

**JOÃO CARLOS MARTINS COELHO**

**DESENVOLVIMENTO DE UMA METODOLOGIA PARA PROJETO  
TÉRMICO DE VAPORIZADORES DE GLP À CONVECÇÃO NATURAL**

S. CAETANO DO SUL

2006

**JOÃO CARLOS MARTINS COELHO**

**DESENVOLVIMENTO DE UMA METODOLOGIA PARA PROJETO  
TÉRMICO DE VAPORIZADORES DE GLP À CONVECÇÃO NATURAL**

Dissertação apresentada à Escola de Engenharia Mauá do Centro Universitário do Instituto Mauá de Tecnologia para obtenção do título de Mestre em Engenharia de Processos Químicos e Bioquímicos

Linha de pesquisa: Projeto de processos químicos

Orientador: Prof. Dr. Marco Antonio Soares de Paiva

S. CAETANO DO SUL

2006

Coelho, João Carlos Martins

Desenvolvimento de uma metodologia para projeto térmico de vaporizadores de GLP à convecção natural / João Carlos Martins Coelho.–S. Caetano do Sul, SP : CEUN-EEM, 2006.

106 p.

Dissertação de Mestrado – Escola de Engenharia Mauá do Centro Universitário do Instituto Mauá de Tecnologia, S. Caetano do Sul, SP, 2006.

Orientador: Marco Antônio Soares de Paiva

1. Vaporizadores de GLP à convecção natural – transferência de calor I. Coelho, João Carlos Martins. II. Instituto Mauá de Tecnologia. Centro Universitário. Escola de Engenharia Mauá. III. Título.

**JOÃO CARLOS MARTINS COELHO**

**DESENVOLVIMENTO DE UMA METODOLOGIA PARA PROJETO  
TÉRMICO DE VAPORIZADORES DE GLP À CONVECÇÃO NATURAL**

Dissertação aprovada como requisito parcial para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia de Processos Químicos e Bioquímicos pela Escola de Engenharia Mauá do Centro Universitário do Instituto Mauá de Tecnologia.

Linha de pesquisa: Projeto de processos químicos

Banca examinadora:

**Prof. Dr. Marco Antônio Soares de Paiva**  
Orientador  
Escola de Engenharia Mauá

**Prof. Dr. Roberto de Aguiar Peixoto**  
Escola de Engenharia Mauá

**Prof. Dr. Lin Chau Jen**  
Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de S. Paulo S.A.

S. Caetano do Sul, 14 de agosto de 2006

Para:

Nilva, Renata, Ricardo, Roberta e Rafaela.

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço, em primeiro lugar, a Deus, supremo criador. À minha família que nunca esmorece. Agradeço a inestimável ajuda do meu orientador Prof. Dr. Marco Antônio Soares de Paiva; ao Prof. Dr. Roberto de Aguiar Peixoto e ao Prof. Dr. Otávio de Mattos Silveiras.

## **Salmo 91**

- 1. Aquele que habita no esconderijo do Altíssimo, à sombra do Onipotente descansará.**
- 2. Direi do Senhor: Ele é o meu Deus, o meu refúgio, a minha fortaleza e nele confiarei.**
- 3. Porque ele te livrará do laço do passarinho, e da peste perniciosa.**
- 4. Ele te cobrirá com as suas penas, e debaixo das suas asas te confiarás; e sua verdade será o teu escudo e broquel.**
- 5. Não terás medo do terror de noite nem da seta que voa de dia,**
- 6. Nem da peste que anda na escuridão, nem da mortandade que assola o meio dia.**
- 7. Mil cairão ao teu lado, e dez mil à tua direita, mas não chegará a ti.**
- 8. Somente com os teus olhos contemplarás, e verás a recompensa dos ímpios.**
- 9. Porque Tu, ó Senhor, és o meu refúgio. No Altíssimo fizeste a tua habitação.**
- 10. Nenhum mal te sucederá, nem praga alguma chegará à tua tenda.**
- 11. Porque aos seus anjos dará ordem a teu respeito, para te guardarem em todos os teus caminhos.**
- 12. Eles te sustentarão nas suas mãos, para que não tropeces com o teu pé em pedra.**
- 13. Pisarás o leão e a cobra; calcarás aos pés o filho do leão e a serpente.**
- 14. Porquanto tão encarecidamente me amou, também eu o livrarei; pô-lo-ei em retiro alto, porque conheceu o meu nome.**
- 15. Ele me invocará, e eu lhe responderei; estarei com ele na angústia; dela o retirarei, e o glorificarei.**
- 16. Fartá-lo-ei com longura de dias, e lhe mostrarei a minha salvação.**

## RESUMO

Usualmente, a vaporização de gás liquefeito de petróleo, 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 por meio de um processo de transferência de calor por convecção natural. Uma metodologia de dimensionamento térmico deste tipo de vaporizador incorporada ao modelo matemático desenvolvido é apresentada. Este modelo permitiu demonstrar que o uso deste tipo de equipamento é viável e que no seu projeto deve ser contemplada a ocorrência de um perfil externo variável de temperaturas.

Palavras-chave: Vaporizador. GLP. Convecção livre. Ebulição.



## **ABSTRACT**

Liquefied petrol gas (LPG) vaporization is usually achieved by energy supply which is used to produce the phase change that takes place in appropriated equipments – vaporizers. Electric energy is the source usually used, and the costs associated are high. Looking for a safer and economical solution it was developed a mathematical model that describes the thermal processes occurring in a vaporizer constituted by a vertical bank of longitudinal finned tubes. In this equipment, change phase occurs due to an energy input as a heat flux from ambient by natural convection. A thermal design methodology based on mathematical model is presented. This model allowed to demonstrate that the use of this kind of equipment is viable and show that in its design an external variable temperature profile must be considered.

Key-words: Vaporizer. LPG. Free convection. Boiling.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

FIGURA 3.1 – SISTEMA USUAL DE ARMAZENAMENTO .....	21
FIGURA 3.2 – VAPORIZADOR DE GLP DE CHAMA DIRETA .....	22
FIGURA 3.3 – VAPORIZADOR A ÁGUA AQUECIDA .....	23
FIGURA 3.4 – VAPORIZADOR ELÉTRICO SECO .....	24
FIGURA 3.5 – SISTEMA COM VAPORIZADOR À CONVECÇÃO NATURAL.....	25
FIGURA 3.6 – VAPORIZADOR À CONVECÇÃO NATURAL .....	26
FIGURA 4.1 – DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURAS .....	28
FIGURA 5.1 – TUBO DO VAPORIZADOR.....	33
FIGURA 5.2 – SEÇÃO TRANSVERSAL DE UM TUBO ALETADO .....	36
FIGURA 5.3 – ALETA ELEMENTAR.....	37
FIGURA 5.4 – REGIMES DE ESCOAMENTO.....	45
FIGURA 5.5 – REGIMES DE ESCOAMENTO E TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	47
FIGURA 5.6 – SISTEMA DE ORDENADAS.....	51
GRÁFICO 7.1 – $T_{ar} - T_{pe}$ VERSUS $z$ – 80 TUBOS – PRIMEIRA ITERAÇÃO. ....	70
GRÁFICO 7.2 – $T_{ar} - T_{pe}$ VERSUS $z$ – 80 TUBOS – SEGUNDA ITERAÇÃO.....	71
GRÁFICO 7.3 – $T_{ar} - T_{pe}$ VERSUS $z$ – 80 TUBOS – TERCEIRA ITERAÇÃO.....	72
GRÁFICO 7.4 – COEFICIENTES GLOBAIS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	73
GRÁFICO 7.5 – COEFICIENTES LOCAIS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR .....	74
GRÁFICO 7.6 – ALTURAS DOS TUBOS VERSUS VAZÕES .....	76
GRÁFICO 7.7 – EVOLUÇÃO DOS COEFICIENTES GLOBAIS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	78
GRÁFICO 7.8 – ALTURA DOS TUBOS VERSUS QUANTIDADE DE ALETAS.....	79
GRÁFICO 7.9 – EFEITO DA ALTERAÇÃO DO COMPRIMENTO DAS ALETAS.....	82
GRÁFICO 7.10 – DIFERENÇA DE PRESSÃO.....	87
GRÁFICO 7.11 – VELOCIDADES MÉDIAS .....	87

<b>GRÁFICO 7.12 – PERFIS DE TEMPERATURAS .....</b>	<b>88</b>
<b>GRÁFICO 7.13 – VARIAÇÃO DA ALTURA DO TUBO COM A VAZÃO EM MASSA.....</b>	<b>90</b>

## LISTA DE TABELAS

TABELA 5.1 – COMPOSIÇÃO DO GLP .....	62
TABELA 7.1 – VAZÕES PREVISTAS POR TUBO .....	67
TABELA 7.2 – PROPRIEDADES DA FASE LÍQUIDA DO GLP NO TANQUE DE ARMAZENAMENTO .....	68
TABELA 7.3 – ENTALPIAS DO GLP À ENTRADA E À SAÍDA DO VAPORIZADOR.....	69
TABELA 7.4 – ÁREA TOTAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR .....	77
TABELA 7.5 – ÁREA TOTAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR – TUBOS.....	80
TABELA 7.6 – VAPORIZADOR – 16 ALETAS – 80 TUBOS.....	81
TABELA 7.7 – VAPORIZADOR – 18 ALETAS – 80 TUBOS.....	83
TABELA 7.8 – CONFIGURAÇÕES GEOMÉTRICAS .....	85
TABELA 7.9 – EFEITOS DA VARIAÇÃO DA ESPESSURA DOS TUBOS.....	86
TABELA 7.10 – EFEITO DA VARIAÇÃO DA COMPOSIÇÃO.....	88
TABELA 7.11 – CARACTERÍSTICAS OPERACIONAIS .....	91

## LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área da seção transversal interna do tubo, m <sup>2</sup> .
A <sub>e</sub>	Área externa do tubo, m <sup>2</sup> .
A <sub>g</sub>	Área externa da camada de gelo, m <sup>2</sup> .
A <sub>i</sub>	Área interna do tubo, m <sup>2</sup> .
A <sub>s</sub>	Área da face externa do tubo não coberta pelas aletas, m <sup>2</sup> .
c <sub>p</sub>	Calor específico à pressão constante, kJ/kg.°C.
d <sub>i</sub>	Diâmetro interno do duto, m.
d <sub>e</sub>	Diâmetro externo do duto, m.
d <sub>g</sub>	Diâmetro externo da camada de gelo, m.
e	Espessura da aleta, m.
F	Fator de ebulição convectiva, adimensional.
f <sub>a</sub>	Fator de atrito, adimensional.
G	Fluxo de massa, kg/m <sup>2</sup> .s.
H	Entalpia específica, kJ/kg.
H <sub>LV</sub>	Entalpia específica de vaporização, kJ/kg.°C.
h <sub>e</sub>	Coeficiente de transferência de calor entre a parede externa do tubo e o ar ambiente, kW/m <sup>2</sup> . °C.
h <sub>g</sub>	Coeficiente de transferência de calor entre a superfície externa da camada de gelo e o ar ambiente, kW/m <sup>2</sup> . °C.
h <sub>i</sub>	Coeficiente de transferência de calor entre o fluido, GLP, e a parede interna do tubo, kW/m <sup>2</sup> . °C.
h <sub>arm</sub>	Coeficiente médio de transferência de calor entre a superfície da aleta e o ar ambiente, kW/m <sup>2</sup> . °C.
h <sub>c</sub>	Coeficiente de transferência de calor devida à convecção forçada no interior do duto, kW/m <sup>2</sup> . °C.
h <sub>NB</sub>	Coeficiente de transferência de calor devida à ebulição nuclear, kW/m <sup>2</sup> . °C.
H <sub>t</sub>	Altura do tubo ou da aleta, m.
k	Condutibilidade térmica, kW/m. °C.
L	Comprimento da aleta, m.
L <sub>c</sub>	Comprimento corrigido da aleta, m.
M	Massa molecular, kg/kmol.
ṁ	Vazão mássica de GLP através do trocador de calor, kg/s.
ṁ <sub>t</sub>	Vazão mássica de GLP em um tubo do trocador de calor, kg/s.
N	Número de aletas no tubo, adimensional.
N <sub>t</sub>	Número de tubos no trocador de calor, adimensional.

$P_{atm}$	Pressão atmosférica, kPa.
$P_i$	Pressão do fluido no interior do tubo, kPa.
$P_{sti}$	Pressão de saturação do fluido na temperatura $T_i$ , kPa.
$P_{sat}$	Pressão de saturação do fluido na temperatura $T_{sat}$ , kPa.
$\dot{Q}_{real}$	Taxa de transferência de calor real entre a aleta e o meio, kW.
$\dot{Q}_{ideal}$	Taxa de transferência de calor ideal entre a aleta e o meio, kW.
$\dot{q}''$	Fluxo de calor, kW/m <sup>2</sup> .
$\dot{Q}$	Taxa de transferência de calor, kW.
$\dot{Q}_a$	Taxa de transferência de calor na base da aleta, kW.
$\dot{Q}_{si}$	Taxa de transferência de calor entre o fluido e a superfície interna do tubo, kW.
$\dot{Q}_{se}$	Taxa de transferência de calor entre o ar e a superfície externa do tubo, kW.
$R$	Resistência térmica, °C/kW.
$R_i$	Resistência térmica ao processo de transferência de calor entre o GLP e a parede interna do tubo, °C/kW.
$R_t$	Resistência térmica ao processo interno de transferência de calor, °C/kW.
$R_g$	Resistência térmica ao processo de transferência de calor por condução na camada de gelo, °C/kW.
$R_e$	Resistência térmica ao processo externo de transferência de calor, °C/kW.
$R^2$	Coefficiente de determinação, adimensional.
$S$	Fator de supressão, adimensional.
$S_a$	Distância entre aletas, m.
$T$	Temperatura, °C.
$T_0$	Temperatura da base da aleta, °C.
$T_c$	Temperatura crítica, K.
$T_i$	Temperatura do fluido, GLP, °C.
$T_{mar}$	Temperatura média para cálculo de propriedades do ar ambiente, °C.
$T_{pi}$	Temperatura da parede interna do tubo, °C.
$T_{pe}$	Temperatura da parede externa do tubo, °C.
$T_{sa}$	Temperatura da superfície da aleta, °C.
$T_{sat}$	Temperatura de saturação do fluido, GLP, °C.
$U$	Coefficiente global de transferência de calor, kW/m <sup>2</sup> °C.
$v$	Volume específico, m <sup>3</sup> /kg.
$x$	Título, adimensional.
$X_{tt}$	Parâmetro de Martinelli, adimensional.
$y$	Fração molar, adimensional.

z Ordenada vertical, sentido ascendente.

## GRUPOS ADIMENSIONAIS

Re	Número de Reynolds.
Pr	Número de Prandtl.
Re <sub>tp</sub>	Número de Reynolds bifásico.
Ra	Número de Rayleigh.
Gr	Número de Grashoff.
Ra <sub>m</sub>	Número de Rayleigh modificado.

## LETRAS GREGAS

$\alpha$	Difusividade térmica, m <sup>2</sup> /s.
$\mu$	Viscosidade absoluta, Pa.s.
$\beta$	Coefficiente de expansão volumétrica, 1/K.
$\nu$	Viscosidade cinemática, m <sup>2</sup> /s.
$\sigma$	Tensão superficial, N/m.
$\rho$	Massa específica, kg/m <sup>3</sup> .
$\lambda$	Rugosidade relativa da face interna do duto, adimensional.
$\theta$	Diferença de temperaturas, °C.
$\varphi$	Parâmetro adimensional de Sparrow.

## CONSTANTE

a <sub>g</sub>	Aceleração da gravidade	9,80665 m/s <sup>2</sup>
----------------	-------------------------	--------------------------

## ÍNDICES

a	Aleta.
al	Alumínio.
ar	Ar ambiente.
b	Butano.
c	Crítico.
g	GLP.
L	Fase líquida.
p	Propano.
R	Referência.
t	Tubo ou material constituinte do tubo.
V	Fase vapor.



## SUMÁRIO

<b>1. INTRODUÇÃO .....</b>	<b>19</b>
<b>2. OBJETIVO.....</b>	<b>20</b>
<b>3. SISTEMAS TRADICIONAIS .....</b>	<b>21</b>
3.1 VAPORIZADORES DE CHAMA DIRETA.....	22
3.2 VAPORIZADORES DE BANHO DE ÁGUA AQUECIDA.....	23
3.3 VAPORIZADORES SECOS ELETRICAMENTE AQUECIDOS.....	24
3.4 VAPORIZADORES À CONVECÇÃO NATURAL .....	24
<b>4. DESCRIÇÃO DOS PROCESSOS.....</b>	<b>27</b>
4.1 ESTADO INICIAL .....	27
4.2 O PROCESSO DE EXPANSÃO .....	27
4.3 O PROCESSO DE VAPORIZAÇÃO .....	28
4.4 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	29
<b>5. MODELAGEM MATEMÁTICA.....</b>	<b>31</b>
5.1 O PROCESSO DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR .....	32
5.1.1 DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR PARA UM TUBO NÃO-ALETADO .....	34
5.1.2 DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR PARA UM TUBO ALETADO .....	35
5.1.3 DETERMINAÇÃO DAS TEMPERATURAS DAS FACES DA PAREDE DO TUBO ...	41
5.1.4 APLICAÇÃO DA PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA.....	41
5.2 O COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR ENTRE O GLP E A FACE INTERNA DA PAREDE DO TUBO .....	43

<b>5.3 O COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR ENTRE A FACE EXTERNA DA PAREDE E O MEIO .....</b>	<b>50</b>
5.3.1 EQUAÇÕES DA CAMADA LIMITE PARA CONVECÇÃO LIVRE .....	50
5.3.2 SOLUÇÃO DAS EQUAÇÕES DA CAMADA LIMITE.....	52
<b>5.4 DETERMINAÇÃO DA VARIAÇÃO DA PRESSÃO .....</b>	<b>55</b>
5.4.1 GRADIENTE DE PRESSÃO DEVIDO AOS EFEITOS VISCOSOS .....	57
5.4.2 GRADIENTE DE PRESSÃO DEVIDO À ACELERAÇÃO DA GRAVIDADE .....	57
5.4.3 GRADIENTE DE PRESSÃO DEVIDO À VARIAÇÃO DA QUANTIDADE DE MOVIMENTO.....	57
5.4.4 DETERMINAÇÃO DO FATOR DE ATRITO .....	60
<b>5.5 DETERMINAÇÃO DE PROPRIEDADES.....</b>	<b>62</b>
5.5.1 PROPRIEDADES DO GLP .....	62
5.5.2 PROPRIEDADES DO AR .....	63
5.5.3 PROPRIEDADES DO ALUMÍNIO.....	63
<b>6. O PROGRAMA COMPUTACIONAL.....</b>	<b>64</b>
<b>7. CÁLCULOS.....</b>	<b>66</b>
7.1 CONDIÇÕES INICIAIS.....	66
7.1.1 VAPORIZADOR .....	66
7.1.2 TUBOS .....	67
7.1.3 GÁS LIQUEFEITO DE PETRÓLEO.....	67
7.2 CÁLCULOS PRELIMINARES .....	68
7.3 ANÁLISE DE UM CASO TÍPICO .....	69
7.4 EVOLUÇÃO DA ALTURA DOS TUBOS EM FUNÇÃO DA VAZÃO DE GLP ...	76
7.5 EFEITOS DA ALTERAÇÃO DE ASPECTOS GEOMÉTRICOS DA SUPERFÍCIE EXTERNA .....	78
7.5.1 EFEITOS DA ALTERAÇÃO DA QUANTIDADE DE ALETAS .....	79

<b>7.5.2 EFEITO DA REDUÇÃO DA ESPESSURA DAS ALETAS .....</b>	<b>80</b>
<b>7.5.3 EFEITO DA ALTERAÇÃO DO COMPRIMENTO DA ALETA .....</b>	<b>81</b>
<b>7.6 EFEITO DA REDUÇÃO DA TEMPERATURA AMBIENTE .....</b>	<b>82</b>
<b>7.7 EFEITO DA REDUÇÃO DO DIÂMETRO DO TUBO .....</b>	<b>84</b>
<b>7.8 ANÁLISE DA REDUÇÃO DA PRESSÃO NO ESCOAMENTO AO LONGO DE UM TUBO DO VAPORIZADOR.....</b>	<b>86</b>
<b>7.9 EFEITO DA VARIAÇÃO DA COMPOSIÇÃO .....</b>	<b>87</b>
<b>7.10 PROPOSIÇÃO DIMENSIONAL DE UMA UNIDADE DE VAPORIZAÇÃO .....</b>	<b>89</b>
<b>8. CONSIDERAÇÕES SOBRE O MODELO PROPOSTO .....</b>	<b>92</b>
<b>8.1 O COEFICIENTE EXTERNO DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR .....</b>	<b>92</b>
<b>8.2 UMIDADE DO AR AMBIENTE .....</b>	<b>93</b>
<b>8.3 RADIAÇÃO .....</b>	<b>94</b>
<b>9. COMENTÁRIOS E CONCLUSÕES .....</b>	<b>95</b>
<b>10. RECOMENDAÇÕES PARA A CONDUÇÃO DE TRABALHOS FUTUROS .....</b>	<b>97</b>
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>99</b>
<b>ANEXO A .....</b>	<b>102</b>

## 1. INTRODUÇÃO

Usualmente, os sistemas de armazenamento de GLP para uso industrial são compostos por dois ou mais tanques nos quais esse combustível se encontra, principalmente na fase líquida. A utilização deste combustível se inicia pela captação de uma certa vazão mássica de GLP nessa fase, sendo necessária, a seguir, a ocorrência de um processo de vaporização seguido de um processo de redução de pressão de forma a obtê-lo na fase vapor e em uma pressão adequada ao seu uso em queimadores industriais.

