdot Pr}{5(1 + 2 Pr^{0,5} + 2 Pr)} \right)^{0,25} (Gr_z \cdot Pr)^{0,25} \quad (21)$$

Tendo em vista que, realmente a temperatura do GLP deverá variar segundo a ordenada vertical – já que o GLP é uma mistura de substâncias – verifica-se que a utilização da expressão acima para o número de Nusselt conduzirá a determinações de temperaturas da face externa da parede do tubo, T_{pe} , variáveis com a ordenada vertical, solução incompatível com a hipótese inicial de que a temperatura da parede seria constante. Assim sendo, propõe-se a solução do problema em dois níveis. O primeiro nível é a solução obtida com base no equacionamento acima, e o segundo nível seria obtido considerando-se que a diferença entre a temperatura T_{pe} e a temperatura do ar ambiente tem o seu comportamento descrito pela equação (19), sendo que as constantes “ m_0 ” e “ m_1 ” presentes nesta equação são obtidas por meio de um processo de ajuste deste tipo de curva aos resultados obtidos na primeira solução.

Sparrow e Gregg (1958) estudaram o processo de transferência de calor por convecção livre entre placas planas verticais e um meio fluido e, para a situação descrita pela equação (19), apresentaram a seguinte solução:

$$Nu_z = Gr_z^{1/4} \cdot (m_1 \cdot z)^{1/4} \cdot \frac{\varphi}{\sqrt{2}} \quad \text{para } m_1 > 0 \quad (22)$$

Os valores calculados por Sparrow e Gregg (1958) para φ são iguais a 0,735 para $Pr = 0,7$ e 0,823 para $Pr = 1,0$. Tendo em vista que o número de Prandtl do ar deverá variar com a cota vertical atingindo valores entre 0,7 e 1,0, adotou-se para φ valores interpolados linearmente entre os extremos estabelecidos pelas equações acima. Assim sendo, a correlação utilizada para a determinação do número de Nusselt local, no caso de a temperatura da parede ser variável conforme o exposto na equação (19) é:

$$Nu_z = Gr_z^{1/4} \cdot (m_1 \cdot z)^{1/4} \frac{0,2933 Pr + 0,5297}{\sqrt{2}} \quad (23)$$

3.3. Determinação da variação de pressão ao longo de um tubo do vaporizador

O procedimento de cálculo abaixo apresentado fundamenta-se no modelo homogêneo de escoamento bifásico que, devido às suas características próprias, não leva em consideração aspectos particulares do escoamento. A hipótese fundamental, com base na qual é construído este modelo de escoamento é: as fases líquido e vapor se apresentam perfeitamente misturadas e, por este motivo, deslocam-se com a mesma velocidade. Um aspecto interessante deste modelo é que, por sua natureza, permite a determinação da perda de carga de um escoamento bifásico considerando-o como se fosse monofásico. Para tal, basta utilizar as propriedades adequadas para se obter resultados razoáveis.

No caso de escoamento em um tubo reto, conforme Mills (1999), o gradiente de pressão é dado por:

$$\frac{dP}{dz} = \left(\frac{dP}{dz} \right)_F + \left(\frac{dP}{dz} \right)_G + \left(\frac{dP}{dz} \right)_M \quad (24)$$

onde: $(dP/dz)_F$ é o gradiente de pressão devido ao atrito entre o fluido e a parede do duto; $(dP/dz)_G$ é o gradiente devido à ação da aceleração da gravidade, e $(dP/dz)_M$ é o gradiente devido às variações da quantidade de movimento do escoamento.

O gradiente de pressão pode ser expresso por:

$$\frac{dP}{dz} = \frac{f_a}{di} \cdot \frac{G^2}{2 \cdot \rho} + \rho g - G^2 \cdot \frac{dv}{dz} \quad (25)$$

onde: f_a é o fator de atrito, v é o volume específico, m^3/kg , g é a aceleração da gravidade, m/s^2 , e G é o fluxo de massa através do tubo, kg/sm^2 .

Para a determinação do fator de atrito, optou-se pela equação proposta por Swamee (1993) que, além de apresentar este fator de forma explícita, permite o seu cálculo tanto para regime laminar como turbulento, a saber:

$$f_a = \left\{ \left(\frac{64}{Re_R} \right)^8 + \left[\ln \left(\frac{\lambda}{3,7} + \frac{5,74}{Re_R^{0,9}} \right) - \left(\frac{2500}{Re_R} \right)^6 \right]^{-16} \right\}^{0,125} \quad (26)$$

onde λ é a rugosidade relativa da face interna da parede do tubo e o número de Reynolds de referência, Re_R , é calculado como:

$$Re_R = \frac{G.d_i}{\mu_R} \quad (27)$$

A viscosidade absoluta de referência, μ_R , Pa.s, é determinada como se segue:

$$\frac{1}{\mu_R} = \frac{x}{\mu_V} + \frac{1-x}{\mu_L} \quad (28)$$

4. O programa computacional

O modelo matemático já descrito foi implementado pelo desenvolvimento de um programa de simulação que permite, a partir do conhecimento de um conjunto de informações básicas, determinar, além de outros parâmetros, a altura dos tubos do vaporizador.

Os dados básicos de entrada do programa são: composição do GLP no tanque de armazenamento; estado do GLP na saída do evaporador; temperatura e pressão ambiente; vazão de GLP através do vaporizador; número de tubos que comporá o vaporizador; propriedades do material constituinte dos tubos; dados geométricos destes tubos com exceção da sua altura. A partir destes dados, o programa permite obter um conjunto amplo de informações dentre as quais relate-se: a composição do GLP no vaporizador; altura dos tubos deste equipamento; perfis de propriedades do GLP ao longo dos tubos; perfis de coeficientes de transferência de calor ao longo dos tubos.

Este programa computacional foi desenvolvido com a utilização do software EES – Engineering Equation Solver (1997), que tem como função básica resolver um conjunto de equações incluindo equações algébricas, diferenciais e integrais. Este software tem uma biblioteca de funções matemáticas e termodinâmicas bastante extensa, permitindo o acesso direto e imediato, por exemplo, a propriedades termodinâmicas. Para a determinação das propriedades do GLP, utilizou-se a rotina REFPROP (1997), programa em linguagem FORTRAN desenvolvido pelo NIST – National Institute of Standards and Technology.

5. Cálculos

Deve ser observado que todos os cálculos realizados foram sempre conduzidos no sentido de estabelecer parâmetros básicos necessários ao detalhamento do projeto de um vaporizador, e nesse sentido, entende-se que o custo do equipamento é parâmetro fundamental para o sucesso da empresa que vier a produzi-lo. Assim sendo, optou-se por direcionar os cálculos sempre em busca da definição de uma figura de mérito importante do ponto de vista de custo, que é a massa total do banco de tubos que comporá o vaporizador, o que se justifica pelo fato de os tubos metálicos serem, via de regra, comercializados com base em preços de venda estabelecidos por unidade de massa. Verifica-se, também, que a aplicação do código computacional exige a definição preliminar de um conjunto de variáveis de entrada bastante amplo, sendo que cada uma delas pode assumir valores muito diferenciados, tornando-se necessário estabelecer bases mínimas orientativas a fim de proceder aos cálculos. A partir dessa proposição, estabeleceu-se que o vaporizador objeto de análise deverá operar com a vazão $2,78 \cdot 10^{-2}$ kg/s (100 kg/h) de GLP. Para tal deverá ser composto por um conjunto de tubos verticais. Portanto a vazão de GLP por tubo será função do número de tubos que comporá este equipamento.

5.1. Análise de um caso típico

Procedeu-se à análise de um vaporizador operando com a vazão acima especificada, composto por um banco com 80 tubos, com diâmetros internos e externos iguais a 25,8 mm e 31,4 mm, cada tubo portando oito aletas com espessura de 1,8 mm e comprimento de 46,6 mm. Os cálculos foram conduzidos considerando-se que o GLP, no tanque, é composto, em massa, por 60% de propano e 40% de n-butano; que, à saída do vaporizador, o GLP estará sob a pressão de 200 kPa e título igual à unidade; que a temperatura ambiente é igual a 20°C, e que o ar ambiente é seco.

Inicialmente, foram realizados cálculos levando-se em consideração que o coeficiente de transferência de calor poderia ser determinado utilizando a expressão (21) desenvolvida com base na hipótese de que a temperatura da face externa da parede é uniforme. O resultado obtido, Fig. (2), indica que, conforme esperado, a distribuição de

temperaturas na face externa da parede não é uniforme, sendo necessário proceder ao segundo passo, que consistiu no ajuste de uma curva exponencial – utilizando-se o método dos mínimos quadrados sobre o resultado obtido – a qual pode ser, também visualizada na Fig. (2). Este procedimento gerou um perfil de diferenças de temperaturas, $T_{ar} - T_{pe}$, utilizado como dado de entrada no segundo nível de solução do problema.