Tradicionalmente, a vaporização de GLP é obtida a partir do uso de energia proveniente da queima de um combustível ou de energia elétrica, destinada à mudança de fase em equipamentos apropriados – vaporizadores. Este fornecimento energético apresenta custos elevados tanto do ponto de vista de investimento, já que são necessários equipamentos caros e instalações à prova de explosão, quanto do ponto de vista operacional, já que o custo da energia e o custo de manutenção dos equipamentos são significativos.

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

Existem em nosso país fabricantes tanto dos tipos tradicionais de vaporizadores quanto de vaporizadores à convecção natural, sendo que este último tipo é, inclusive, objeto de patente de invenção de propriedade da MINASGÁS S/A DISTRIBUIDORA DE GÁS COMBUSTÍVEL, 1999.

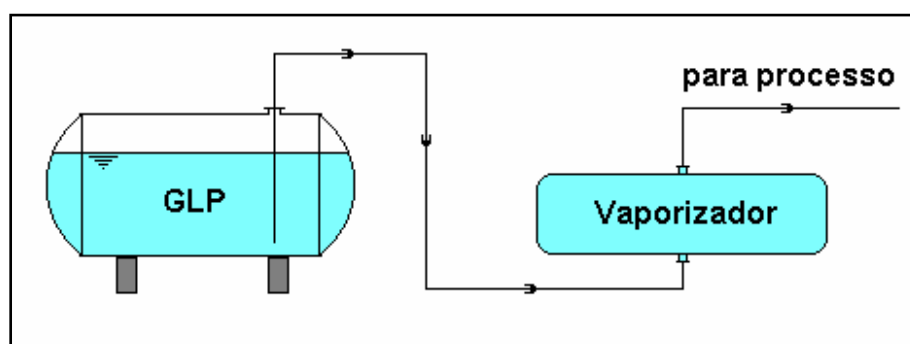
## 2. OBJETIVO

O projeto de trocadores de calor destinados à vaporização de Gás Liquefeito de Petróleo, GLP, por convecção natural é usualmente desenvolvido utilizando-se hipóteses muito restritivas que conduzem a projetos extremamente conservativos, que, por sua vez, conduzem à produção de equipamentos com custos elevados principalmente devido ao superdimensionamento na determinação da área de transferência de calor. Além disso, os métodos tradicionais não permitem a repetição exaustiva dos procedimentos de cálculo, inviabilizando, dessa forma, a busca por soluções de custo menor. Nesse contexto, o presente trabalho foi elaborado com o objetivo principal de desenvolver um modelo matemático voltado à análise dos processos térmicos que ocorrem em vaporizadores de GLP por convecção natural e do programa computacional de simulação correspondente e, por intermédio destes, sugerir encaminhamento de soluções para a condução de projetos orientados no sentido de obter equipamentos mais compactos e com custos reduzidos.

### 3. SISTEMAS TRADICIONAIS

Os sistemas usuais de armazenamento e vaporização de GLP são constituídos basicamente por um conjunto de tanques, eventualmente composto por apenas uma unidade, por um ou mais vaporizadores de GLP instalados em paralelo e pelo sistema de descarga dos tanques, composto por válvulas de bloqueio e manobra, filtros, válvulas direcionais, tubos e outros componentes, que os conecta aos vaporizadores.

Essa concepção acarreta que, a menos de variações de pressão devido a perdas de carga que podem ser eventualmente elevadas, a pressão do GLP já vaporizado pode ser próxima à de armazenamento. Como nos processos industriais esse combustível é utilizado a pressões sensivelmente menores que as de armazenamento, instalam-se nas tubulações de distribuição, já mais próximo aos locais de consumo, sistemas compostos basicamente por válvulas reguladoras de pressão, válvulas de bloqueio e de manobra, filtros e conexões, destinados ao condicionamento do combustível às condições de uso requeridas pelos equipamentos que o consomem. Este condicionamento consiste basicamente em um processo de redução e controle de pressão. Na figura abaixo, tem-se esquematizado um sistema tradicional de armazenamento e vaporização de GLP.



**FIGURA 3.1 – SISTEMA USUAL DE ARMAZENAMENTO**

Os tipos de vaporizadores tradicionalmente utilizados são:

- vaporizadores de chama direta;

- vaporizadores de banho de água aquecida;
- vaporizadores secos eletricamente aquecidos;
- vaporizadores por convecção natural.

### 3.1 VAPORIZADORES DE CHAMA DIRETA

São aqueles nos quais há o aporte energético da combustão de uma fração do GLP vaporizado.

Na figura abaixo, ALTERNATE ENERGY SYSTEMS INC, 2001, é apresentado um equipamento desse tipo.



**FIGURA 3.2 – VAPORIZADOR DE GLP DE CHAMA DIRETA**

### 3.2 VAPORIZADORES DE BANHO DE ÁGUA AQUECIDA

São aqueles nos quais o processo de mudança de fase ocorre em tubos que permanecem imersos em água, na fase líquida, aquecida pela combustão de uma fração do GLP vaporizado, aquecida eletricamente, ou, ainda, oriunda de uma fonte externa como, por exemplo, um processo industrial qualquer. Na figura seguinte, visualiza-se um equipamento desse tipo.

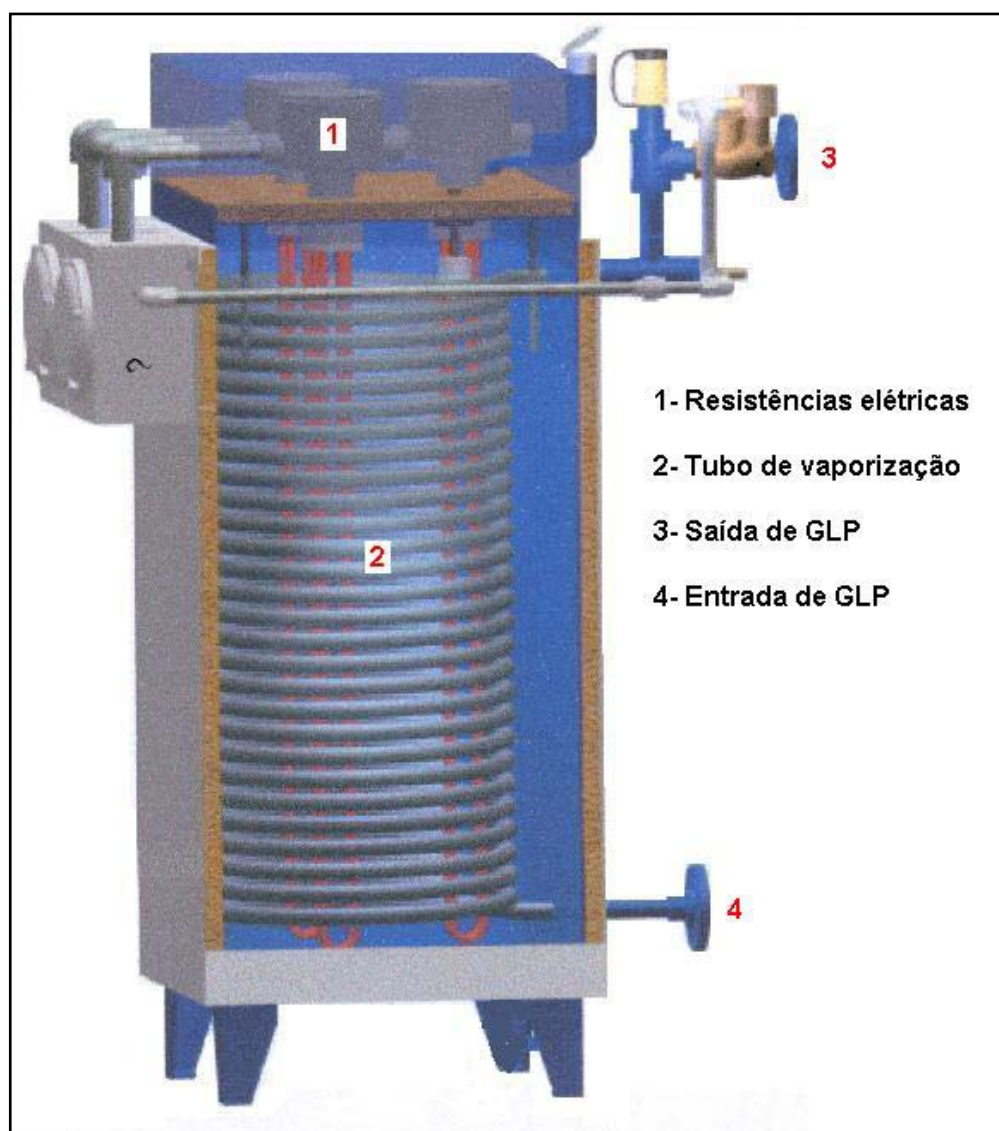


FIGURA 3.3 – VAPORIZADOR A ÁGUA AQUECIDA



### 3.3 VAPORIZADORES SECOS ELETRICAMENTE AQUECIDOS

São aqueles cujo processo de vaporização ocorre em uma tubulação aquecida diretamente pela utilização de energia elétrica (ver a figura seguinte). Esse equipamento tem a característica de ser construído de forma que tanto o tubo de vaporização quanto os elementos de aquecimento encontram-se inseridos em um bloco de alumínio fundido.

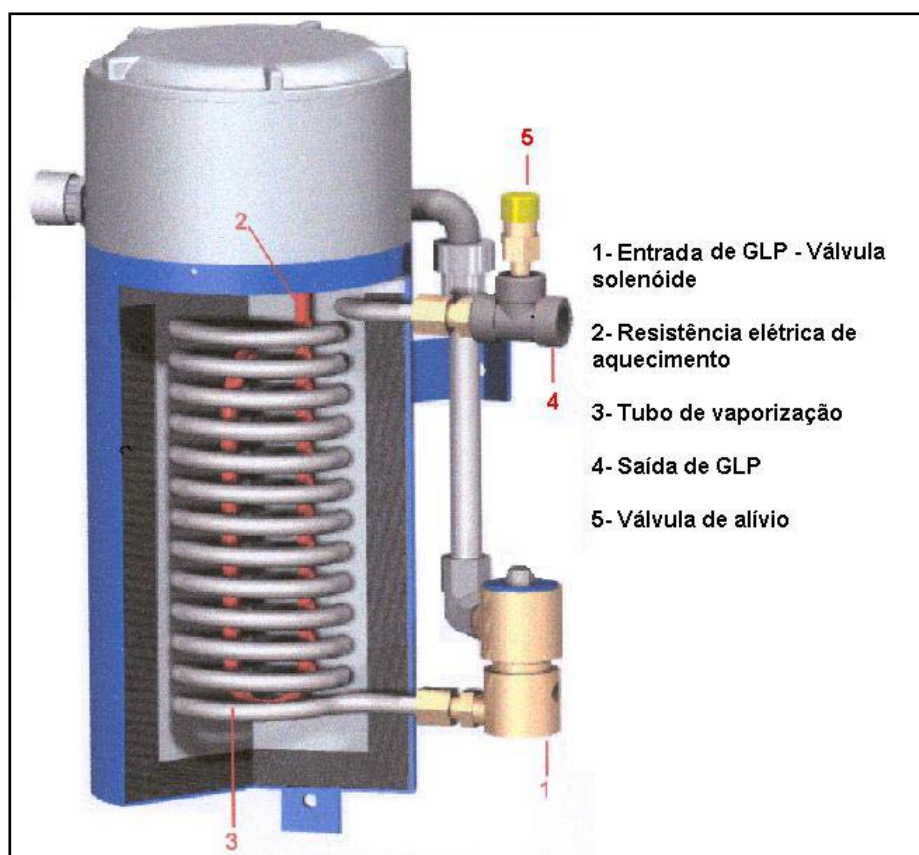


FIGURA 3.4 – VAPORIZADOR ELÉTRICO SECO

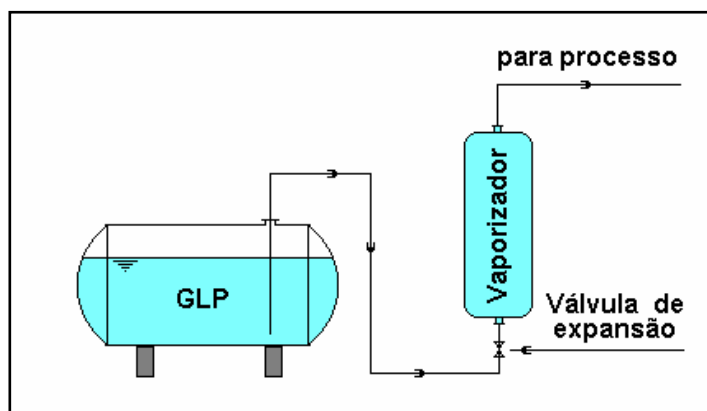
### 3.4 VAPORIZADORES À CONVECÇÃO NATURAL

São vaporizadores que operam apenas pela promoção de transferência de calor entre o meio ambiente e o GLP por meio de um processo de convecção natural. São constituídos de um banco de tubos, usualmente aletados, verticais. Normalmente, são instalados conforme esquematizado na figura 3.5, de sorte que a pressão reinante no seu interior pode ser, no

caso de ser verificada a ausência de uma válvula de expansão entre o tanque e o vaporizador, praticamente igual à pressão de armazenamento.

Com o objetivo de implementar o processo de transferência de calor, permitindo a utilização de unidades mais compactas, este tipo de vaporizador é usualmente operado em uma pressão intermediária, entre a pressão de armazenamento e a de consumo, a qual é obtida pela expansão do GLP em uma válvula reguladora de pressão. Essa concepção é a estabelecida na patente de invenção de propriedade da MINASGÁS S/A DISTRIBUIDORA DE GÁS COMBUSTÍVEL, 1999.

Assim, para efeito de análise térmica do vaporizador, considerou-se que o sistema de armazenamento e de evaporação é, em essência, composto por um conjunto de equipamentos conforme esquematizado na figura abaixo.



**FIGURA 3.5 – SISTEMA COM VAPORIZADOR À CONVECÇÃO NATURAL**

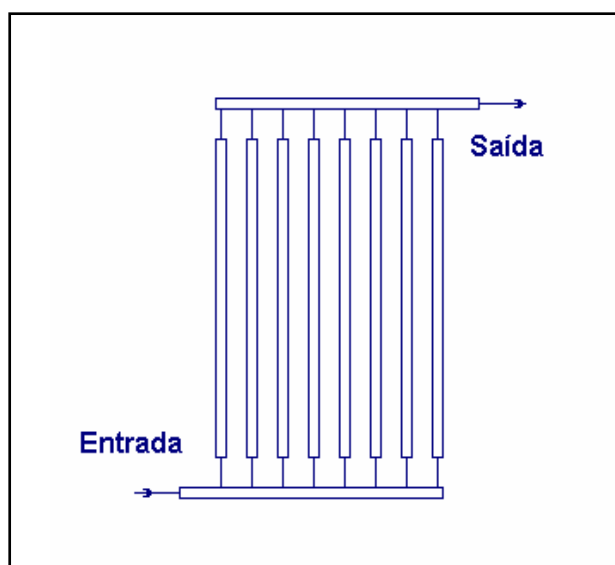
Neste sistema, o GLP é descarregado do tanque, na fase líquida, e escoar através da válvula de expansão, alimentando o vaporizador, equipamento a ser analisado. Na saída do vaporizador, o GLP deverá estar na fase vapor, em uma temperatura inferior à ambiente. Considerando-se as medidas de segurança que precisam ser implementadas, deve haver, na saída do vaporizador, um dispositivo separador (não presentemente analisado) que, no caso de haver passagem acidental de GLP na fase líquida através do vaporizador, a separa

da fase gasosa, evitando o seu transporte para o sistema de combustão.

Este vaporizador pode ser concebido segundo diversas concepções geométricas. No entanto, para conduzir o presente trabalho, optou-se, por já existir similar no mercado, pela análise de um vaporizador constituído de um conjunto de tubos metálicos montados na vertical que poderão ser fabricados com materiais tais como: alumínio, aço carbono, aço inoxidável, ou outros, eventualmente providos de aletas ou não. Trabalhos futuros poderão analisar outras geometrias.

Nessa concepção, o GLP será admitido no vaporizador e escoará através dos tubos na direção vertical, sentido ascendente, conforme esquematizado na figura 3.6.

As características geométricas do equipamento assim concebido permitem afirmar que os fenômenos térmicos a serem analisados se repetem em cada tubo vertical, optando-se, desta forma, pela análise de apenas um tubo do conjunto.



**FIGURA 3.6 – VAPORIZADOR À CONVECÇÃO NATURAL**

## 4. DESCRIÇÃO DOS PROCESSOS

São descritos, a seguir, os processos que ocorrem com o gás liquefeito de petróleo a partir do seu estado inicial, no tanque de armazenamento, até que seja atingido o estado final, na saída do vaporizador.

### 4.1 ESTADO INICIAL

Por hipótese, o GLP encontra-se armazenado em um tanque projetado para essa finalidade, à temperatura ambiente,  $T_{ar}$ , havendo equilíbrio entre as fases líquida e vapor. Dessa forma, a pressão reinante no tanque será a de saturação da mistura, cuja composição é, em princípio, conhecida na temperatura ambiente.

Considerando-se que o sistema de descarga do tanque de armazenamento é projetado de forma que, utilizando-se um tubo pescador, a mistura de propano e butano é coletada apenas na fase líquida, o GLP, na entrada da válvula de expansão representada na figura 3.5, estará no estado de líquido saturado. Observa-se, também, que a perda de carga que ocorre no escoamento do GLP entre o tanque de armazenamento e a seção de entrada da válvula de expansão, assim como os seus eventuais efeitos, é desprezada neste trabalho.

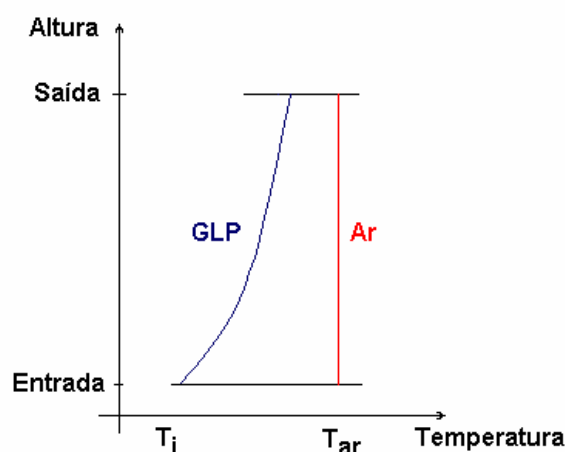
### 4.2 O PROCESSO DE EXPANSÃO

Por hipótese, será considerado que o processo ao qual o GLP é submetido na válvula consiste em uma expansão isoentálpica, sendo utilizada para tal uma válvula reguladora de pressão de jusante. Dessa forma, embora o consumo do combustível possa variar com o tempo, a sua pressão estará estabilizada em torno de um valor compatível com as

necessidades do processo industrial. Como, na entrada da válvula, o estado é líquido saturado, e como o processo é isoentálpico, o GLP, na saída da válvula, consistirá em uma mistura de líquido e vapor saturados a uma temperatura inferior à temperatura do GLP na entrada da válvula, a qual é, conforme já mencionado, igual à temperatura ambiente. É exatamente esse processo que, por sua natureza, permite a obtenção do gradiente de temperatura necessário à transferência de calor do meio para o GLP para promover a sua vaporização.

### 4.3 O PROCESSO DE VAPORIZAÇÃO

O processo de vaporização ocorrerá nos tubos verticais do vaporizador, sendo que o estado do GLP na entrada dos tubos será considerado, por hipótese, igual ao seu estado na saída da válvula de expansão, e o seu escoamento ocorrerá na direção vertical, sentido ascendente. Assim, a evolução da temperatura dos fluidos, ar e GLP, poderá ser qualitativamente descrita pelas curvas representadas na figura 4.1.