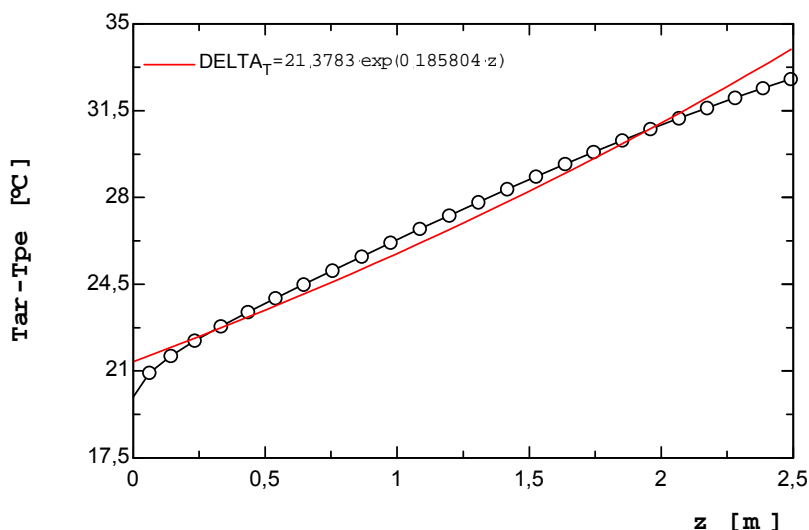


Figura 2. Distribuição de temperatura ao longo do tubo.

O passo seguinte foi obter a mesma distribuição de temperatura, considerando que a temperatura da parede externa do tubo é variável segundo a exponencial resultante do ajuste de curva supra apresentado. O resultado obtido é, graficamente, apresentado na Fig. (3), na qual é possível visualizar duas curvas sendo a em preto a resultante dos cálculos computacionais e a em vermelho resultante de um novo ajuste de uma curva do tipo exponencial, e, enfim, foram refeitos os cálculos considerando, agora, que o perfil de diferenças de temperatura é melhor representado pela curva mais recentemente justada, sendo obtido o resultado representado na Fig. (4).

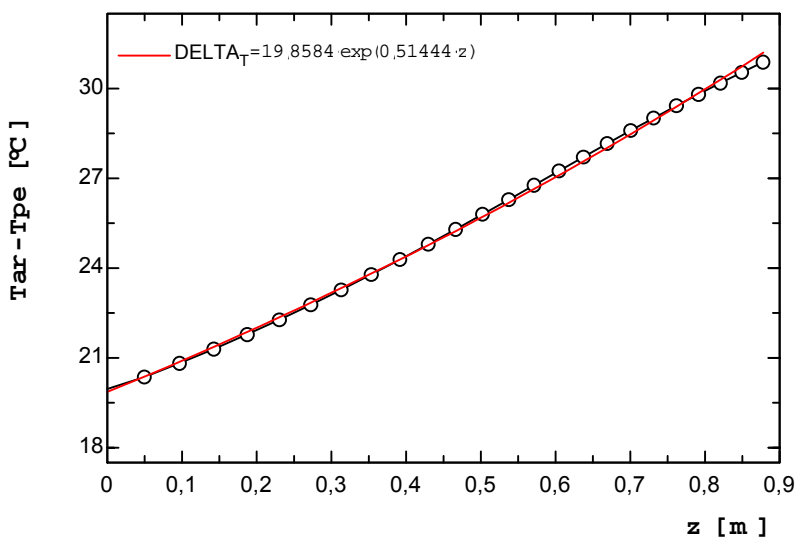


Figura 3. Distribuição de temperatura ao longo do tubo – primeira iteração.

As alturas dos tubos necessárias à ocorrência da vaporização do GLP calculadas através dos três procedimentos de cálculo são, respectivamente, $H_t = 2,491$ m, $H_t = 0,878$ m e $H_t = 0,893$ m, sendo que a diferença entre os dois últimos valores é igual a 1,7%, o que é considerado adequado do ponto de vista de projeto de equipamento. O valor inicialmente calculado para a altura do tubo, 2,491 m, é significativamente maior do que o obtido na segunda iteração, 0,878 m, que, por sua vez, tem valor muito próximo do valor obtido na iteração final, 0,893 m. Isso ocorre porque o comportamento do coeficiente global de transferência de calor é alterado de forma significativa ao mudar a metodologia de cálculo do coeficiente externo de transferência de calor. Na Fig. (5), tem-se a evolução do coeficiente global de transferência de calor em função da posição para a iteração inicial, U_i , e para a final, U_f .

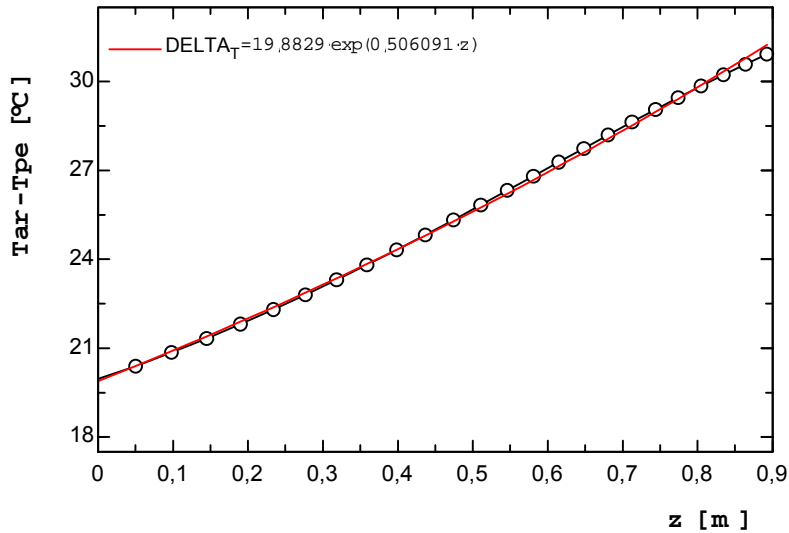


Figura 4. Distribuição de temperaturas ao longo do tubo – segunda iteração

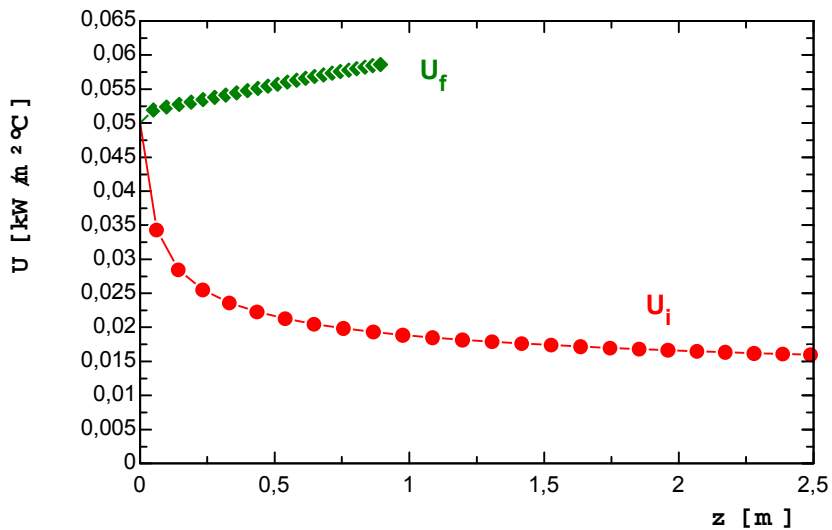


Figura 5. Coeficientes globais de transferência de calor – iteração inicial e final.

Essa diferença de comportamentos do coeficiente global de transferência de calor reside no fato de que o fenômeno de transferência é basicamente governado pelo coeficiente de transferência de calor entre a superfície externa do tubo e o ar ambiente. Isto se deve a dois motivos. Primeiro, o material escolhido para o tubo é alumínio, o qual, por ter alta condutibilidade térmica, oferece baixa resistência ao processo de transferência de calor tanto em um caso quanto no outro. Segundo, o coeficiente de transferência de calor bifásico é significativamente maior que o coeficiente de transferência de calor por convecção natural. Na Fig. (6), apresenta-se a evolução do coeficiente de transferência de calor entre a face externa da parede do tubo e o ar ambiente tanto para a iteração inicial, quanto para a iteração final.