**FIGURA 4.1 – DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURAS**

Observa-se, nesta figura, que o ar ambiente, longe do vaporizador, permanecerá ao longo do trocador de calor, à temperatura constante, e que o GLP terá a sua temperatura

variando à medida que o processo de evaporação se desenvolver. Esse fato ocorre devido a dois motivos básicos. O primeiro consiste no fato de que esse produto, GLP, é composto por uma mistura zeotrópica de substâncias, e o segundo é que a pressão do GLP, ao longo do tubo, varia em decorrência, por exemplo, dos efeitos da perda de carga no seu escoamento.

#### **4.4 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

Os vaporizadores de GLP são equipamentos de largo uso em países como o Brasil, no qual, até recentemente, era praticamente o único combustível industrialmente utilizado na fase vapor. Por outro lado, o GLP tem aplicação limitada na América do Norte e Europa devido ao fato de que nestas regiões, tradicionalmente, o gás natural é o combustível mais utilizado na forma gasosa. Devido ao fato de ser um equipamento industrial tradicional, tem sofrido um processo histórico de desenvolvimento que não tem contado com o auxílio de trabalhos publicados sobre o tema.

Tendo em vista que no processo de vaporização de GLP defronta-se com dois processos térmicos importantes, a vaporização do GLP e a transferência de calor por convecção do meio para a face externa dos tubos do vaporizador, optou-se pela busca de informações consideradas relevantes para a análise destes processos.

Com respeito a ebulição do GLP identificou-se, de imediato, o clássico trabalho de CHEN, 1966, sendo considerado, pelo fato de já ter sido extensivamente analisado, confiável e adequado à avaliação térmica a ser conduzida.

Quanto à transferência de calor por convecção natural sobre corpos isotérmicos verticalmente aletados, verificou-se que os estudos têm sido desenvolvidos visando a obtenção de superfícies com alta eficiência de rejeição de calor para o meio ambiente

destinadas à aplicação em equipamentos eletrônicos. Neste contexto, AIBARA, 1968, mostrou que para um corpo isotérmico verticalmente aletado, quando a razão entre a largura e o espaçamento entre aletas for maior ou igual a 5, o coeficiente de transferência de calor por convecção natural é essencialmente igual ao encontrado no escoamento em canais formados por placas paralelas. Posteriormente, VAN DE POL e TIERNEY, 1973, propuseram uma solução adequada para transferência de calor no escoamento laminar em canais verticais com formato em U a temperatura constante.

A preocupação com a obtenção de alta eficiência nos processos de rejeição de calor por meio de corpos aletados visando sua aplicação na eletroeletrônica é sempre presente guiando as pesquisas até os dias de hoje. Não obstante, não foi possível identificar soluções aplicáveis à transferência de calor em equipamentos industriais de porte com temperaturas superficiais variáveis. Esta dificuldade motivou a orientação estabelecida neste trabalho de buscar soluções apropriadas à aplicação tecnológica de porte distinto da microeletrônica.

## 5. MODELAGEM MATEMÁTICA

O presente modelo foi elaborado com base nas hipóteses a seguir apresentadas.

- Os processos analisados ocorrem em regime permanente.
- O GLP é constituído basicamente de uma mistura de normal-butano e propano, sendo que outros eventuais componentes não têm papel relevante nos processos analisados.
- O GLP armazenado no tanque está inicialmente à temperatura ambiente e permanece, durante o processo de esvaziamento desse tanque, nesta temperatura.
- A composição do GLP admitida no vaporizador é invariável ao longo do tempo e é igual à composição da fase líquida do GLP presente no tanque de armazenamento, a qual também se supõe invariável.
- Na saída do vaporizador, tem-se GLP no estado de vapor saturado em uma pressão preestabelecida em função das características dos equipamentos que o consumirão e da perda de carga do seu escoamento na tubulação destinada ao seu transporte da saída do vaporizador até os pontos de consumo.

Tendo em vista que se conhece o estado do GLP no tanque de armazenamento, é possível determinar a entalpia e a composição da sua fase líquida, e, conforme anteriormente já mencionado, a composição da mistura permanece invariável ao longo dos processos subsequentes. Portanto, a entalpia da fase líquida do GLP será igual à entalpia desse combustível na entrada do vaporizador, sendo que, no processo de vaporização, esta entalpia aumentará gradativamente à medida que o título da mistura aproximar-se do valor unitário. O estado do GLP, na saída do vaporizador, é conhecido, visto que seu título é unitário e que também são conhecidas sua pressão e sua composição. Assim, sua entalpia,



na saída do vaporizador, também é conhecida.

Ao se buscar promover um processo de integração, tende-se a, em uma primeira abordagem, utilizar-se como variável independente a abscissa. Como não se conhecem dados geométricos dos tubos do vaporizador, esta metodologia de integração requer um processo iterativo adicional aumentando desnecessariamente o grau de dificuldade do problema a ser solucionado.

Como a entalpia é uma propriedade termodinâmica conhecida tanto na seção de entrada do vaporizador, quanto na sua seção de saída, observa-se que, em não se conhecendo dados geométricos do tubo do vaporizador, esta propriedade é uma excelente variável independente, cujo uso facilita sobremaneira processos de integração.

## 5.1 O PROCESSO DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Para desenvolver o presente modelo optou-se pelo uso do sistema de ordenadas indicado na figura 5.1 na qual a ordenada vertical tem orientação positiva no sentido descendente.

Respeitadas as hipóteses estabelecidas, pode-se dizer que, para um trecho qualquer de um tubo do trocador de calor com altura  $\Delta z$ , figura 5.1, a taxa de transferência de calor entre o GLP e o ar ambiente poderá ser determinada por:

$$\dot{Q} = UA\Delta T \quad (5.1)$$

onde  $A$  é uma área de transferência de calor,  $\Delta T$  é a diferença entre a temperatura do ar ambiente e a do GLP, e  $U$  é o coeficiente de transferência de calor global médio baseado na área  $A$ . Pode-se definir o coeficiente global de transferência de calor  $U$  com base na área

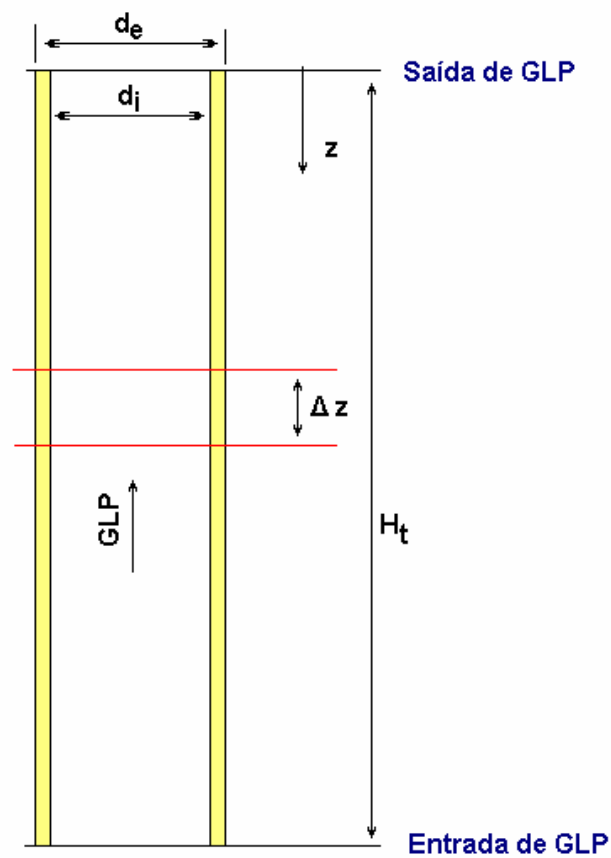
interna ou externa do tubo.

Optando-se pela definição com base na área interna, tem-se que a taxa de transferência de calor entre ao ar ambiente e o fluido que escoar no interior do tubo será dada por:

$$\dot{Q} = U_i A_i (T_{ar} - T_i) \quad (5.2)$$

O fluxo de calor, na face interna da parede do tubo, será igual a:

$$\dot{q}_i'' = \frac{\dot{Q}}{A_i} = U_i \Delta T = U_i (T_{ar} - T_i) \quad (5.3)$$



**FIGURA 5.1 – TUBO DO VAPORIZADOR**

### 5.1.1 DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR PARA UM TUBO NÃO-ALETADO

O coeficiente  $U_i$  pode ser definido a partir das resistências térmicas ao processo de transferência de calor. Para o caso em análise, pode-se dizer que a resistência térmica total será:

$$R = \left[ \begin{array}{l} R_i = \text{Resistência} \\ \text{térmica ao processo} \\ \text{interno de} \\ \text{transferência de} \\ \text{calor por convecção.} \end{array} \right] + \left[ \begin{array}{l} R_t = \text{Resistência} \\ \text{térmica ao processo de} \\ \text{transferência de calor} \\ \text{por condução através do} \\ \text{material do tubo.} \end{array} \right] + \left[ \begin{array}{l} R_e = \text{Resistência} \\ \text{térmica ao processo} \\ \text{externo de} \\ \text{transferência de calor por} \\ \text{convecção natural.} \end{array} \right]$$

ou seja:

$$R = R_i + R_t + R_e \quad (5.4)$$

sendo:

$$R_i = \frac{1}{A_i h_i} \quad (5.5)$$

$$R_t = \frac{1}{2\pi\Delta z k} \ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right) = \frac{d_i}{2A_i k} \ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right) \quad (5.6)$$

Para tubos com diâmetros uniformes, sem aletas, tem-se:

$$R_e = \frac{1}{A_e h_e} = \frac{d_i}{d_e A_i h_e} \quad (5.7)$$

Nas expressões acima, tem-se:

$$A_e = \pi d_e \Delta z \quad (5.8)$$

$$A_i = \pi d_i \Delta z \quad (5.9)$$

A partir da resistência  $R$ , pode-se definir o coeficiente global de transferência de calor  $U_i$ , com base na área interna, como sendo:

$$U_i = \frac{1}{A_i R} \quad (5.10)$$

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{d_i}{2k} \ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right) + \frac{d_i}{d_e h_e}} \quad (5.11)$$

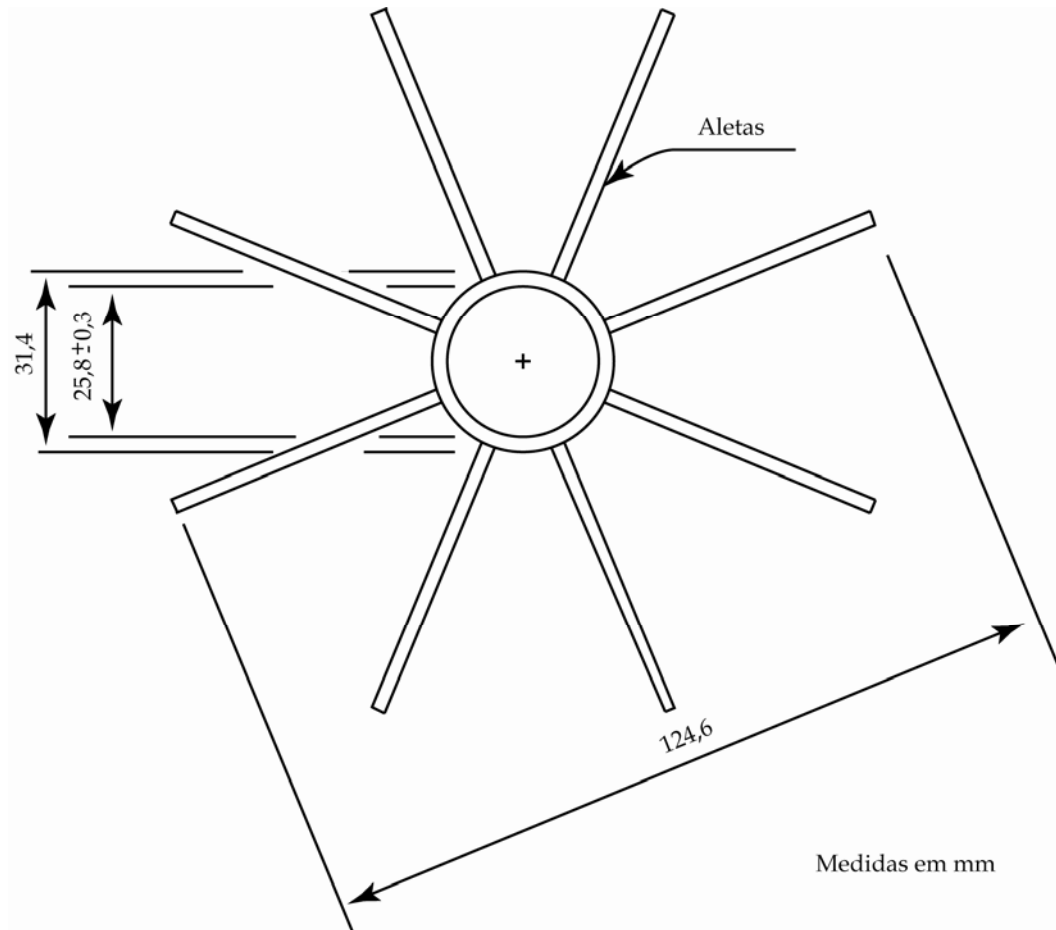
Esta expressão define o coeficiente global local de transferência de calor para tubos não-aletados.

### **5.1.2 DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR PARA UM TUBO ALETADO**

Internamente ao tubo, ocorre um processo com mudança de fase que usualmente é caracterizado por coeficientes de transferência de calor elevados, o que tende a resultar em baixa resistência térmica ao processo interno de transferência de calor. Externamente, tem-se um processo de transferência de calor devido à convecção natural que ocorre costumeiramente com baixos coeficientes de transferência de calor o que acarreta o fato de que a resistência à transferência de calor por convecção entre o meio e a face externa do tubo seja alta. Como esta resistência é inversamente proporcional à área de troca, verifica-se que, para a obtenção de taxas de transferência de calor mais elevadas, é, em princípio, recomendável a utilização de tubos externamente aletados.

Dentre as várias possibilidades, optou-se pela análise de vaporizadores constituídos por bancos de tubos com aletas planas, verticais, com espessura constante, geradas no próprio

processo de extrusão do tubo. Na figura 5.2, apresenta-se em corte, como exemplo, a seção transversal de um tubo disponível no mercado, fabricado em alumínio.

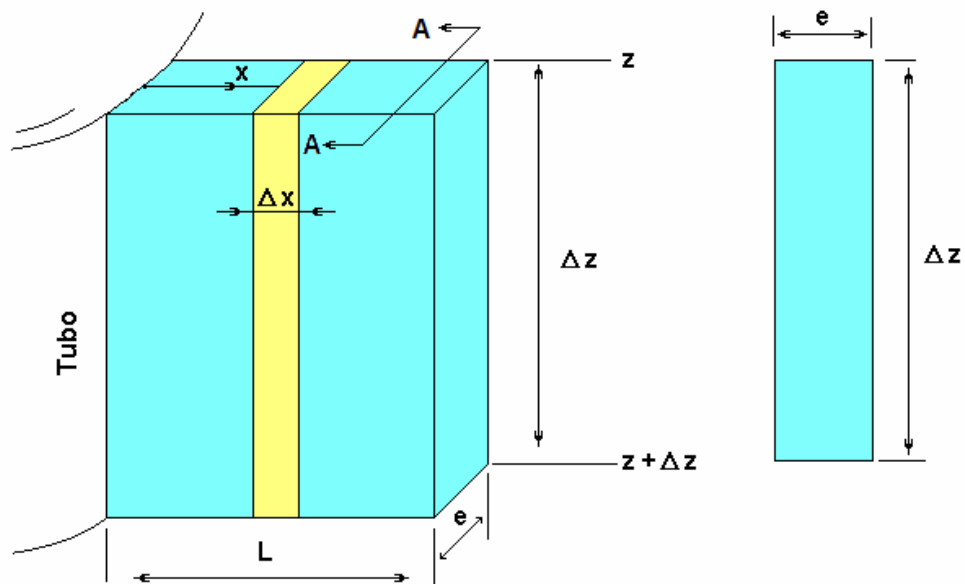


**FIGURA 5.2 – SEÇÃO TRANSVERSAL DE UM TUBO ALETADO**

Para a determinação da taxa de transferência de calor através da aleta, considera-se que:

- o coeficiente de transferência de calor entre a superfície externa do tubo aletado – incluindo a superfície externa das aletas – e o meio ambiente é radialmente uniforme e igual ao coeficiente de transferência de calor,  $h_e$ , entre a face externa da parede do tubo não-aletado e este mesmo meio. Observa-se que o fato de aplicar aletas a um tubo faz com que o escoamento sobre a sua superfície seja alterado, entretanto este fato não foi levado em consideração quando da avaliação do coeficiente de transferência de calor.

- a temperatura da base da aleta é igual à temperatura,  $T_{pe}$ , da face externa da parede do tubo. Reconhece-se que, de fato, deve ocorrer uma pequena diferença entre estas temperaturas, entretanto como a condutibilidade térmica do material do tubo, alumínio, é bastante elevada, pode-se dizer com segurança que este gradiente não é significativo.
- a temperatura do meio é igual à temperatura  $T_{ar}$ , temperatura do ar ambiente;
- a condutibilidade térmica do material constituinte da aleta é constante com a temperatura e igual à do tubo por ser do mesmo material;
- o comprimento da aleta “L” é constante;
- a espessura da aleta “e” é constante;
- internamente à aleta há apenas condução de calor unidimensional na direção radial horizontal;
- há transferência de calor por convecção na extremidade livre da aleta.



**FIGURA 5.3 – ALETA ELEMENTAR**

Considere-se a figura 5.3. Nas condições preestabelecidas, conforme INCROPERA,

2003, a taxa de transferência de calor na base da aleta será dada por:

$$\dot{Q}_a = \theta_0 \sqrt{P_{er} h_e k A_e} \left[ \frac{\sinh(\Omega L) + \left(\frac{h_e}{\Omega k}\right) \cosh(\Omega L)}{\cosh(\Omega L) + \left(\frac{h_e}{\Omega k}\right) \sinh(\Omega L)} \right] \quad (5.12)$$

Onde  $P_{er}$  é o perímetro da aleta,  $k$  é a condutibilidade térmica do material constituinte da aleta e:

$$\Omega^2 = \frac{2h_e}{ke} \quad (5.13)$$

$$\theta_0 = T_{ar} - T_{pe} \quad (5.14)$$

$$P_{er} = 2\Delta z \quad (5.15)$$

Considere-se, inicialmente, a resistência ao processo de transferência de calor imposta por apenas uma aleta. Esta resistência será igual a:

$$R_{aleta} = \frac{\theta_0}{\dot{Q}_a} \quad (5.16)$$

$$R_{aleta} = \left\{ \sqrt{P_{er} h_e k A_e} \left[ \frac{\sinh(\Omega L) + \left(\frac{h_e}{\Omega k}\right) \cosh(\Omega L)}{\cosh(\Omega L) + \left(\frac{h_e}{\Omega k}\right) \sinh(\Omega L)} \right] \right\}^{-1} \quad (5.17)$$

Como

$$A_e = e\Delta z \quad (5.18)$$

resulta:

$$R_{\text{aleta}} = \left\{ \sqrt{2h_e k_e} \frac{\left[ \sinh(\Omega L) + \left( \frac{h_e}{\Omega k} \right) \cosh(\Omega L) \right]}{\left[ \cosh(\Omega L) + \left( \frac{h_e}{\Omega k} \right) \sinh(\Omega L) \right]} \Delta z \right\}^{-1} \quad (5.19)$$

Considerando que, no tubo, haverá  $N_a$  aletas, a resistência devida ao conjunto de aletas será:

$$R_{\text{aletas}} = \frac{R_{\text{aleta}}}{N_a} \quad (5.20)$$

$$R_{\text{aletas}} = \left\{ \sqrt{2h_e k_e} \frac{\left[ \sinh(\Omega L) + \left( \frac{h_e}{\Omega k} \right) \cosh(\Omega L) \right]}{\left[ \cosh(\Omega L) + \left( \frac{h_e}{\Omega k} \right) \sinh(\Omega L) \right]} \Delta z N_a \right\}^{-1} \quad (5.21)$$

A resistência ao processo de transferência de calor por convecção associada à área externa do tubo não coberta pelas aletas será:

$$R_{A_s} = \frac{1}{A_s h_e} \quad (5.22)$$

onde a área da face externa do tubo não coberta pelas aletas,  $A_s$ , é dada por:

$$A_s = d_e \left[ \pi - N_a \text{arsen} \left( \frac{e}{d_e} \right) \right] \Delta z \quad (5.23)$$

Dessa forma:

$$R_{A_s} = \frac{1}{d_e \left[ \pi - N_a \text{arsen} \left( \frac{e}{d_e} \right) \right] \Delta z h_e} \quad (5.24)$$

A nova forma de determinar a resistência  $R_e$  será:



$$R_e = \left[ \frac{1}{R_{As}} + \frac{1}{R_{aletas}} \right]^{-1} \quad (5.25)$$

Então,  $R_e$  será dada por:

$$R_e = \left\{ \left\{ \sqrt{2h_e k_e} \left[ \frac{\sinh(\Omega L) + \left(\frac{h_e}{\Omega k}\right) \cosh(\Omega L)}{\cosh(\Omega L) + \left(\frac{h_e}{\Omega k}\right) \sinh(\Omega L)} \right] \Delta z N_a \right\} + d_e \left[ \pi - 2N_a \operatorname{arsen}\left(\frac{e}{d_e}\right) \right] \Delta z h_e \right\}^{-1} \quad (5.26)$$

Lembrando que o coeficiente global de transferência de calor,  $U$ , foi definido, a partir da resistência  $R$ , com base na área interna do tubo, tem-se que:

$$U_i = \frac{1}{A_i(R_i + R_t + R_e)} \quad (5.27)$$

Onde:

$$A_i R_i = \frac{1}{h_i} \quad (5.28)$$

$$A_i R_t = \frac{d_i}{2k} \ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right) \quad (5.29)$$

$$A_i R_e = \pi d_i \left\{ \left\{ \sqrt{2h_e k_e} \left[ \frac{\sinh(\Omega L) + \left(\frac{h_e}{\Omega k}\right) \cosh(\Omega L)}{\cosh(\Omega L) + \left(\frac{h_e}{\Omega k}\right) \sinh(\Omega L)} \right] N_a \right\} + d_e \left[ \pi - 2N_a \operatorname{arsen}\left(\frac{e}{d_e}\right) \right] h_e \right\}^{-1} \quad (5.30)$$

Esse conjunto de expressões permite a determinação do coeficiente global de transferência de calor para tubos aletados conforme anteriormente especificado.

### 5.1.3 DETERMINAÇÃO DAS TEMPERATURAS DAS FACES DA PAREDE DO TUBO

A temperatura da face interna da parede,  $T_{pi}$ , é determinada a partir das seguintes expressões:

$$\dot{Q} = h_i A_i (T_{pi} - T_i) \quad (5.31)$$

ou

$$\dot{q}_i'' = h_i (T_{pi} - T_i) \quad (5.32)$$

A temperatura da face externa da parede,  $T_{pe}$ , é determinada a partir das seguintes expressões:

$$\dot{Q} = h_e A_e (T_{pe} - T_{ar}) \quad (5.33)$$

ou

$$\dot{q}_i'' = \frac{\dot{Q}}{A_i} = \frac{h_e A_e}{A_i} (T_{pe} - T_{ar}) \quad (5.34)$$

### 5.1.4 APLICAÇÃO DA PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA

Para o volume de controle delimitado pela superfície interna do duto e pelas seções distanciadas  $\Delta z$ , figura 5.1, pode-se aplicar a primeira lei da termodinâmica. Para o processo em regime permanente e desconsiderando-se as variações de energia cinética e potencial, obtém-se:

$$\dot{Q} + \dot{m}H|_{z+\Delta z} = \dot{W} + \dot{m}H|_z \quad (5.35)$$

onde a variável  $H$  é a entalpia específica,  $\dot{m}$  é a vazão mássica de GLP no tubo e  $\dot{W}$  é a

taxa de realização de trabalho.

Na ausência da taxa de realização de trabalho, tem-se:

$$\dot{Q} + \dot{m}H|_{z+\Delta z} = \dot{m}H|_z \quad (5.36)$$

Expandindo  $H|_{z+\Delta z}$  em série de Taylor e desprezando os termos de maior ordem:

$$H|_{z+\Delta z} = H|_z + \Delta z \frac{dH}{dz} \quad (5.37)$$

lembrando que

$$\dot{Q} = \dot{q}_i'' \pi d_i \Delta z \quad (5.38)$$

conclui-se que:

$$\dot{q}_i'' \pi d_i \Delta z + \dot{m}H|_z + \dot{m}\Delta z \frac{dH}{dz} = \dot{m}H|_z \quad (5.39)$$

$$\dot{q}_i'' \pi d_i = -\dot{m} \frac{dH}{dz} \quad (5.40)$$

o que permite correlacionar a entalpia específica do GLP com o fluxo de calor.

Definindo-se o fluxo de massa em uma seção transversal do tubo como:

$$G = \frac{\dot{m}_t}{A_t} \quad (5.41)$$

lembrando que

$$A_t = \frac{\pi d_i^2}{4} \quad (5.42)$$

resulta

$$\dot{m}_t = \frac{\pi d_i^2}{4} G \quad (5.43)$$

Logo:

$$\dot{q}_i'' = -d_i G \frac{dH}{dz} \quad (5.44)$$

Lembrando que  $dx/dy = 1/(dy/dx)$ , obtém-se o seguinte resultado:

$$\frac{dz}{dH} = -\frac{d_i G}{\dot{q}_i''} \quad (5.45)$$

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, exige-se, além do conhecimento do comportamento da pressão desse fluido ao longo do tubo, a determinação do coeficiente de transferência de calor local entre o GLP e a parede interna do tubo,  $h_i$ , e do coeficiente de transferência de calor local entre o ar ambiente e a parede externa do tubo,  $h_e$ .

## **5.2 O COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR ENTRE O GLP E A FACE INTERNA DA PAREDE DO TUBO**

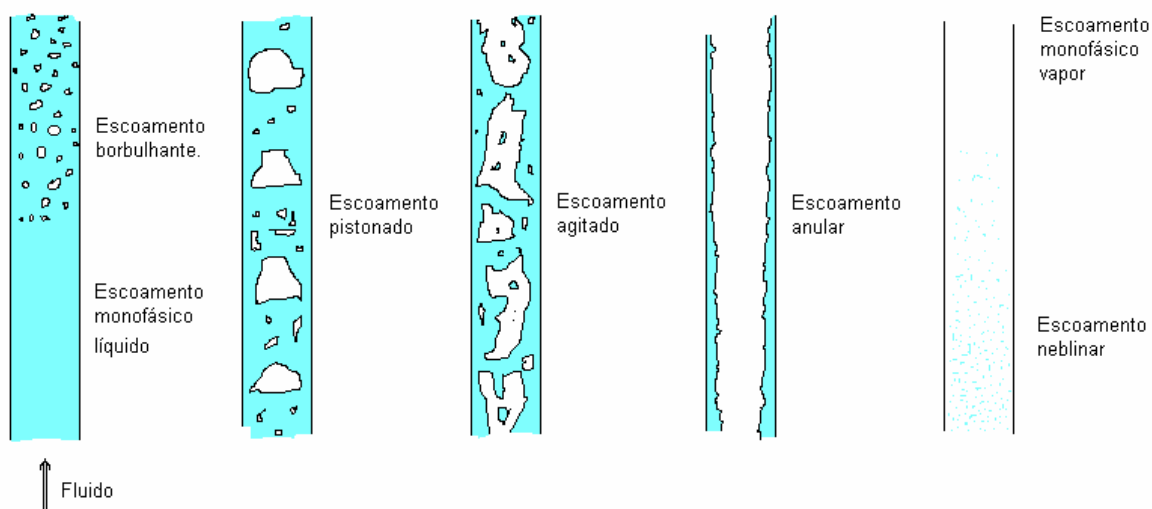
O GLP é admitido no vaporizador no estado de saturação, com título não nulo, denotando a existência de uma fase líquida e uma fase vapor. Nessas condições, é, então, submetido ao processo de vaporização à medida que escoar através do vaporizador de sorte

que, na saída desse equipamento, deverá estar, na pior hipótese, com título igual à unidade.

Essa situação caracteriza a ocorrência de um escoamento bifásico com transferência de calor, que acarreta a desejada mudança de fase. Na figura 5.4 representa-se esquematicamente a evolução dos regimes de escoamento tradicionalmente verificados em processos de mudança de fase em escoamentos ascendentes em tubos verticais à medida que o título cresce gradualmente a partir de zero.

Esses escoamentos, conforme relatado por WHALLEY, 1996, podem ser sumariamente descritos pelas seguintes características.

- *Escoamento borbulhante: as bolhas de vapor têm dimensões aproximadamente iguais.*
- *Escoamento pistonado: o vapor esco, formando grandes bolhas com formatos que lembram balas de armas de fogo. Há simultaneamente a ocorrência de pequenas bolhas distribuídas na fase líquida.*
- *Escoamento agitado: escoamento altamente instável de natureza oscilatória que se manifesta na transição entre o escoamento pistonado e o anular.*
- *Escoamento anular: o líquido esco principalmente junto à parede do tubo, formando um filme anular. Este escoamento ocorre, inicialmente, sem arraste de gotículas, evoluindo no sentido da ocorrência deste arraste originando o escoamento neblinar.*
- *Escoamento neblinar: o líquido esco na forma de pequenas gotas em meio à fase vapor.*



**FIGURA 5.4 – REGIMES DE ESCOAMENTO**

À medida que o escoamento evolui de monofásico líquido para monofásico vapor, os regimes de transferência de calor evoluem da transferência de calor convectiva para o líquido até atingir a transferência de calor convectiva para o vapor. Nesta evolução, identificam-se os regimes a seguir sumariamente descritos.

- *Ebulição sub-resfriada, caracterizada pelo aumento do coeficiente de transferência de calor à medida que a temperatura média do fluido se aproxima da temperatura de saturação. Ocorre no início do escoamento borbulhante.*
- *Ebulição nuclear saturada, na qual o coeficiente de transferência de calor se comporta de forma aproximadamente constante. Inicia-se ainda durante a ocorrência do escoamento borbulhante e perdura até o início do escoamento anular.*
- *Transferência de calor convectiva forçada bifásica através da película de líquido formada junto à parede no regime de escoamento anular.*
- *Transferência de calor convectiva para o vapor.*

A evidente complexidade dos fenômenos que ocorrem no processo de vaporização torna, naturalmente, complexa a análise do processo de transferência de calor. Por esse motivo, no desenvolvimento histórico dessa área do conhecimento, foram inicialmente desenvolvidas metodologias de cálculo que premiavam aspectos relevantes em regimes específicos.

Em ÖZİŞIC, 1990, o comportamento da temperatura de um fluido, constituído por uma substância simples, quando submetido a um processo de transferência de calor convectiva, é qualitativamente ilustrado na a figura 5.5. Nesta figura, observa-se o escoamento do fluido em um duto vertical sujeito a um fluxo de calor pequeno e uniforme em todo o seu comprimento, podendo-se identificar o encadeamento dos diversos regimes de escoamento acima mencionados, associando-os com os regimes de transferência de calor.

Devido à complexidade dos fenômenos envolvidos optou-se pelo uso de uma abordagem tal que permitisse utilizar apenas uma única formulação matemática para descrever o coeficiente de transferência de calor entre o fluido escoando no interior do tubo e a sua parede interna à medida que os diversos regimes de escoamento e de transferência de calor se desenvolvem.

Assim sendo, optou-se pela correlação proposta por CHEN, 1996, 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 relativamente acurada em toda a sua faixa de validade. Posteriormente, outros autores elaboraram diferentes propostas para a determinação do coeficiente de transferência de calor bifásico, tais como KLIMENKO, 1988, que propôs uma correlação generalizada para determinação deste coeficiente. Para a realização desse trabalho, optou-se pela utilização do modelo proposto por CHEN, já tradicional e largamente utilizado.

Perfis de temperatura

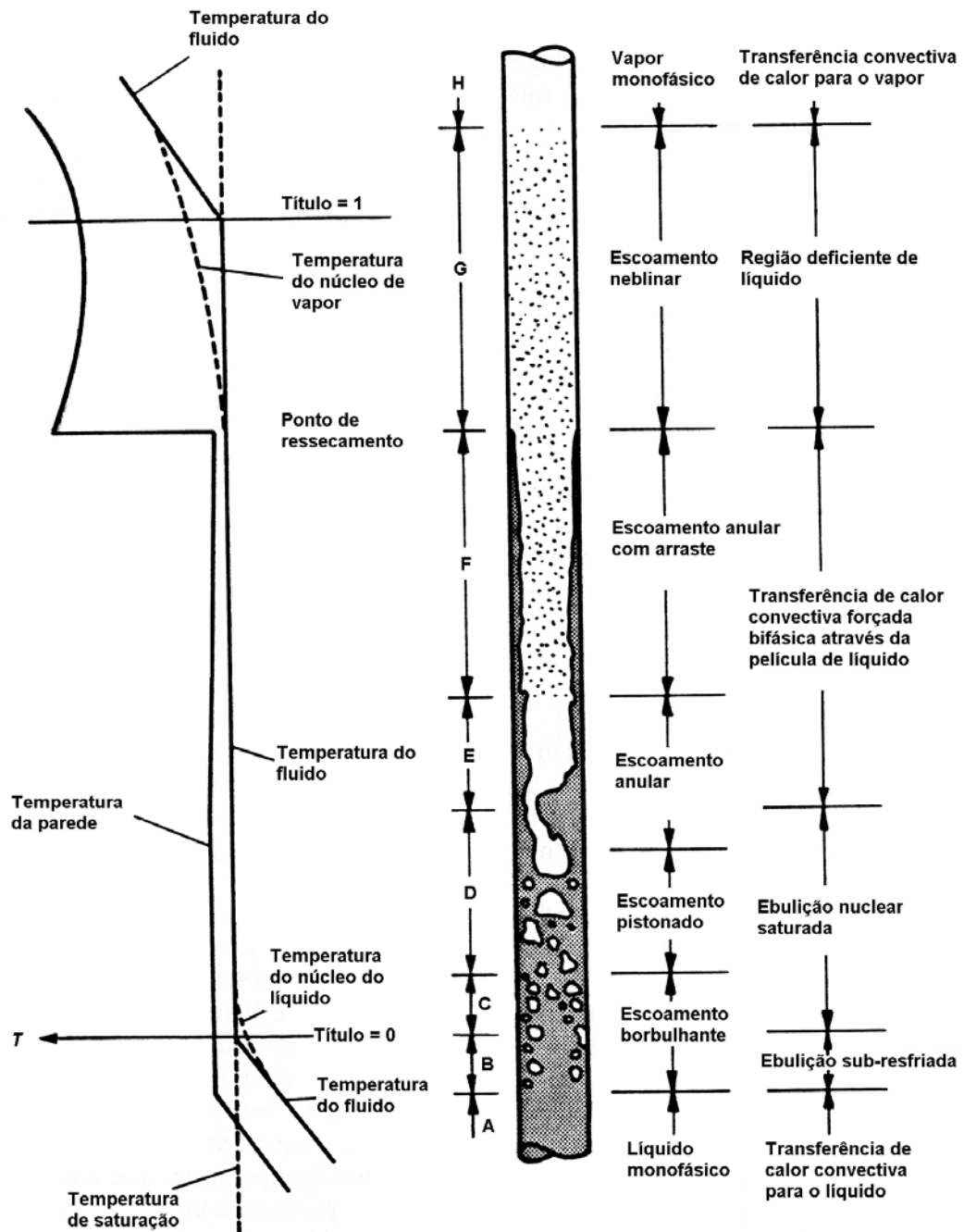


FIGURA 5.5 – REGIMES DE ESCOAMENTO E TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Nesse modelo, considera-se 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:



$$h_i = h_{NB} + h_c \quad (5.46)$$

Nesse modelo, admite-se que a componente  $h_c$  possa ser determinada pela utilização da equação de Dittus-Boelter modificada na forma:

$$h_c = 0,023 \frac{k_L}{d_i} Re_L^{0,8} Pr_L^{0,4} F \quad (5.47)$$

onde os adimensionais  $Re_L$  e  $Pr_L$  se referem à fase líquida. Assim, o número de Reynolds é determinado por:

$$Re_L = \frac{G(1-x)d_i}{\mu_L} \quad (5.48)$$

sendo:

$$G = \frac{\dot{m}_t}{A_t} \quad (5.49)$$

O número de Prandtl da fase líquida do escoamento é determinado como:

$$Pr_L = \frac{\mu_L C_{pL}}{k_L} \quad (5.50)$$

A variável 'F' da equação acima é denominada *Fator de Ebulição Convectiva* e é uma função estabelecida com base no Parâmetro de Martinelli,  $X_{tt}$ , que pode ser expresso por:

$$X_{tt} = \left[ \frac{1-x}{x} \right]^{0,9} \left[ \frac{\rho_V}{\rho_L} \right]^{0,5} \left[ \frac{\mu_L}{\mu_V} \right]^{0,1} \quad (5.51)$$

COLLIER, 1981, sugere que esse fator pode ser determinado pela seguinte representação matemática:

$$F = 1,0 \quad (5.52)$$

válida para  $\frac{1}{X_{tt}} \leq 0,10$  e

$$F = 2,35 \left[ \frac{1}{X_{tt} + 0,213} \right]^{0,736} \quad (5.53)$$

válida para  $\frac{1}{X_{tt}} > 0,10$ .

Para a determinação do coeficiente de transferência de calor referente à contribuição da ebulição nuclear,  $h_{NB}$ , CHEN, 1966, utilizou a equação de FOSTER e ZUBER, 1955, modificada na forma:

$$h_{NB} = 0,00122 \left( \frac{k_L^{0,79} c_{pL}^{0,45} \rho_L^{0,49}}{\sigma^{0,5} \mu_L^{0,29} H_{LV}^{0,24} \rho_V^{0,24}} \right) (T_{pi} - T_{sat})^{0,24} (P_{sti} - P_{sat})^{0,75} S \quad (5.54)$$

O Fator de Supressão, S, assim como o Fator de Ebulição Convectiva, F, também é uma função graficamente apresentada na literatura. Para viabilizar os cálculos computacionais exigidos, optou-se pela representação desta função gráfica por intermédio da função polinomial apresentada a seguir, desenvolvida a partir da representação desta função disponível em ÖZİŞIC, 1990.

$$S = 9,2317 \cdot 10^{-1} - 8,7200 \cdot 10^{-6} Re_{tp} + 3,676 \cdot 10^{-11} Re_{tp}^2 - 5,493 \cdot 10^{-17} Re_{tp}^3 \quad (5.55)$$

Na expressão acima:

$$Re_{tp} = F^{1,25} \cdot Re_L \quad (5.56)$$

ou seja:

$$Re_{tp} = \left[ \frac{G(1-x)d_i}{\mu_L} \right] \cdot F^{1,25} \quad (5.57)$$

### **5.3 O COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR ENTRE A FACE EXTERNA DA PAREDE E O MEIO**

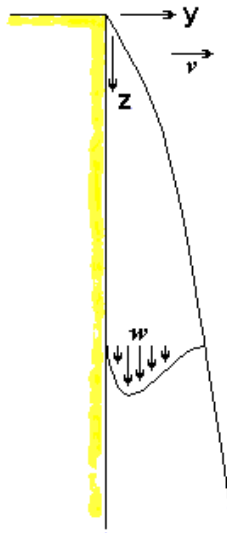
No caso em análise, a temperatura do meio fluido, ar, estará mais elevada do que a temperatura da parede sólida, face externa do tubo. Assim, no processo convectivo, o fluido, ar, movimentar-se-á no sentido descendente. Considere-se, por hipótese, que o tubo tenha uma altura,  $H_t$ , a ser determinada, tal que, na 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 esse 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 figura 5.1.

Em primeira aproximação, o coeficiente de transferência de calor,  $h_e$ , entre a face externa da parede do tubo e o meio pode ser calculado considerando que os fenômenos térmicos e dinâmicos em análise sejam similares àqueles que ocorrem em uma placa plana semi-infinita à temperatura uniforme sujeita às mesmas condições.

#### **5.3.1 EQUAÇÕES DA CAMADA LIMITE PARA CONVECÇÃO LIVRE**

A camada limite dinâmica desenvolvida no processo de transferência de calor por convecção natural é, inicialmente, laminar, tornando-se, posteriormente, turbulenta. Costuma-se estabelecer, na literatura, que a transição entre o regime laminar e regime turbulento, para o caso em estudo, ocorra para números de Rayleigh da ordem de  $10^9$ . A análise a seguir apresentada aplica-se somente 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 o sistema de ordenadas indicado na figura 5.6 no qual as ordenadas vertical e horizontal são, respectivamente, representadas pelos eixos “z” e “y”.



**FIGURA 5.6 – SISTEMA DE ORDENADAS**

Por hipótese, considere-se 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 sobre uma superfície vertical. Para o sistema de ordenadas escolhido, podem-se aplicar as equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia, KAYS E CRAWFORD, 1980, resultando em:

$$\frac{\partial w}{\partial z} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (5.58)$$

$$w \frac{\partial w}{\partial z} + v \frac{\partial w}{\partial y} = g\beta(T - T_{\infty}) + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \quad (5.59)$$

$$w \frac{\partial T}{\partial z} + v \frac{\partial T}{\partial y} = -\alpha \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (5.60)$$

onde  $v$  e  $w$  são as componentes da velocidade nas direções  $y$  e  $z$ ,  $\alpha$  é a difusividade térmica, e  $\nu$  é a viscosidade cinemática do ar.