5.2. Outras análises

Além da análise anterior, o modelo desenvolvido permitiu a realização de outras análises tais como as a seguir apresentadas.

5.2.1. Efeitos da alteração da temperatura ambiente

A alteração da temperatura ambiente tem o efeito de reduzir o gradiente de temperaturas entre o fluido em evaporação e o meio ambiente. Além disso esta redução de temperatura conduz à diminuição da entalpia do fluido à entrada do vaporizador. Portanto, com o objetivo central de avaliar a evolução da área de transferência de calor necessária à medida que a temperatura ambiente é reduzida, realizou-se um conjunto de cálculos com base em tubo com 18 aletas de espessura de 1,2 mm e com massa de 4,762 kg/m.

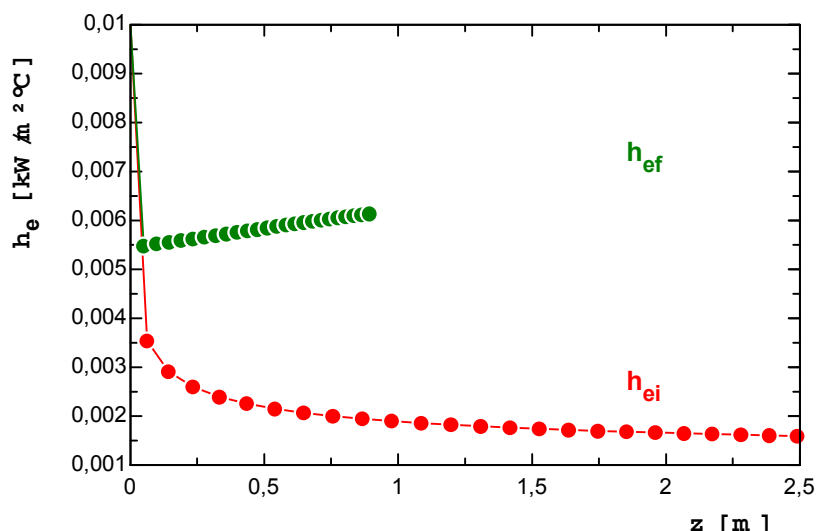


Figura 6. Coeficientes locais de transferência de calor – iteração inicial e final.

Os principais resultados obtidos, Tab. (1), mostram a forte influência da temperatura ambiente na determinação da área de transferência de calor, evidenciando que um parâmetro de projeto fundamental é a temperatura média mínima ambiente observada na região em que o vaporizador será instalado. Por outro lado, os grandes usuários de vaporizadores de GLP são as empresas distribuidoras deste combustível que usualmente operam em todo território nacional, fornecendo estes equipamentos em regime de comodato, criando, assim, a possibilidade de retirar um equipamento de um cliente (por exemplo do sul do País) reinstalando-o em outro cliente (por exemplo, no nordeste). Essa situação sugere que estes vaporizadores sejam projetados segundo unidades modulares de pequeno porte que seriam reunidas em conjuntos com a capacidade de evaporação adequada em função das condições climáticas locais e das necessidades do usuário.

Tabela 1. Efeitos da variação da temperatura ambiente.

Temperatura ambiente (°C)	Altura dos tubos (m)	Área total de transferência de calor (m ²)	Massa total de alumínio (kg)	Número de Rayleigh máximo
5	1,748	11,334	476,3	7,08*10 ⁹
10	0,963	6,244	262,4	1,38*10 ⁹
15	0,596	3,865	162,4	3,65*10 ⁸
20	0,432	2,801	117,7	1,70*10 ⁸

5.2.2. Efeitos da alteração da composição do GLP

Os resultados obtidos nos cálculos realizados com o objetivo de analisar os efeitos da variação da composição do GLP e sumariados na Tab. (2) indicam claramente que o teor de propano é fator determinante na definição da área de transferência de calor necessária, porque quanto maior o teor de propano na mistura, menor será a temperatura obtida ao final do processo de expansão, o que, por sua vez, gera maiores gradientes de temperatura, promovendo a transferência de calor a maiores taxas.

O comportamento destes gradientes pode ser visualizado na Fig. (7), que mostra, de forma patente, que maiores teores de propano geram maiores gradientes de temperatura que, por sua vez, levam à obtenção de vaporizadores com menor altura, mantendo o mesmo número de tubos.

Tabela 2. Efeitos da variação da composição.

Composição Frações mássicas		Altura dos tubos (m)	Área total de transferência de calor (m ²)	Massa total de alumínio (kg)	Número de Rayleigh máximo
propano	n-butano				
0,50	0,50	1,626	10,543	620,2	5,58*10 ⁹
0,60	0,40	0,961	6,231	366,6	1,37*10 ⁹
0,70	0,30	0,650	4,215	247,9	4,84*10 ⁸

5.2.3. Efeitos da alteração de aspectos geométricos da superfície externa

Tendo em vista que a maior resistência ao processo de transferência de calor é a externa, considerou-se a possibilidade de promover alterações nas características geométricas do tubo com o objetivo de buscar melhores condições operacionais. As análises foram realizadas segundo três direções principais, quais sejam: aumento da área externa do tubo através da alteração da quantidade de aletas, aumento da área externa do tubo através da alteração do comprimento das aletas e análise do efeito da redução da espessura das aletas.

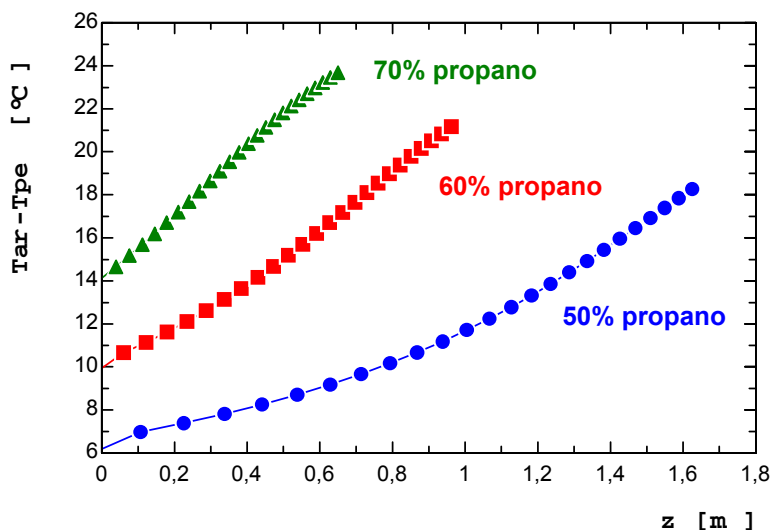


Figura 7. Diferenças de temperatura.

5.2.3.1. Efeitos da alteração da quantidade de aletas

Um dos resultados obtidos que representa a evolução da área de transferência de calor necessária em função da variação do número de aletas é a altura do tubo. Resultados dos cálculos realizados encontram-se na Tab. (3), na qual a área total de transferência de calor foi determinada com base na área interna dos tubos, 0,0258 m.

Tabela 3. Efeitos da variação da quantidade de aletas

Quantidade de aletas	Altura dos tubos (m)	Área total de transferência de calor (m ²)	Massa de alumínio por metro de tubo (kg/m)	Massa total do banco de tubos de alumínio (kg)	Número de Rayleigh máximo
8	0,878	5,693	2,498	175,4	1,47*10 ⁹
10	0,734	4,759	2,952	173,3	8,03*10 ⁸
12	0,630	4,085	3,406	171,7	4,99*10 ⁸
14	0,553	3,586	3,860	170,8	3,32*10 ⁸
16	0,492	3,190	4,314	169,8	2,36*10 ⁸
18	0,447	2,898	4,768	170,5	1,70*10 ⁸
20	0,407	2,639	5,222	170,0	1,27*10 ⁸
24	0,351	2,276	6,131	172,1	7,89*10 ⁷

Os resultados acima indicam que o aumento da área externa propiciado pelo aumento do número de aletas é responsável por tornar o equipamento mais compacto, reduzindo a sua altura. Além disso indicam a possibilidade de desenvolver projetos que premiem a possibilidade de utilizar tubos mais longos e em menor número, opção que pode mostrar-se muito interessante, já que poderá conduzir à obtenção de um produto com menor custo por permitir a redução da mão-de-obra de fabricação devido à redução do número de componentes. Observa-se, também, que a alteração do número de aletas não promove a ocorrência de reduções significativas na massa do equipamento.