As condições de contorno adequadas ao problema são:

$$\begin{aligned} v &= 0 \\ w &= 0 \\ T &= T_{pe}(z) \end{aligned} \quad \text{para } y = 0$$

$$\begin{aligned} w &= 0 \\ T &= T_{ar} \end{aligned} \quad \text{para } z = 0$$

$$\begin{aligned} w &\rightarrow 0 \\ T &\rightarrow T_{ar} \end{aligned} \quad \text{para } y \rightarrow \infty.$$

### 5.3.2 SOLUÇÃO DAS EQUAÇÕES DA CAMADA LIMITE

Esse conjunto de equações admite solução exata para qualquer uma das seguintes situações:

- temperatura da parede constante;
- fluxo de calor na parede constante;
- diferença entre a temperatura do meio e a da parede variável segundo uma função do tipo:  $T_{ar} - T_{pe} = Nz^n$ , onde “N” e “n” são constantes;
- diferença entre a temperatura do meio e a da parede variável segundo uma função do tipo:  $T_{ar} - T_{pe} = Me^{mz}$ , onde “M” e “m” são constantes.

Conforme KAYS e CRAWFORD, 1980, a solução das equações da camada limite para convecção natural com escoamento laminar sobre uma placa plana semi-infinita, vertical e à temperatura constante mostra 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:

$$\text{Nu}_z = c(\text{Gr}_z \text{Pr})^{0,25} \quad (5.61)$$

onde “c” é uma função do número de Prandtl.

EDE, 1980, sugere a utilização da expressão:

$$\text{Nu}_z = \frac{3}{4} \left( \frac{2\text{Pr}_{\text{ar}}}{5(1 + 2\text{Pr}_{\text{ar}}^{0,5} + 2\text{Pr}_{\text{ar}})} \right)^{0,25} (\text{Gr}_{z,\text{ar}} \text{Pr}_{\text{ar}})^{0,25} \quad (5.62)$$

Como o GLP é uma mistura de substâncias, considerando que ocorrerá uma variação de pressão ao longo do escoamento, observa-se que realmente a temperatura do GLP deverá variar segundo a ordenada vertical. Assim sendo, a utilização da expressão acima para o cálculo do número de Nusselt local conduzirá a determinações de temperaturas da face externa da parede do tubo,  $T_{pe}$ , variáveis com a ordenada vertical, o que consiste em um resultado incompatível com a hipótese inicial de que a temperatura da parede seria uniforme. Considerando esse fato, propõe-se que a solução do problema seja obtida a partir de procedimentos iterativos de cálculo.

O primeiro procedimento (primeira iteração) é a obtenção da solução com base no equacionamento acima. A segunda iteração consiste na obtenção da solução desejada, considerando que a diferença entre a temperatura da face externa do tubo,  $T_{pe}$ , e a temperatura do ar ambiente,  $T_{ar}$ , tenha o seu comportamento descrito por:

$$T_{ar} - T_{pe} = m_0 e^{m_1 z} \quad (5.63)$$

que é uma correlação aparentemente adequada já, que, de fato, a temperatura do GLP deverá reduzir à medida que se caminha no sentido positivo da ordenada vertical, enquanto que a temperatura ambiente deverá permanecer constante. As constantes “ $m_0$ ” e “ $m_1$ ” presentes na expressão acima são obtidas por um processo de ajuste desse tipo de curva aos resultados obtidos na condução dos cálculos imediatamente precedentes. Observa-se que a distribuição de temperaturas descrita pela equação (5.63) corresponde a um dos casos particulares para os quais se dispõe de solução exata das equações das camadas limites a qual é seguir apresentada.

Este procedimento pode ser repetido quantas vezes se fizer necessário.

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 expressão (5.63), apresentaram a seguinte solução:

$$\frac{Nu_z}{Gr_z^{0,25}} = (m_1 z)^{0,25} \frac{\varphi}{\sqrt{2}} ; \quad m_1 > 0 \quad (5.64)$$

Os valores calculados por SPARROW e GREGG para  $\varphi$  são:

$$\varphi = 0,735 \quad \text{para } Pr = 0,7 \quad (5.65)$$

$$\varphi = 0,823 \quad \text{para } Pr = 1,0 \quad (5.66)$$

Tendo em vista que o número de Prandtl do ar deverá variar com a ordenada vertical atingindo valores entre 0,7 e 1,0, propõe-se adotar para  $\varphi$  valores interpolados linearmente entre os extremos estabelecidos pelas equações acima.

Logo, a correlação utilizada para a determinação do número de Nusselt local, no caso de temperatura da parede variável conforme o exposto na equação (5.64) será:

$$Nu_z = Gr_{ar}^{0,25} (m_1 z)^{0,25} \frac{0,29333 Pr + 0,52967}{\sqrt{2}} \quad (5.67)$$

#### 5.4 DETERMINAÇÃO DA VARIAÇÃO DA PRESSÃO

O procedimento de cálculo abaixo apresentado é fundamentado 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 esse modelo de escoamento é: a fase vapor e a líquida apresentam-se perfeitamente misturadas e, por esse motivo, deslocam-se à mesma velocidade.

O aspecto mais interessante desse modelo é que, por sua natureza, permite a determinação da perda de carga de um escoamento bifásico considerando-o como se fosse monofásico, bastando, para isso, utilizar as propriedades adequadas a fim de obter resultados razoáveis.

Conforme MILLS, 1999, no caso de escoamento em um tubo reto, o gradiente de pressão é dado por:

$$\frac{dP}{dz} = \left( \frac{dP}{dz} \right)_F + \left( \frac{dP}{dz} \right)_G + \left( \frac{dP}{dz} \right)_M \quad (5.68)$$

onde:

$\left( \frac{dP}{dz} \right)_F$  é o gradiente de pressão devido aos efeitos viscosos;



$\left(\frac{dP}{dz}\right)_G$  é o gradiente devido à ação da aceleração da gravidade, e

$\left(\frac{dP}{dz}\right)_M$  é o gradiente devido às variações da quantidade de movimento do escoamento.

A diferença de pressão entre duas seções '1' e '2' de um duto deverá ser, então, determinada a partir da integração desse gradiente ao longo do comprimento do duto entre estas seções. Assim sendo, tem-se:

$$\Delta P = \int_1^2 \left(\frac{dP}{dz}\right) \cdot dz \quad (5.69)$$

Lembrando que a variável independente considerada a mais adequada para conduzir os processos de integração é a entalpia, optou-se pela mudança de variáveis, e, nesse caso, a expressão adequada é:

$$\Delta P = \int_1^2 \left(\frac{dP}{dH}\right) dH \quad (5.70)$$

Como

$$\frac{dP}{dH} = \frac{dP}{dz} \cdot \frac{dz}{dH} \quad (5.71)$$

E como a derivada  $\frac{dz}{dH}$  é obtida através da equação (5.45) o conhecimento de

$$\frac{dP}{dz} = f(H) \quad (5.72)$$

permite conduzir a integração utilizando, como variável independente, a entalpia.

#### 5.4.1 GRADIENTE DE PRESSÃO DEVIDO AOS EFEITOS VISCOSOS

Lembrando que o modelo homogêneo de escoamento bifásico baseia-se na hipótese fundamental de que o fluido é composto por fases perfeitamente misturadas e que, por esse motivo, têm a mesma velocidade, o gradiente de pressão devido aos efeitos viscosos pode, conforme MILLS, 1999, ser expresso por:

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_F = \frac{f_a}{d_i} \frac{G^2}{2\rho} \quad (5.73)$$

#### 5.4.2 GRADIENTE DE PRESSÃO DEVIDO À ACELERAÇÃO DA GRAVIDADE

O gradiente de pressão devido à ação da aceleração da gravidade, segundo MILLS, 1999, é dado por:

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_G = \rho g \sin \theta \quad (5.74)$$

onde  $\theta$  é o ângulo entre o tubo e a horizontal. No caso em análise, esse ângulo é igual a  $\pi/2$ , e, conseqüentemente, tem-se:

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_G = \rho g \quad (5.75)$$

#### 5.4.3 GRADIENTE DE PRESSÃO DEVIDO À VARIAÇÃO DA QUANTIDADE DE MOVIMENTO

O gradiente de pressão devido à variação da quantidade de movimento é, segundo MILLS, 1999, dado por:

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_M = -\frac{d}{dz}\left(\frac{G^2}{\rho}\right) = -G^2 \frac{d}{dz}\left(\frac{1}{\rho}\right) \quad (5.76)$$

ou seja:

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_M = -G^2 \frac{dv}{dz} \quad (5.77)$$

Substituindo-se as expressões já obtidas na equação (5.68), resulta:

$$\frac{dP}{dz} = \frac{f_a}{d_i} \frac{G^2}{2 \cdot \rho} + \rho g - G^2 \frac{dv}{dz} \quad (5.78)$$

Lembrando que a variável de integração escolhida é a entalpia, torna-se necessário, então, obter a função

$$\frac{dv}{dz} = f(H,P) \quad (5.79)$$

No escoamento bifásico, qualquer propriedade termodinâmica específica (em base mássica) de uma mistura de duas substâncias é uma função de duas propriedades termodinâmicas independentes e da composição da mistura. Tomando-se a pressão e a entalpia como propriedades independentes conhecidas, pode-se expressar o volume específico como:

$$v = v(P,H,F_1,F_2) \quad (5.80)$$

onde  $F_1$  e  $F_2$  são as frações mássicas dos componentes '1' e '2' na mistura.

A derivada do volume específico em relação à posição será:

$$\frac{dv}{dz} = \frac{\partial v}{\partial P} \frac{dP}{dz} + \frac{\partial v}{\partial H} \frac{dH}{dz} + \frac{\partial v}{\partial F_1} \frac{dF_1}{dz} + \frac{\partial v}{\partial F_2} \frac{dF_2}{dz} \quad (5.81)$$

Como a composição da mistura ao longo do tubo do vaporizador não varia, sendo constante ao longo da ordenada vertical, as derivadas das frações mássicas em relação à posição serão nulas. Assim sendo, tem-se:

$$\frac{dv}{dz} = \frac{\partial v}{\partial P} \frac{dP}{dz} + \frac{\partial v}{\partial H} \frac{dH}{dz} \quad (5.82)$$

No caso de propriedades termodinâmicas específicas em base mássica, pode-se explicitá-las utilizando o conceito de título, de sorte que o volume específico poderá ser expresso por:

$$v = v_L + x(v_V - v_L) \quad (5.83)$$

Pode-se, então, reescrever a derivada do volume específico com relação à ordenada vertical como:

$$\frac{dv}{dz} = \frac{dv_L}{dz} + x \left( \frac{dv_V}{dz} - \frac{dv_L}{dz} \right) + (v_V - v_L) \frac{dx}{dz} \quad (5.84)$$

$$\frac{dv}{dz} = (1-x) \frac{dv_L}{dz} + x \frac{dv_V}{dz} + (v_V - v_L) \frac{dx}{dz} \quad (5.85)$$

As propriedades da fase líquida e da fase vapor só dependem de duas propriedades independentes. Escolhendo convenientemente as propriedades pressão e entalpia como variáveis independentes, resulta:

$$\frac{dv}{dz} = (1-x) \left( \frac{\partial v_L}{\partial P} \frac{dP}{dz} + \frac{\partial v_L}{\partial H} \frac{dH}{dz} \right) + x \left( \frac{\partial v_V}{\partial P} \frac{dP}{dz} + \frac{\partial v_V}{\partial H} \frac{dH}{dz} \right) + (v_V - v_L) \left( \frac{\partial x}{\partial P} \frac{dP}{dz} + \frac{\partial x}{\partial H} \frac{dH}{dz} \right) \quad (5.86)$$

Essa equação pode ser rearranjada de forma a se obter:

$$\frac{dv}{dz} = A \frac{dP}{dz} + B \frac{dH}{dz} \quad (5.87)$$

onde:

$$A = \left[ (1-x) \frac{\partial v_L}{\partial P} + x \frac{\partial v_V}{\partial P} + (v_V - v_L) \frac{\partial x}{\partial P} \right] \quad (5.88)$$

e

$$B = \left[ (1-x) \frac{\partial v_L}{\partial H} + x \frac{\partial v_V}{\partial H} + (v_V - v_L) \frac{\partial x}{\partial H} \right] \quad (5.89)$$

Então:

$$\frac{dP}{dz} = \frac{f_a}{d_i} \frac{G^2}{2\rho} + \rho g - G^2 \left[ A \frac{dP}{dz} + B \frac{dH}{dz} \right] \quad (5.90)$$

$$\frac{dP}{dz} = \frac{\frac{f_a}{d_i} \frac{G^2}{2\rho} + \rho g - G^2 B \frac{dh}{dz}}{1 + G^2 A} \quad (5.91)$$

#### 5.4.4 DETERMINAÇÃO DO FATOR DE ATRITO

O método mais simples para calcular o fator de atrito,  $f_a$ , é (supondo que o líquido puro escoe à velocidade da mistura) determiná-lo pelo uso de expressões tradicionais ou pelo uso do diagrama de Moody utilizando um valor para o número de Reynolds calculado através de:

$$Re = \frac{GD}{\mu_L} \quad (5.92)$$

Segundo MILLS, 1999, esse procedimento leva a determinação de fatores de atrito

muito baixos para títulos abaixo de 70% e a fatores muito altos para títulos acima desse valor. Para contornar essa dificuldade, esse mesmo autor sugere o uso de uma viscosidade de referência:

$$\frac{1}{\mu_R} = \frac{x}{\mu_V} + \frac{1-x}{\mu_L} \quad (5.93)$$

Determina-se, então, o número de Reynolds para esta viscosidade de referência, por:

$$Re_R = \frac{Gd_I}{\mu_R} \quad (5.94)$$

Tendo-se o número de Reynolds adequado, no caso de escoamento laminar em dutos circulares,  $Re < 2300$ , o fator de atrito será determinado por:

$$f_a = \frac{64}{Re} \quad (5.95)$$

No caso de escoamento turbulento, também em dutos circulares, existem diversas expressões destinadas à determinação do fator de atrito. A mais conhecida é a histórica expressão de COLEBROOK, 1938, aplicável apenas a escoamentos turbulentos:

$$\frac{1}{f_a^{0,5}} = -2,0 \log \left( \frac{\lambda}{3,7} + \frac{2,51}{Re f_a^{0,5}} \right) \quad (5.96)$$

onde  $\lambda$  é a rugosidade relativa do duto.

Embora haja disponível, na literatura, outras equações que também permitem a determinação do fator de atrito, tendo como objetivo simplificar o uso de métodos computacionais, considera-se conveniente utilizar expressões que unifiquem os processos de determinação desse fator tanto para o escoamento laminar quanto para o turbulento. A

partir dessa abordagem, optou-se pelo uso da equação de SWAMEE, 1993, que é particularmente interessante já que, além dessa unificação, apresenta esse fator de forma explícita, a saber:

$$f_a = \left\{ \left( \frac{64}{Re_R} \right)^8 + \left[ \ln \left( \frac{\lambda}{3,7} + \frac{5,74}{Re_R^{0,9}} \right) - \left( \frac{2500}{Re_R} \right)^6 \right]^{-16} \right\}^{0,125} \quad (5.97)$$

## 5.5 DETERMINAÇÃO DE PROPRIEDADES

### 5.5.1 PROPRIEDADES DO GLP

A determinação das propriedades necessárias à realização dos cálculos foi realizada partindo da hipótese básica que estabelece o fato de o gás liquefeito de petróleo ser composto única e exclusivamente por uma mistura de propano e n-butano, e de a composição desta mistura ser variável podendo estar entre os limites estabelecidos pelas frações mássicas limitantes apresentadas na tabela abaixo:

**TABELA 5.1 – COMPOSIÇÃO DO GLP**

Componente	Fração mássica máxima	Fração mássica mínima
propano	0,70	0,50
n-butano	0,50	0,30

Para a determinação das propriedades do GLP, utilizou-se a rotina REFPROP, programa em linguagem FORTRAN desenvolvido pelo NIST – National Institute of Standards and Technology.

Paralelamente, a tensão superficial da mistura de propano e n-butano foi determinada utilizando a correlação proposta por HEIDE, 1997, que explicita a tensão superficial de uma mistura binária em função da média ponderada pela fração molar das tensões superficiais dos seus componentes, a saber:

$$\sigma_g = y_p \cdot \sigma_p + y_b \cdot \sigma_b \quad (5.98)$$

### 5.5.2 PROPRIEDADES DO AR

As propriedades do ar necessárias aos cálculos foram obtidas pelo uso das funções internas do programa EES – ENGINEERING EQUATION SOLVER. As hipóteses fundamentais com base nas quais as propriedades foram determinadas são:

- a pressão atmosférica local é igual a 100 kPa;
- o ar tem umidade relativa nula.

### 5.5.3 PROPRIEDADES DO ALUMÍNIO

Como premissa básica, considera-se que o equipamento analisado seja constituído de tubos de alumínio, e que o alumínio constituinte desses tubos seja isotrópico e tenha as seguintes propriedades:

- condutibilidade térmica constante no intervalo de  $-20^{\circ}\text{C}$  a  $+20^{\circ}\text{C}$  e igual a:  
 $k_{al} = 237 \text{ W/m}\cdot^{\circ}\text{C}$ ;
- massa específica constante nesse mesmo intervalo de temperaturas e igual a:  
 $2.707 \text{ kg/m}^3$ .

Estas propriedades foram determinadas, utilizando, também, as funções internas do programa EES – ENGINEERING EQUATION SOLVER.



## 6. 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;
- título do GLP na saída do vaporizador;
- temperatura e pressão do ar ambiente;
- vazão de GLP através do vaporizador;
- número de tubos que comporá o vaporizador;
- propriedades do material constituinte dos tubos;
- dados geométricos desses tubos, exceto sua altura.

A partir desses dados, o programa permite obter um conjunto amplo de informações dentre as quais relata-se:

- a composição de cada fase do GLP ao longo do vaporizador;
- altura dos tubos desse equipamento;
- perfis de propriedades do GLP ao longo dos tubos;
- perfis de coeficientes de transferência de calor ao longo dos tubos.

Esse programa computacional foi desenvolvido utilizando-se o software EES – ENGINEERING EQUATION SOLVER, que tem como função básica resolver um conjunto de equações incluindo equações tais como: algébricas, diferenciais e integrais. Esse software tem uma biblioteca de funções matemáticas e termofísicas bastante extensa, permitindo o acesso direto e imediato, por exemplo, a propriedades termodinâmicas.

## 7. CÁLCULOS

Apresenta-se a seguir um conjunto de resultados da aplicação do programa desenvolvido. Deve ser observado que todos os cálculos realizados foram sempre conduzidos no sentido de se estabelecer parâmetros básicos necessários ao detalhamento do projeto 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 que tubos metálicos são, via de regra, comercializados com base em preços de venda estabelecidos por unidade de massa.

Observa-se, também, que para a aplicação do código computacional é exigida a definição preliminar de um conjunto de variáveis de entrada bastante amplo, sendo que cada uma delas pode assumir valores muito diferenciados. Torna-se, assim, necessário estabelecer bases mínimas orientativas para se proceder aos cálculos. Com esta proposição estabeleceu-se as considerações iniciais a seguir relatadas.

### 7.1 CONDIÇÕES INICIAIS

#### 7.1.1 VAPORIZADOR

O vaporizador objeto de análise deverá apresentar a capacidade de vaporização de  $2,78 \times 10^{-2}$  kg/s (100 kg/h) de GLP, para tal deverá ser composto por um conjunto de tubos verticais. Assim, a vazão de GLP por tubo será função do número de tubos que comporá esse equipamento. Na tabela 7.1 apresenta-se a vazão prevista por tubo de forma a se atingir a vazão total acima estabelecida.

**TABELA 7.1 – VAZÕES PREVISTAS POR TUBO**

Quantidade de tubos que comporia o vaporizador	Vazão por tubo (kg/s)
40	$6,94 \times 10^{-4}$
60	$4,63 \times 10^{-4}$
80	$3,47 \times 10^{-4}$
100	$2,78 \times 10^{-4}$
120	$2,31 \times 10^{-4}$

### 7.1.2 TUBOS

Inicialmente os cálculos foram conduzidos considerando-se que os tubos são aletados, fabricados em alumínio através de processo de extrusão, tendo as dimensões principais da sua seção transversal já apresentadas na figura 5.2, quais sejam:

- diâmetro interno: 25,8 mm
- diâmetro externo: 31,4 mm
- comprimento das aletas: 46,6 mm
- espessura das aletas: 1,8 mm

Esta geometria será sempre denominada nesse texto de geometria padrão.

### 7.1.3 GÁS LIQUEFEITO DE PETRÓLEO

O GLP, basicamente composto por propano e n-butano, deverá estar, na saída do vaporizador, com título unitário e a 200 kPa, já que esta pressão é considerada adequada à operação da maioria das instalações comerciais, industriais e/ou voltadas à prestação de serviços.

## 7.2 CÁLCULOS PRELIMINARES

Apresenta-se a seguir um conjunto de propriedades determinadas para a fase líquida do GLP presente no tanque de armazenamento. Estas propriedades foram calculadas considerando-se, por hipótese, que o título do GLP no tanque é igual a 0,1. Certamente o título deverá variar à medida que houver consumo desse combustível, no entanto esse fato não será levado em consideração visto que, usualmente, os tanques de GLP armazenam uma quantidade mínima de vapor frente à quantidade de líquido. Os cálculos foram efetuados para quatro temperaturas e para três composições distintas. Cabe lembrar que a entalpia da fase líquida será igual à entalpia do GLP na entrada do vaporizador e que a composição da fase líquida será igual a composição do GLP durante o processo de vaporização.

**TABELA 7.2 – PROPRIEDADES DA FASE LÍQUIDA DO GLP NO TANQUE DE ARMAZENAMENTO**

Composição do GLP (frações mássicas)		Temp. ambiente (°C)	Composição da fase líquida (frações mássicas)		Entalpia (kJ/kg)	Pressão (kPa)
propano	n-butano		propano	n-butano		
0,50	0,50	5	0,4718	0,5282	98,81	355,4
		10	0,4725	0,5275	110,7	412,1
		15	0,4733	0,5267	122,8	475,2
		20	0,4740	0,5260	135,1	545,4
0,60	0,40	5	0,5756	0,4244	99,41	397,0
		10	0,5762	0,4238	111,4	459,7
		15	0,5768	0,4232	123,6	529,5
		20	0,5774	0,4226	136,0	606,9
0,70	0,30	5	0,6804	0,3196	100,1	436,9
		10	0,6809	0,3191	112,2	505,5
		15	0,6814	0,3186	124,6	581,7
		20	0,6818	0,3182	137,1	666,2

Na tabela 7.3 apresenta-se a entalpia, também já anteriormente determinada, do GLP à

entrada do vaporizador e a entalpia à sua saída, a qual foi avaliada considerando-se que o título à saída será igual a unidade, e que a pressão será igual a 200 kPa. Esses valores serão utilizados como extremos de integração.

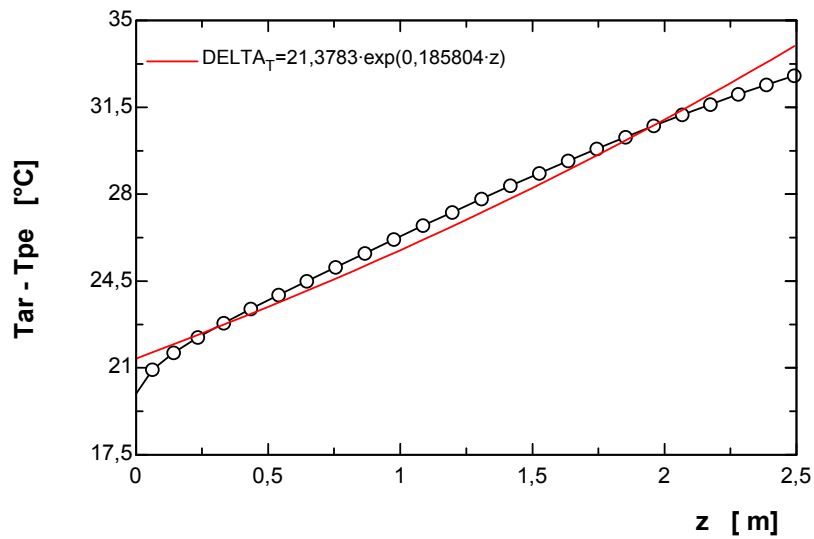
**TABELA 7.3 – ENTALPIAS DO GLP À ENTRADA E À SAÍDA DO VAPORIZADOR.**

Composição do GLP no vaporizador (frações mássicas)		Temperatura ambiente (°C)	Entalpia do GLP (kJ/kg)	
propano	n-butano		entrada	saída
0,50	0,50	5	98,81	464,1
		10	110,7	464,1
		15	122,8	464,1
		20	135,1	464,1
0,60	0,40	5	99,41	457,9
		10	111,4	457,9
		15	123,6	457,9
		20	136,0	457,9
0,70	0,30	5	100,1	451,0
		10	112,2	451,0
		15	124,6	451,0
		20	137,1	451,0

### 7.3 ANÁLISE DE UM CASO TÍPICO

Para proceder a análises preliminares escolheu-se a condição operacional básica caracterizada no Anexo A e lá denominada “Condição A”.

Os cálculos foram conduzidos no sentido de obter inicialmente uma distribuição da diferença entre a temperatura do ar ambiente e a temperatura da face externa da parede em função da ordenada vertical. Esta distribuição é graficamente apresentada a seguir.



**GRÁFICO 7.1 –  $T_{ar} - T_{pe}$  VERSUS  $z$  – 80 TUBOS – PRIMEIRA ITERAÇÃO.**

Nesse gráfico, podem-se visualizar duas curvas. A primeira, em preto, corresponde a distribuição de diferenças de temperatura calculadas considerando-se que o coeficiente de transferência de calor entre a superfície externa do tubo e o meio ambiente pode ser avaliado utilizando-se a expressão:

$$Nu_z = \frac{3}{4} \left( \frac{2Pr_{ar}}{5(1 + 2Pr_{ar}^{0,5} + 2Pr_{ar})} \right)^{0,25} (Gr_{z,ar} Pr_{ar})^{0,25} \quad (5.62)$$

que permite a determinação do número de Nusselt local em função do número de Grashoff local e do número de Prandtl, estabelecida com base na hipótese de que a temperatura da face externa do tubo fosse uniforme

A segunda curva visualizada no gráfico, em vermelho, é uma curva exponencial do tipo:

$$T_{ar} - T_{pe} = m_0 e^{m_1 z} \quad (5.63)$$

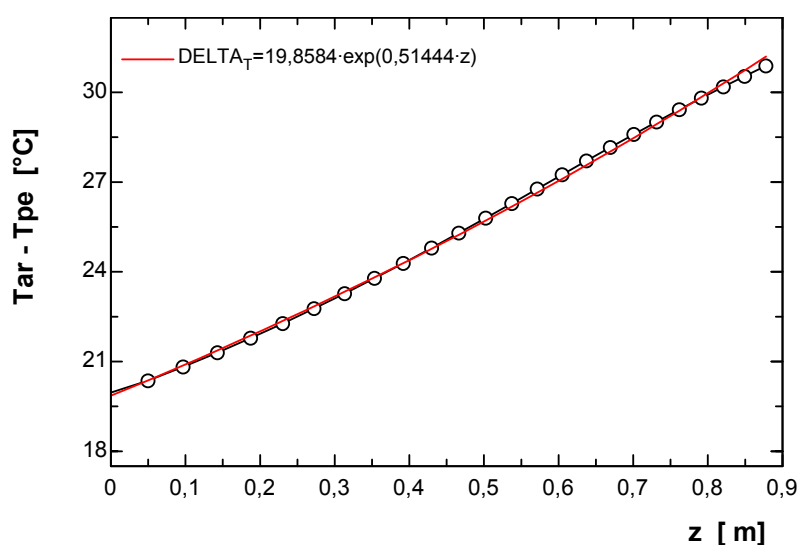
ajustada utilizando-se do método dos mínimos quadrados, com rotina também internamente disponível no EES – ENGINEERING EQUATION SOLVER. O ajuste desta função resultou

na determinação dos seguintes parâmetros:

- $m_0 = 2,13783 \text{ E}+01$
- $m_1 = 2,16776 \text{ E}-01$

Observa-se que o ajuste de curva realizado resultou na obtenção do coeficiente de determinação,  $R^2$ , igual a 0,9761 ou 97,61%.

O passo seguinte foi obter a mesma distribuição de temperaturas 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 a seguir.



**GRÁFICO 7.2 –  $T_{ar} - T_{pe}$  VERSUS  $z$  – 80 TUBOS – SEGUNDA ITERAÇÃO.**

Nesse gráfico, novamente, pode-se visualizar duas curvas sendo que a resultante dos cálculos computacionais é apresentada em preto e a em vermelho é a resultante de um novo ajuste de uma curva do tipo exponencial, e, nesse caso, obteve-se:

- $m_0 = 1,98584 \text{ E}+01$
- $m_1 = 5,14440 \text{ E}-01$

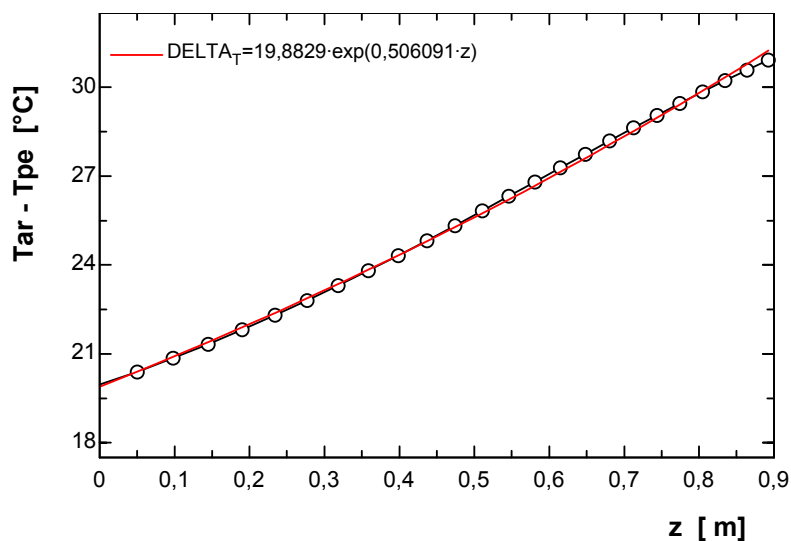


- $R^2 = 99,91\%$

Finalmente, iterativamente, foram refeitos os cálculos considerando-se, agora, que o perfil de diferenças de temperatura é melhor representado pela curva mais recentemente ajustada.

No gráfico 7.3 representa-se o resultado obtido nesse novo processo de cálculo,. Podendo ser observada uma nova curva ajustada muito próxima à anterior, com:

- $m_0 = 1,98829 \text{ E}+01$
- $m_1 = 5,06091 \text{ E}-01$
- $R^2 = 99,91\%$



**GRÁFICO 7.3 –  $T_{ar} - T_{pe}$  VERSUS  $z$  – 80 TUBOS – TERCEIRA ITERAÇÃO**

A altura dos tubos necessária à ocorrência da evaporação da vazão de GLP igual a

$$\dot{m} = \frac{100 \text{ kg/h}}{3600 \text{ s}} \cdot \frac{1}{80 \text{ tubos}} = 3,47 \cdot 10^{-4} \text{ kg/s}$$

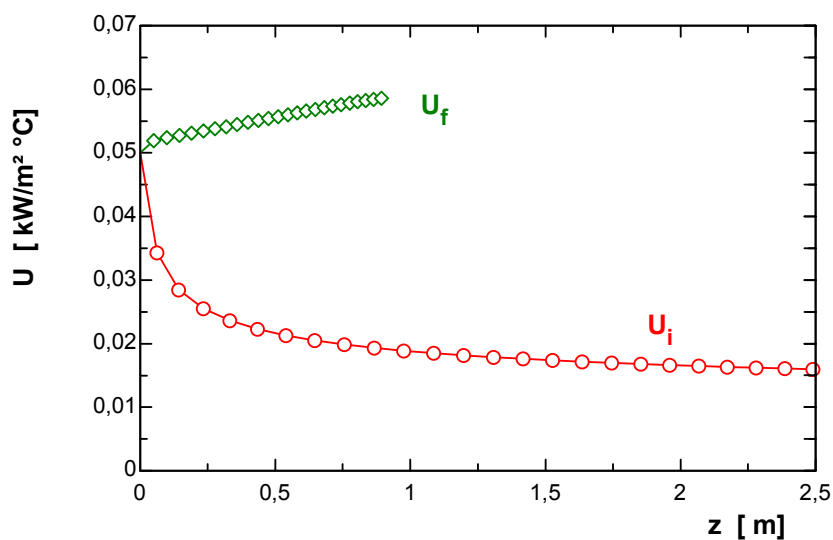
calculadas por intermédio dos três procedimentos de cálculo são, respectivamente,

- $H_t = 2,491 \text{ m}$ ,

- $H_t = 0,878$  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. Isto ocorre porque o comportamento do coeficiente global de transferência de calor é significativamente alterado ao se mudar a metodologia de cálculo do coeficiente externo de transferência de calor. No gráfico abaixo se tem a evolução do coeficiente global de transferência de calor em função da posição para a iteração inicial,  $U_i$ , e para a final,  $U_f$ .



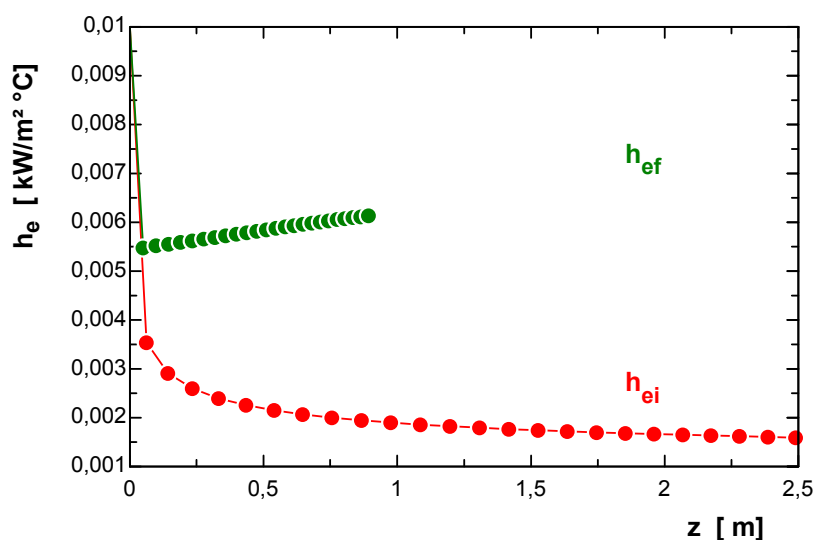
**GRÁFICO 7.4 – COEFICIENTES GLOBAIS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR**

Esta diferença de comportamentos do coeficiente global de transferência de calor decorre do 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. Lembrando que o material do tubo é o alumínio com alta condutibilidade térmica, oferecendo

baixa resistência ao processo de transferência de calor tanto em um caso como no outro, observa-se que o coeficiente de transferência de calor bifásico é significativamente maior que o coeficiente de transferência de calor por convecção natural, o que justifica este comportamento do coeficiente global mesmo observando que a área interna de transferência de calor é menor do que a externa. No gráfico 7.5 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,  $h_{ei}$ , quanto para a iteração final,  $h_{ef}$ .

O comportamento crescente de  $h_{ef}$  é aparentemente inesperado; no entanto deve ser observado que, conforme já explicitado no capítulo 5, a distribuição da diferença entre a temperatura do ar,  $T_{ar}$ , e a da parede externa,  $T_{pe}$ , em função da posição vertical na forma exponencial é:

$$T_{ar} - T_{pe} = m_0 e^{m_1 z} \quad (5.63)$$



**GRÁFICO 7.5 – COEFICIENTES LOCAIS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR**

Este tipo de distribuição de diferenças de temperatura, conforme já visto, conduz à seguinte expressão para a determinação do número de Nusselt local:

$$\frac{Nu_z}{Gr_z^{0,25}} = [m_1 z]^{0,25} \frac{\varphi}{\sqrt{2}}; \quad m_1 > 0 \quad (5.64)$$

onde o termo  $\varphi$  é função, apenas, do número de Prandtl.

Lembrando que o número de Nusselt é dado por

$$Nu_z = \frac{h_e z}{k_{ar}} \quad (7.1)$$

e que o número de Grashoff local é dado por

$$Gr_z = \frac{a_g \beta_{ar} (T_{ar} - T_{pe}) z^3}{\frac{\mu_{ar}}{\rho_{ar}}} \quad (7.2)$$

o coeficiente de transferência de calor  $h_e$  será dado por:

$$h_e = k_{ar} \left[ \frac{a_g \beta_{ar} \rho_{ar} m_0 m_1}{\mu_{ar}} \right]^{0,25} \frac{\varphi}{\sqrt{2}} e^{0,25 m_1 z} \quad (7.3)$$

Considerando que as propriedades do ar se mostram praticamente constantes, pode-se, em primeira aproximação, considerar que:

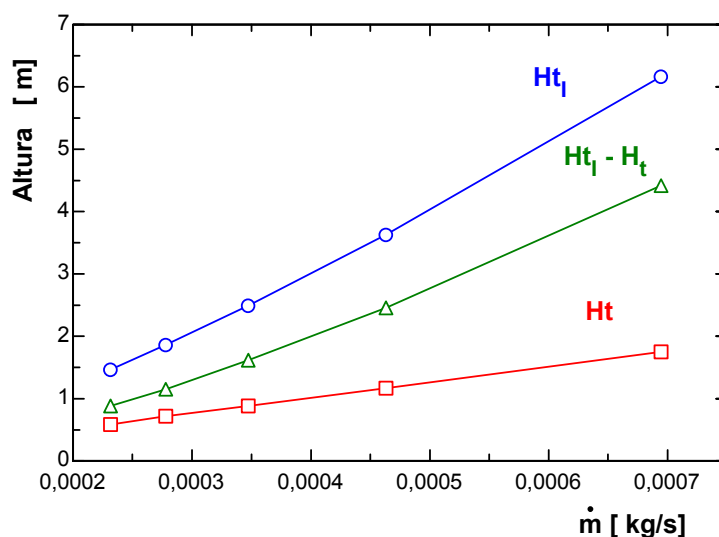
$$\frac{\partial h_e}{\partial z} = k_{ar} \left[ \frac{a_g \beta_{ar} \rho_{ar} m_0 m_1}{\mu_{ar}} \right]^{0,25} \frac{\varphi}{\sqrt{2}} \frac{m_1}{4} e^{0,25 m_1 z} \quad (7.4)$$

Esta derivada é sempre positiva já que todos os seus termos são sempre positivos, por esse motivo compreende-se que, nesse caso, o coeficiente de transferência de calor deverá ser uma função crescente com a ordenada vertical, o que justifica a mudança do comportamento do coeficiente global de transferência de calor observado no gráfico 7.4.

## 7.4 EVOLUÇÃO DA ALTURA DOS TUBOS EM FUNÇÃO DA VAZÃO DE GLP

Lembrando a proposição inicial de dimensionar um equipamento destinado à evaporação de  $2,78 \times 10^{-2}$  kg/s (100 kg/h), considerou-se a possibilidade de construí-lo com um banco de tubos verticais com a seção transversal descrita na figura 5.2, composto por 40, 60, 80, 100 e por 120 tubos, mantendo-se, assim, para todas as opções analisadas o diâmetro interno dos tubos constante.

Utilizando-se o código computacional desenvolvido determinou-se a altura dos tubos do vaporizador de GLP para as cinco condições acima especificadas. Os resultados obtidos são parcialmente apresentados no gráfico abaixo, no qual tem-se registradas as alturas calculadas dos tubos na primeira,  $H_{t_i}$ , na última iteração,  $H_t$ , e a diferença entre esses valores,  $H_{t_i} - H_t$ , em função das vazões de GLP nos tubos já apresentadas na tabela 7.1.



**GRÁFICO 7.6 – ALTURAS DOS TUBOS VERSUS VAZÕES**

Nota-se nesse gráfico a enorme disparidade entre os resultados obtidos na primeira iteração e na última, devido à diferença de metodologias na determinação do coeficiente externo de transferência de calor por convecção.

A vazão de GLP por tubo, as alturas calculadas, o número de Rayleigh máximo e a área total de transferência de calor são apresentados na tabela abaixo.