5.2.3.2 Efeito da redução da espessura da aleta

Com o objetivo de verificar a viabilidade de redução de custo do evaporador através da redução do seu peso, considerou-se a possibilidade de reduzir a espessura das aletas. Os principais resultados obtidos nos cálculos realizados são apresentados na Tab. (4).

Tabela 4. Espessuras das aletas.

Espessura das aletas (mm)	Altura dos tubos (m)	Área total de transferência de calor (m ²)	Massa de alumínio por metro de tubo (kg/m)	Massa total de alumínio (kg)
1,8	0,492	3,190	3,633	143,0
1,5	0,493	3,197	3,028	119,4
1,2	0,496	3,216	2,422	96,1

Estes resultados, indicam claramente que a redução da espessura das aletas, neste caso, acarreta um pequeno acréscimo na altura dos tubos e, por conseguinte na área total de transferência de calor. No entanto, ao reduzir esta espessura de 1,8 mm para 1,2 mm, tem-se, como resultado, uma expressiva redução no peso do equipamento. Ressalta-se que, à medida que são promovidas reduções na espessura das aletas, surgem dificuldades crescentes a serem vencidas na produção dos tubos.

5.2.3.3. Efeito da alteração do comprimento das aletas

Os resultados obtidos, indicam que, para a condição operacional analisada, um comprimento adequado seria 50,0 mm a partir do qual a massa total do vaporizador aumentaria para uma mesma capacidade de vaporização, acarretando, em princípio, aumento do custo do produto.

5.3. Variação de pressão ao longo de um tubo do vaporizador

Determinou-se o perfil de pressões do GLP ao longo de um tubo para diversas condições de escoamento. Resultados obtidos são apresentados na forma gráfica, Fig. (8), os quais mostram que, para uma dada condição de escoamento, a diferença de pressão entre a entrada e a saída do vaporizador atinge valores muito pequenos quando comparados com a pressão absoluta do fluido à saída do vaporizador, 200 kPa. Há um motivo básico para a ocorrência da variação de pressões em níveis baixos: o fato de as velocidades médias do escoamento serem reduzidas.

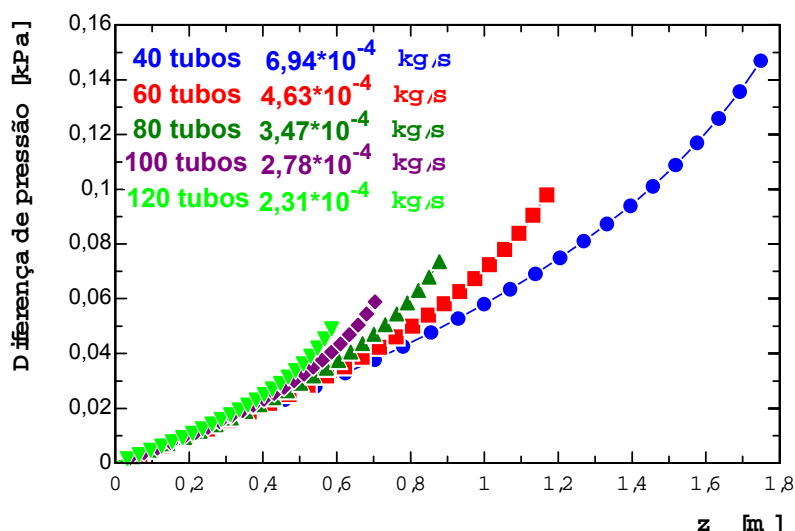


Figura 8. Diferenças de pressão.

6. Conclusões

Foram realizadas inúmeras seções de cálculo observando a metodologia proposta, qual seja: promover o ajuste de uma curva do tipo exponencial sobre o perfil, inicialmente determinado, de temperaturas da face externa da parede do tubo, utilizando a expressão desenvolvida para a condição de temperatura uniforme e, a seguir, a determinação de um novo perfil de temperaturas, empregando, como dado o perfil previamente determinado.

Dos resultados obtidos, sem dúvida, o mais significativo é a constatação de que o método de cálculo ora proposto, que considera o efeito da variação da temperatura da face externa da parede dos tubos, apresenta uma vantagem significativa diante do método tradicional, que trata o processo de transferência de calor por convecção entre o tubo e o meio como sendo similar ao que ocorre em uma placa plana semi-infinita isotérmica. Esta constatação se manifesta quantitativamente ao verificar, com este novo método, a necessidade de áreas de transferência de calor sensivelmente inferiores.