**TABELA 7.4 – ÁREA TOTAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR**

Quantidade de tubos	Vazão mássica por tubo (kg/s)	Altura dos tubos (m)	Área total de transferência de calor (m <sup>2</sup> )	Massa total de alumínio (kg)	Número de Rayleigh máximo
40	$6,94 \times 10^{-4}$	1,749	5,671	174,7	$1,10 \times 10^{10}$
60	$4,63 \times 10^{-4}$	1,169	5,685	175,2	$3,29 \times 10^9$
80	$3,47 \times 10^{-4}$	0,878	5,693	175,4	$1,40 \times 10^9$
100	$2,78 \times 10^{-4}$	0,710	5,755	178,6	$7,55 \times 10^8$
120	$2,31 \times 10^{-4}$	0,586	5,700	175,6	$4,17 \times 10^8$

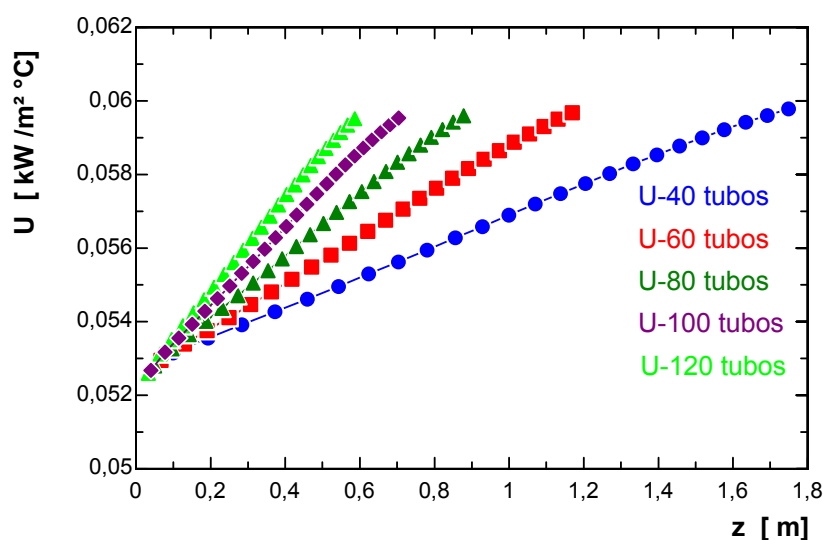
Na tabela 7.4, a área total de transferência de calor é a somatória das áreas internas dos tubos. Nota-se que esses valores são muito próximos havendo uma diferença percentual com base na área menor entre esta área e a maior igual a cerca de 1,5%. Simultaneamente, como os tubos têm a mesma geometria, eles têm o mesmo peso por unidade de comprimento, o que, por sua vez conduz à obtenção de vaporizadores com pesos similares.

Assim sendo, como o material utilizado é o alumínio, e o custo dos tubos de alumínio é estabelecido por unidade de peso, os vaporizadores acima terão os custos desse insumo produtivo similares; entretanto o processo fabril envolvendo uma quantidade maior de tubos redundará em um maior custo de produção, dentre outros motivos devido, por exemplo, à maior necessidade de desenvolvimento de trabalho de corte e solda.

Deve ser observado que o modelo matemático adotado tem com hipótese básica a exigência da camada limite, desenvolvida no processo de transferência de calor por

convecção natural, ser laminar. O adimensional que indica a transição entre os regimes laminar e turbulento nesse processo é o número de Rayleigh, e o valor usualmente adotado como o de transição é  $10^9$ , sendo aceitável uma faixa de variação a qual não é usualmente especificada na literatura. Entende-se que os valores acima especificados para o número são compatíveis com esta hipótese.

No gráfico 7.7 apresenta-se a evolução dos coeficientes globais de transferência de calor em função da posição.



**GRÁFICO 7.7 – EVOLUÇÃO DOS COEFICIENTES GLOBAIS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR**

## 7.5 EFEITOS DA ALTERAÇÃO DE ASPECTOS GEOMÉTRICOS DA SUPERFÍCIE EXTERNA

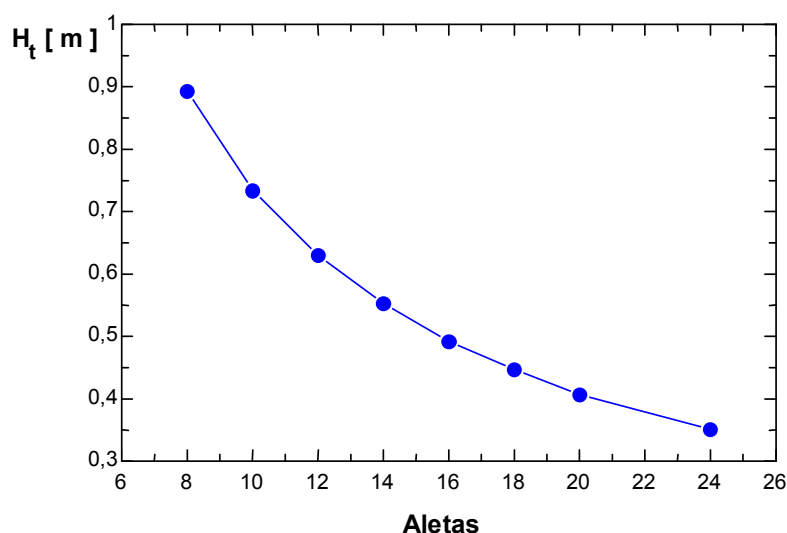
Tendo em vista que a maior resistência ao processo de transferência de calor é a externa, considerou-se a possibilidade de promover alterações nas características geométricas do tubo com objetivo de buscar melhores condições operacionais. As análises foram realizadas segundo três direções principais,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

### 7.5.1 EFEITOS DA ALTERAÇÃO DA QUANTIDADE DE ALETAS

Para avaliar os efeitos da alteração do número de aletas, foi conduzido um conjunto de cálculos mantendo-se a Condição B definida no anexo A.

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. A seguir mostra-se uma representação gráfica da variação desta altura em função do número de aletas, observando-se uma significativa alteração.



**GRÁFICO 7.8 – ALTURA DOS TUBOS VERSUS QUANTIDADE DE ALETAS**

Resultados mais detalhados dos cálculos realizados encontram-se na tabela 7.5, na qual, similarmente ao já anteriormente realizado, a área total de transferência de calor foi



determinada com base na área interna dos tubos, cujos diâmetros internos foram mantidos iguais a 0,0258 m. Os resultados constantes desta tabela indicam que o aumento da área externa propiciado pelo aumento do número de aletas, é responsável por tornar o equipamento mais compacto reduzindo significativamente a sua altura. Esses resultados indicam, também, a possibilidade de se desenvolver um projeto no qual a área ocupada é reduzida pela possibilidade de se utilizar tubos mais longos e em menor número, opção que pode se mostrar 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 fabricados e manuseados. Finalmente observa-se que um resultado considerado importante é que a alteração do número de aletas não promove a ocorrência de reduções significativas da massa do equipamento.

**TABELA 7.5 – ÁREA TOTAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR – TUBOS**

<b>Quantidade de aletas</b>	<b>Altura dos tubos (m)</b>	<b>Área total de transferência de calor (m<sup>2</sup>)</b>	<b>Massa de alumínio por metro de tubo (kg/m)</b>	<b>Massa total do banco de tubos de alumínio (kg)</b>	<b>Número de Rayleigh máximo</b>
8	0,878	5,693	2,498	175,4	1,47x10 <sup>9</sup>
10	0,734	4,759	2,952	173,3	8,03x10 <sup>8</sup>
12	0,630	4,085	3,406	171,7	4,99x10 <sup>8</sup>
14	0,553	3,586	3,860	170,8	3,32x10 <sup>8</sup>
16	0,492	3,190	4,314	169,8	2,36x10 <sup>8</sup>
18	0,447	2,898	4,768	170,5	1,70x10 <sup>8</sup>
20	0,407	2,639	5,222	170,0	1,27x10 <sup>8</sup>
24	0,351	2,276	6,131	172,1	7,89x10 <sup>7</sup>

### **7.5.2 EFEITO DA REDUÇÃO DA ESPESSURA DAS ALETAS**

Com o objetivo de se verificar a viabilidade de redução de custo do vaporizador através

da redução do seu peso, considerou-se a possibilidade de reduzir a espessura das aletas. Assim sendo recalculou-se a altura dos tubos considerando-se a Condição C apresentada no anexo A. Os principais resultados obtidos são apresentados na tabela 7.6.

**TABELA 7.6 – VAPORIZADOR – 16 ALETAS – 80 TUBOS**

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

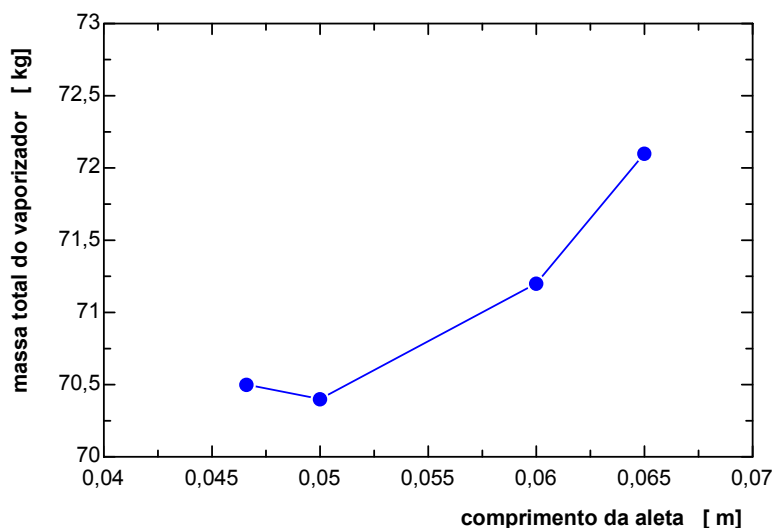
Esses resultados indicam claramente que a redução da espessura das aletas, nesse caso, acarreta um pequeno acréscimo na altura dos tubos e, conseqüentemente na área total de transferência de calor; no entanto, ao se reduzir esta espessura de 1,8 mm para 1,2 mm, tem-se como resultado uma expressiva redução no peso do equipamento, cerca de 27,5%. Ressalta-se que à medida que são promovidas reduções na espessura das aletas, defronta-se com dificuldades crescentes a serem vencidas na produção dos tubos.

### **7.5.3 EFEITO DA ALTERAÇÃO DO COMPRIMENTO DA ALETA**

Para avaliar esse efeito realizaram-se cálculos supondo uma condição operacional ligeiramente modificada, já orientada à obtenção de resultados aplicáveis a definição de uma proposta de dimensionamento de um vaporizador, com projeto não otimizado, mas orientado no sentido de atingir bom desempenho. Esta nova condição operacional é denominada Condição D, vide anexo A.

Os resultados obtidos, mostrados no gráfico 7.9, 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.



**GRÁFICO 7.9 – EFEITO DA ALTERAÇÃO DO COMPRIMENTO DAS ALETAS**

## **7.6 EFEITO DA REDUÇÃO DA TEMPERATURA AMBIENTE**

De fato, a alteração da temperatura ambiente tem o efeito de reduzir o gradiente de temperatura entre o fluido em evaporação e o meio ambiente, além disto esta redução de temperatura conduz, conforme pode ser observado na tabela 7.2, à diminuição da entalpia do fluido na entrada do vaporizador. Assim sendo, com o objetivo central de se avaliar a evolução da área de transferência de calor necessária à medida que a temperatura ambiente é reduzida, realizou-se um conjunto de cálculos executados com base na Condição E.

Nesse caso, observa-se que a opção pelo tubo com 18 aletas, espessura de 1,2 mm, com massa de 4,762 kg/m, é justificada pelo fato de que a opção pela redução da espessura

das aletas ter se mostrada muito vantajosa em relação a outras opções analisadas. Afinal os resultados mostrados na tabela 7.6 indicam que esta proposição conduz a reduções de área de transferência de calor e de peso consideráveis, sem que, no entanto, os resultados tenham indicado qual seria a solução otimizada.

Os principais resultados obtidos, ao se considerar a opção pela adoção de 18 aletas, apresentados na tabela 7.7, mostram o 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 onde o vaporizador será instalado. Por outro lado, os grandes usuários de vaporizadores de GLP são as empresas distribuidoras desse combustível que, usualmente operando em todo território nacional, fornecem esses equipamentos em regime de comodato, criando a possibilidade de retirar um equipamento de um cliente, por exemplo do sul do País, reinstalando-o em outro cliente, por exemplo, no nordeste. Esta situação sugere que esses 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.

**TABELA 7.7 – VAPORIZADOR – 18 ALETAS – 80 TUBOS**

<b>Temperatura ambiente</b>	<b>Altura dos tubos</b>	<b>Área total de transferência de calor</b>	<b>Massa total de alumínio</b>	<b>Número de Rayleigh máximo</b>
<b>(°C)</b>	<b>(m)</b>	<b>(m<sup>2</sup>)</b>	<b>(kg)</b>	
<b>5</b>	<b>1,748</b>	<b>11,334</b>	<b>476,3</b>	<b>7,08x10<sup>9</sup></b>
<b>10</b>	<b>0,963</b>	<b>6,244</b>	<b>262,4</b>	<b>1,38x10<sup>9</sup></b>
<b>15</b>	<b>0,596</b>	<b>3,865</b>	<b>162,4</b>	<b>3,65x10<sup>8</sup></b>
<b>20</b>	<b>0,432</b>	<b>2,801</b>	<b>117,7</b>	<b>1,70x10<sup>8</sup></b>

## 7.7 EFEITO DA REDUÇÃO DO DIÂMETRO DO TUBO

Uma análise de efeitos da variação dos diâmetros do tubo deve pressupor que o diâmetro interno e o externo devem variar no sentido de manter a resistência mecânica do tubo à pressão interna. Assim sendo, se for considerado que a tensão máxima admissível do material do tubo, alumínio, é uma propriedade do material mantida constante, e considerando que a pressão máxima admissível é a mesma para todos os diâmetros possíveis, de acordo com THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS, 1968, a espessura da parede de um tubo internamente pressurizado destinado ao transporte de combustíveis gasosos, deve ser determinada utilizando-se a expressão:

$$e_t = \frac{PD}{2SE} \quad (7.5)$$

onde, :

$e_t$  é a espessura de projeto;

P é a pressão interna de projeto (manométrica);

D é o diâmetro externo;

S é a tensão admissível;

E é o fator de eficiência da solda longitudinal do tubo.

Considerando que, para os diversos diâmetros possíveis de tubo, tanto a pressão interna de projeto quanto a tensão admissível do material serão as mesmas, e que, como o tubo é extrudado, o fator de eficiência de solda tem valor unitário, verifica-se que mantendo-se constante a relação entre o diâmetro e a espessura do tubo, mantém-se suas condições de aplicabilidade do ponto de vista mecânico, a menos de possíveis considerações a exigências, também de cunho normativo, de prever uma espessura adicional de material destinada, por exemplo, a efeitos de corrosão, a tolerância dimensional de fabricação e a usinagem de roscas nas extremidades dos tubos.

Como hipótese simplificadora, considerou-se que a espessura adicional total admissível na configuração padrão se reduzirá segundo a mesma correlação acima apresentada; ou seja: a redução da espessura adicional admissível máxima será proporcional à redução da espessura de projeto. Com base nesta premissa, elegeu-se, para efeito de análise, o conjunto de configurações geométricas constante da tabela 7.8.

Tendo em vista que objetivo desta análise é verificar o comportamento da área de transferência de calor e da massa do vaporizador, foi realizada uma seqüência de cálculos adotando-se as premissas constituintes da Condição F.

**TABELA 7.8 – CONFIGURAÇÕES GEOMÉTRICAS**

<b>Geometria</b>	<b>Diâmetro externo (mm)</b>	<b>Diâmetro interno (mm)</b>	<b>Espessura da parede do tubo (mm)</b>
<b>Padrão</b>	<b>31,4</b>	<b>25,8</b>	<b>2,8</b>
<b>A</b>	<b>25,0</b>	<b>20,6</b>	<b>2,2</b>
<b>B</b>	<b>21,0</b>	<b>17,2</b>	<b>1,9</b>
<b>C</b>	<b>18,0</b>	<b>14,8</b>	<b>1,6</b>
<b>D</b>	<b>15,0</b>	<b>12,2</b>	<b>1,4</b>

Os cálculos realizados apresentaram um conjunto de resultados que são brevemente sumariados na tabela 7.9.

Observa-se que esses resultados indicam que a alteração do diâmetro dos tubos na faixa estudada não mostrou vantagens contundentes.

**TABELA 7.9 – EFEITOS DA VARIAÇÃO DA ESPESSURA DOS TUBOS**

Geometria	Diâm. externo	Diâm. interno	Massa de alumínio por metro de tubo	Altura dos tubos	Área total de transferência de calor	Massa total de alumínio	Número de Rayleigh máximo
	(mm)	(mm)	(kg/m)	(m)	(m <sup>2</sup> )	(kg)	
Padrão	31,4	25,8	3,406	0,432	2,801	117,7	1,70x10 <sup>8</sup>
A	25,0	20,6	3,151	0,465	2,407	117,2	1,89x10 <sup>8</sup>
B	21,0	17,2	3,033	0,471	2,036	114,3	1,96x10 <sup>8</sup>
C	18,0	14,8	2,948	0,479	1,782	113,0	2,03x10 <sup>8</sup>
D	15,0	12,2	2,887	0,491	1,506	113,4	2,17x10 <sup>8</sup>

## 7.8 ANÁLISE DA REDUÇÃO DA PRESSÃO NO ESCOAMENTO AO LONGO DE UM TUBO DO VAPORIZADOR

O programa computacional desenvolvido permitiu determinar o perfil de pressões do GLP ao longo de um tubo para diversas condições de escoamento. Resultados obtidos são apresentados na forma gráfica tendo-se registrado em um dos eixos a diferença entre a pressão do GLP em cada ponto do vaporizador e a sua pressão de saída, e no outro eixo registrou-se a posição vertical, crescente segundo o sentido descendente. Os resultados obtidos 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; esta condição operacional pode ser visualizada no gráfico 7.10.

Há um motivo básico para a ocorrência da variação de pressões em níveis baixos que é o fato de as velocidades médias do escoamento serem reduzidas, conforme pode ser observado no gráfico 7.11

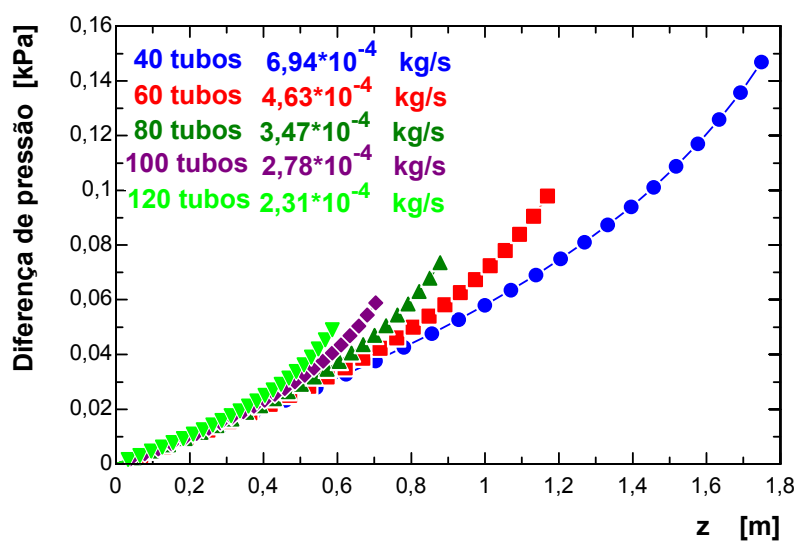


GRÁFICO 7.10 – DIFERENÇA DE PRESSÃO

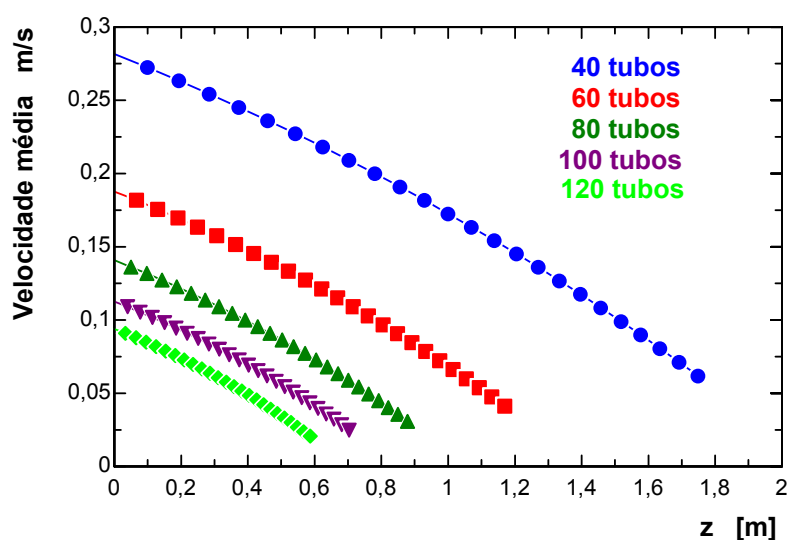


GRÁFICO 7.11 – VELOCIDADES MÉDIAS

## 7.9 EFEITO DA VARIAÇÃO DA COMPOSIÇÃO

Com o objetivo de verificar a influência da alteração da composição do GLP no comportamento do vaporizador, optou-se por realizar um conjunto de cálculos a partir da Condição G. Os resultados obtidos, sumariados na tabela 7.10, 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 que ocorre na válvula, o que, por sua vez, gera maiores gradientes de temperatura promovendo a transferência de calor a maiores taxas. O comportamento desses gradientes pode ser visualizado no gráfico 7.12. Nele é mostrado de forma patente que maiores teores de propano geram maiores gradientes de temperatura que, por sua vez, leva a obtenção de vaporizadores com menor altura, mantendo-se o mesmo número de tubos.