Além deste, deve-se mencionar que reduções da temperatura ambiente geram a necessidade de acréscimos significativos da área de transferência de calor. Esse fato indica a dificuldade de projetar um único equipamento com custo comercialmente adequado de forma a permitir sua comercialização e o seu uso em todo o território nacional e que satisfaça as necessidades de evaporação nas mais diversas condições climáticas, inclusive em condições de operação contínua englobando períodos diurnos e noturnos. Se, por um lado, esta dificuldade é de significativa e difícil transposição, por outro indica um caminho bastante atrativo, que é a criação do conceito de um equipamento de concepção modular, sendo que os módulos poderiam ser interligados por tubulações horizontais. Esta concepção permitiria que um cliente (por exemplo uma grande distribuidora de GLP) pudesse adquirir um lote de módulos e fornecer vaporizadores aos usuários segundo montagens que pudessem atender aos requisitos específicos de capacidade de evaporação para diferentes características regionais e segundo os mais variados ritmos de consumo.

Finalmente observa-se que o modelo utilizado não contempla o processo de transferência de calor por radiação. Assim sendo, recomenda-se que haja uma continuidade deste trabalho, na qual este processo seja também considerado, que deverá ser conduzido a partir da definição de um módulo, anodizado na cor preta, do equipamento analisado.

7. Referências

- Chen, J. C., 1966, "Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Liquids in Convective Flow", Int. Eng. Chem. Process Des. Develop, 5:322.
- Collier, J. G. ; 1981, "Boiling and Evaporation-II", em: Heat Exchangers – Thermal-Hidraulic Fundamentals and Design; Editado por S. Kakaç, A. E. Bergles. F. Mayinger; McGraw-Hill Book Company.
- EES, 1997, "EES Engineering Equation Solver Software User's Guide", F-Chart Software.
- EES, 1997, "User Instructions for EES-REFPROP5 Interface", F-Chart Software.
- Ede, A. J., 1980, em "Convective Heat and Mass Transfer", Kays, W. M. e Crawford, M. E., McGraw Hill Book Company, pág. 318.
- Foster, H. K. and Zuber, N., 1955, "Dynamics of Vapour Bubbles na Boiling Heat Transfer", AIChE J. 1:531-535.
- Kays, W. M. e Crawford, M. E., 1980, "Convective Heat and Mass Transfer", McGraw Hill Book Company.
- Mills, A. F.; 1999, "Heat Transfer"; Prentice Hall, Inc. , 2ª Edição.
- Özişic, M. Necati, 1990, "Transferência de Calor – Um Texto Básico"; Editora Guanabara Koogan S. A.
- Sparrow, E. M. and Gregg, J. L., 1958, "Similar Solutions for Free Convection From a Nonisothermal Vertical Plate", Trans. of the ASME, pp 379-386.
- Swamee, P. K., 1993, "Design of a Submarine Oil Pipeline", Journal of Transportation Engineering, Vol. 119, N° 1.

THERMAL ANALYSIS OF A LPG EVAPORATOR BY NATURAL CONVECTION

João Carlos Martins Coelho

Escola de Engenharia Mauá
Praça Mauá, 01 – S. Caetano do Sul – S. P. – CEP: 09580-900
jcmc@ipt.br

Roberto de Aguiar Peixoto

Escola de Engenharia Mauá
Praça Mauá, 01 – S. Caetano do Sul – S. P. – CEP: 09580-900
roberto@maua.br

Marco Antonio Soares de Paiva

Escola de Engenharia Mauá
Praça Mauá, 01 – S. Caetano do Sul – S. P. – CEP: 09580-900
mpaiva@ipt.br

Abstract: Usually LPG vaporization is obtained by energy supply destined to phase change in appropriated equipment - vaporizers. This energetic supply often electric energy, has high operational costs. Looking for a economical and safe solution, a mathematical model that describes the thermal process that occurs in a vaporizer formed by a longitudinally finned vertical tube bank was developed. In this equipment the phase change occurs due the energy supply by environment to LPG throughout natural convection heat transfer. The boiling heat transfer inside the tube was determined by using the Chen (1966) model and the heat transfer coefficient between the finned external surface and the environment was obtained by the consideration that the temperature profile is not uniform. This model allows demonstrating the operational availability of this kind of evaporator and shows that the design of this equipment must contemplate the variable temperature profile existence.