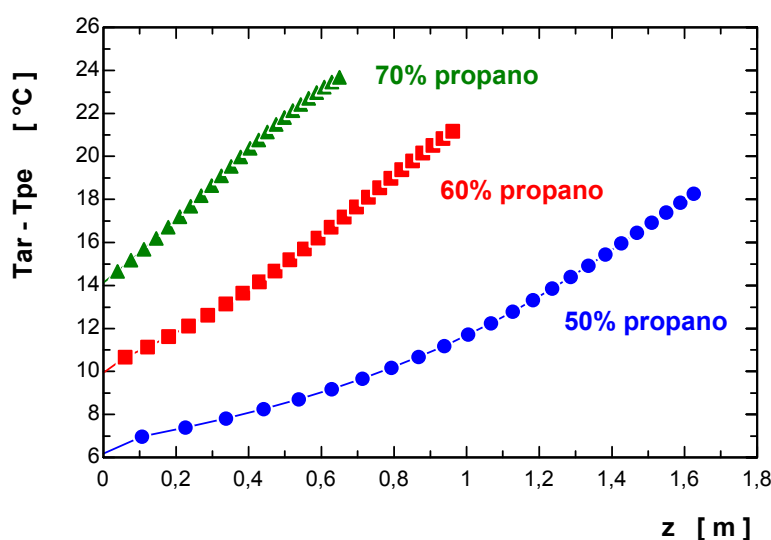


GRÁFICO 7.12 – PERFIS DE TEMPERATURAS

TABELA 7.10 – EFEITO DA VARIAÇÃO DA COMPOSIÇÃO

Composição (frações mássicas)		Altura dos tubos (m)	Área total de transferência de calor (m <sup>2</sup> )	Massa total de alumínio (kg)	Número de Rayleigh máximo
propano	n-butano				
0,50	0,50	1,626	10,543	620,2	5,58x10 <sup>9</sup>
0,60	0,40	0,961	6,231	366,6	1,37x10 <sup>9</sup>
0,70	0,30	0,650	4,215	247,9	4,84x10 <sup>8</sup>

## 7.10 PROPOSIÇÃO DIMENSIONAL DE UMA UNIDADE DE VAPORIZAÇÃO

A análise do conjunto dos cálculos realizados permite afirmar que:

- a alteração do diâmetro do tubo não gera vantagens significativas, já que a massa do equipamento varia fracamente com alterações do diâmetro;
- o aumento do número de aletas, no intervalo estudado, conduz ao projeto de equipamentos mais compactos;
- a redução da espessura da aleta, no intervalo estudado, permite a obtenção de redução significativa da massa do vaporizador;
- o comprimento das aletas, para as condições de análise, não deve ser superior a 50 mm.

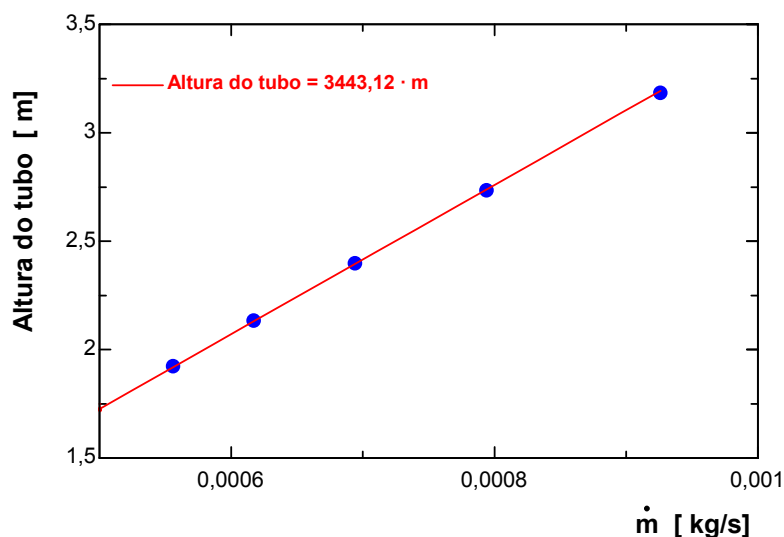
Com base nestas afirmativas, e considerando-se os intervalos de análise aos quais elas se aplicam, é proposta a concepção de uma unidade de vaporização que seja constituída por tubos verticais tendo, cada tubo, as seguintes características geométricas:

- Diâmetro interno – 25,8 mm
- Diâmetro externo – 31,4 mm
- Número de aletas – 24
- Espessura das aletas – 1,2 mm
- Comprimento das aletas – 50,0 mm

Para estabelecer as condições operacionais desse vaporizador optou-se por considerar que a fração em massa de propano no GLP é igual a 50%, e que a temperatura ambiente é igual a 10°C, opção esta que conduz, por um lado, a cálculos conservativos, e por outro a obtenção de garantias de funcionalidade e de aplicabilidade a condições adversas.

A partir destas considerações realizou-se um conjunto de cálculos visando a determinação da altura necessária de cada tubo do vaporizador em função da vazão de GLP a ser vaporizada, de forma a gerar bancos de tubos capazes de operar, nas condições preestabelecidas, com a vazão de GLP igual a  $2,78 \times 10^{-2}$  kg/s (100 kg/h).

Os principais resultados são apresentados a seguir na tabela 7.11. Desses resultados o primeiro a merecer atenção especial é o comportamento essencialmente linear, no intervalo estudado, do comportamento da altura do tubo, ou, equivalentemente, da área de troca, em relação à vazão em massa de GLP.



**GRÁFICO 7.13 – VARIAÇÃO DA ALTURA DO TUBO COM A VAZÃO EM MASSA**

Um outro parâmetro a ser analisado é a variação de pressão observada ao longo dos tubos do vaporizador. Novamente, apesar de se operar com vazões por tubo maiores, já que o número de tubos necessário foi reduzido pela ampliação da área externa de transferência de calor causada pelo aumento do número de aletas, verifica-se a obtenção de valores que tradicionalmente são considerados reduzidos para esse tipo de equipamento

**TABELA 7.11 – CARACTERÍSTICAS OPERACIONAIS**

<b>Vazão de GLP por tubo (kg/s)</b>	<b>Número de tubos</b>	<b>Altura do tubo (m)</b>	<b>Área de transferência de calor (m<sup>2</sup>)</b>	<b>Massa de alumínio (kg)</b>	<b>Varição da pressão (Pa)</b>	<b>Número de Rayleigh máximo</b>
5,56x10 <sup>-4</sup>	20	1,925	3,121	176,3	171,1	8,86x10 <sup>9</sup>
6,17x10 <sup>-4</sup>	18	2,135	3,115	176,0	190,0	1,21x10 <sup>10</sup>
6,94x10 <sup>-4</sup>	16	2,399	3,111	175,8	213,7	1,71x10 <sup>10</sup>
7,94x10 <sup>-4</sup>	14	2,736	3,105	175,4	244,1	2,54x10 <sup>10</sup>
9,26x10 <sup>-4</sup>	12	3,185	3,098	175,0	284,7	4,01x10 <sup>10</sup>

Finalmente, considerando a proposição de operar o vaporizador a uma vazão de  $2,78 \times 10^{-2}$  kg/s (100 kg/h), apresenta-se, também na tabela 7.11, a “Área de transferência de calor” para tal necessária, e a “Massa de alumínio” do banco de tubos correspondente. Esses dois parâmetros são levemente decrescentes no intervalo estudado, e, do ponto de vista de custo do equipamento, podem ser, em primeira análise, considerados aproximadamente iguais. Esta constatação conduz a opção construtiva de vaporizadores com geometrias diferentes, porém com capacidades de vaporização iguais e com custos similares, o que do ponto de vista mercadológico pode ser uma vantagem competitiva fundamental. Conclui-se, assim, que o conjunto de vaporizadores com 12 a 20 tubos acima caracterizados representa um conjunto de soluções adequadas à proposição original desse trabalho.

## 8. CONSIDERAÇÕES SOBRE O MODELO PROPOSTO

Tece-se a seguir um conjunto de considerações sobre o modelo proposto nesse trabalho que, naturalmente, apresenta limitações, algumas das quais são a seguir discutidas.

### 8.1 O COEFICIENTE EXTERNO DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

A metodologia proposta de cálculo do coeficiente de transferência de calor entre a face externa da parede do tubo aletado e o ar ambiente foi estabelecida com base na hipótese de que a camada limite formada é laminar; no entanto, à medida que os comprimentos dos tubos atingem valores mais elevados, verifica-se a ocorrência da transição para o regime turbulento, que, segundo a literatura tradicional, ocorre quando o número de Rayleigh atinge valores da ordem de  $10^9$ . Em muitas situações, as limitações físicas impostas pelo *lay-out* industrial pode requerer a instalação de vaporizadores com menor número de tubos e, conseqüentemente, com maior altura, o que é perfeitamente viável, já que usualmente os tubos aletados são fornecidos em barras com comprimentos maiores ou iguais a 4 m.

No caso de evaporadores com grande altura, a ocorrência da alteração da natureza da camada limite dinâmica devido à transição do regime laminar para o turbulento requer a utilização de uma diferente abordagem para o problema de cálculo do coeficiente externo de transferência de calor.

A natureza da camada limite dinâmica turbulenta é tal que os coeficientes de transferência de calor obtidos nesta condição são, em princípio, superiores aos obtidos quando considerada a hipótese de formação de camada limite laminar; por esse motivo é de se supor que o presente modelo poderia ser aplicado mesmo quando verificada a ocorrência

de números de Rayleigh maiores do que  $10^9$  gerando resultados conservativos. Embora esta proposição seja razoável, recomenda-se cuidado no sentido da sua efetiva comprovação.

## 8.2 UMIDADE DO AR AMBIENTE

Por hipótese, o ar ambiente foi considerado como sendo absolutamente seco à pressão de 100 kPa. Entretanto o ar ambiente tem umidade relativa não nula e, dependendo do gradiente de pressão através da válvula de expansão, o GLP poderá atingir temperaturas inferiores a  $0^\circ\text{C}$ , promovendo a formação de gelo na superfície externa do tubo, o que, por sua vez, resultará no aparecimento de uma resistência adicional ao processo de transferência de calor.

Para considerar esta situação a temperatura da superfície externa da camada de gelo,  $T_{pg}$ , seria considerada igual a  $0^\circ\text{C}$  e o diâmetro externo da camada de gelo seria uma incógnita a ser determinada, a qual iria variar com a temperatura do fluido e, conseqüentemente, com a cota vertical.

A correlação a ser utilizada seria:

$$\dot{Q} = \frac{(T_{pg} - T_{pe})}{R_g} = \frac{(T_{pg} - T_{pe})}{\frac{d_i}{A_i \cdot k_g} \cdot \ln\left(\frac{d_g}{d_e}\right)} \quad (8.1)$$

Ou em termos de fluxo de calor:

$$\dot{q}_i'' = \frac{(T_{pg} - T_{pe})}{\frac{d_i}{k_g} \cdot \ln\left(\frac{d_g}{d_e}\right)} \quad (8.2)$$

Existindo a camada de gelo, o coeficiente de transferência de calor entre o ar ambiente

e a superfície externa da camada de gelo,  $h_g$ , deveria ser calculado em substituição ao  $h_e$ , partindo-se da hipótese de que a temperatura da superfície externa seria constante e igual a  $0^\circ\text{C}$ .

Esse fato deveria conduzir à obtenção de áreas de transferência de calor maiores visto que, além do aumento da resistência térmica promovido pela existência da camada de gelo, os coeficientes de transferência de calor, calculados supondo que a temperatura da face externa dos tubos é uniforme, são, conforme já verificado, significativamente menores que os determinados através do modelo proposto em capítulo anterior.

### **8.3 RADIAÇÃO**

A temperatura da parede externa do tubo aletado estará sempre abaixo da temperatura ambiente e, em consequência, o processo de transferência de calor por radiação sempre ocorrerá no sentido de ampliar a taxa de transferência de calor para o GLP; desta forma os cálculos realizados com base no modelo proposto serão sempre conservativos, além do que os processos de tratamento superficial disponíveis permitem a anodização na cor negra que, por aumentar o poder de absorção da superfície do tubo, aumentará ainda mais a taxa de transferência de calor para o GLP.

Deve ser observado que a importância de considerar a troca de calor por radiação será maior ao se desenvolver projetos de equipamentos destinados a ocupar menores áreas e que, por conseguinte serão compostos por tubos mais longos e em menor número.

## 9. COMENTÁRIOS E CONCLUSÕES

Após a elaboração final do programa computacional, foram realizadas inúmeras seções de cálculo utilizando-se do procedimento definido no capítulo 5, no qual era prevista a realização dos cálculos em duas etapas:

- ajuste de uma curva do tipo exponencial sobre o perfil de temperaturas da face externa da parede do tubo determinado utilizando-se expressão desenvolvida para a condição de temperatura uniforme;
- a determinação de um novo perfil de temperaturas utilizando-se como dado o perfil previamente determinado.

O conjunto de cálculos realizados mostrou que todas as curvas ajustadas sobre o perfil de temperaturas inicialmente determinado, apresentaram coeficiente de determinação,  $R^2$ , maior do que 97,0%. Complementarmente, observou-se que todos os perfis de temperaturas da parede externa resultantes da segunda etapa de cálculo apresentaram coeficientes de determinação superiores a 99,3%.

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 esse novo método, a necessidade de áreas de transferência de calor sensivelmente inferiores.

Além desse fato, deve-se mencionar o efeito significativo das alterações da temperatura



ambiente gerando a necessidade de acréscimos significativos da área de transferência de calor, conforme mostrado na tabela 7.7, à medida que esta temperatura decresce. Esse fato indica a dificuldade de se projetar um único equipamento com as seguintes características:

- ter custo comercialmente adequado de forma a permitir sua comercialização e o seu uso em todo o território nacional;
- satisfazer as necessidades de evaporação dos usuários nas mais diversas condições climáticas, inclusive em condições de operação contínua englobando períodos diurnos e noturnos.

Se por um lado estas barreiras são significativas e de difícil transposição, por outro elas indicam um caminho bastante atrativo que é a criação do conceito de um equipamento de concepção modular onde cada módulo seria constituído, por exemplo, por um banco de 12 tubos verticais, conforme sugerido na tabela 7.11, 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 fornecê-los 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.

Uma contribuição adicional, de grande importância seria tratar esse equipamento modular como um pré-vaporizador, cuja ação seria, se necessário, complementada por um equipamento tradicional e, nesse caso, a finalidade básica da sua aplicação seria a racionalização do consumo energético.

## 10. RECOMENDAÇÕES PARA A CONDUÇÃO DE TRABALHOS FUTUROS

Considera-se que, futuramente, poderão ser conduzidos trabalhos complementares a esse, segundo três orientações distintas, a saber:

- aprimorar o presente modelo e o correspondente programa de simulação no sentido de eliminar, ou reduzir, as limitações apontadas;
- analisar unidades com geometrias diferenciadas;
- recriar o programa segundo uma orientação diferente.

Com respeito a recriar o programa segundo uma orientação diferente, deve, inicialmente, ser observado que a ferramenta computacional ora utilizada foi desenvolvida com o objetivo de responder a seguinte questão básica: dado o estado termodinâmico do GLP no tanque de armazenamento, e estabelecido o estado desejado desse combustível à saída do vaporizador, qual é a área de transferência de calor necessária? Por esse motivo esse programa não simula um vaporizador com geometria completamente definida gerando como resultados, por exemplo, informações sobre o comportamento desse equipamento frente a alterações de uma condição operacional preestabelecida. Assim, uma das sugestões à continuidade desse trabalho consiste no desenvolvimento de um código computacional voltado à simulação desse tipo de equipamento.

Finalmente, com respeito à possibilidade de investigar novas proposições geométricas, deve ser lembrado que, por motivos de força legal e normativa, os parques de armazenamento de GLP têm áreas relativamente grandes e são instalados a céu aberto. Esse fato poderia permitir a instalação de vaporizadores ou pré-vaporizadores horizontais que, além da contribuição do efeito convectivo, poderia se valer da contribuição da radiação

solar, sugerindo linhas de pesquisas bastante interessantes.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AIBARA, T., Natural Convective Heat Transfer in Vertical Parallel Fins of Rectangular Profile, **Japan Soc. Mech. Eng.** v. 34, p. 915-926, 1968.

ALTERNATE ENERGY SYSTEMS INC., **Catálogo Eletrônico**, <<http://www.altenergy.com>>, acesso em: 19 out. 2001.

CHEN, J. C., Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Liquids in Convective Flow, **Int. Eng. Chem. Process Des. Develop**, 5:322, 1966.

CHURCHILL, S.W.; CHU, H. H. S.; Correlating Equations for Laminar and Turbulent Free Convection from a Vertical Plate; **Int. J. Heat and Mass Transfer**, 18, 1323, 1975.

COLEBROOK, C. F., Turbulent Flow in Pipes with Particular Reference to the Transition Region between the Smooth and Rough Pipe Laws, **Journal of the Institution of Civil Engineers**, Londres, 11, 1938-39, pp. 133-156.

COLLIER, J. G., Boiling and Evaporation-II. em: Kakaç, S.; Bergles, A. E.; Mayinger, F. **Heat Exchangers – Thermal-Hidraulic Fundamentals and Design**. Washington: Hemisphere Publishing Corporation, 1981, p. 261 a 288.

EDE, A. J., em “Convective Heat and Mass Transfer”, Kays, W. M. e Crawford, M. E., McGraw Hill Book Company, 1980, pág. 318.

EES - ENGINEERING EQUATION SOLVER SOFTWARE USER'S GUIDE. F-Chart Software, 1997.

EES - USER INSTRUCTIONS FOR EES-REFPROP5 INTERFACE. F-Chart Software, 1997.

FOSTER, H. K.; ZUBER, N., Dynamics of Vapour Bubbles and Boiling Heat Transfer, **AIChE Journal**, Vol 1, p. 531-535, 1955.

GARDNER, K. A., Efficiency of Extended Surfaces, **Transactions of the ASME**, v. 67, p. 621-631, 1945.

HEIDE, R.; The Surface Tension of HFC Refrigerants and Mixtures; **International Journal of Refrigeration**, v. 20, p. 496-503, 1997.

HOLMAN, J. P., **Transferencia de Calor**, 8ª ed, 1ª en español, Madrid: McGraw Hill / Interamericana de España, S.A.U., 1998, 484 p.

INCROPERA, F. P. ; DEWITT D. P., **Fundamentos de Transferência de Calor e Massa**, 5ª ed., Rio de Janeiro: LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S. A., 2003, 698 p.

KAYS, W. M.; CRAWFORD, M. E., **Convective Heat and Mass Transfer**, 2ª ed., New York: McGraw-Hill Book Company, 1980, 420 p.

KLIMENKO, V. V.. A Generalized Correlation for Two-phase Forced Flow Heat Transfer. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 31, p. 541-552, 1988.

MILLS, A. F.; **Heat Transfer**; 2ª ed., Upper Saddle River, NJ, Prentice Hall, Inc., 1999, 954 p.

MINASGÁS S/A DISTRIBUIDORA DE GÁS COMBUSTÍVEL, Poulallion, P. L., **Processo de Aperfeiçoamento para o Fornecimento de Gás Liquefeito de Petróleo**, PI 9602926-9 A, data de depósito: 28 jun. 1996; data de publicação: 15 jun. 1999.

MIQUEU, C. et al; An Extended Scaled Equation for the Temperature Dependence of the Surface Tension of Pure Compounds Inferred from an Analysis of Experimental Data; **Fluid Phase Equilibria**, v. 172; p. 169-182, 2000.

ÖZİŞIC, M. NECATI; **Transferência de Calor – Um Texto Básico**, Rio de Janeiro: Editora Guanabara Koogan S. A., 1990, 661 p.

ROHSENOW, W. M., HARTNETT, J. P.; GANIC, E. N.; **Handbook of Heat Transfer Fundamentals**, 2ª ed, New York: McGraw-Hill Book Company, 1973, p.

SPARROW, E. M. E GREGG, J. L., Similar Solutions for Free Convection From a Nonisothermal Vertical Plate, **Trans. of the ASME**, p. 379-386, 1958.

SWAMEE, P. K., Design of a Submarine Oil Pipeline”, **Journal of Transportation Engineering**, v. 119, N° 1, p 159,170,1993.

THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS, **ASME B31.2 - Fuel Gas Piping; USA Standard Code for Pressure Piping**, New York, 1968.

VAN DE POL, D. W.; TIERNEY, J. K., Free Convection Nusselt Number for Vertical U-Shaped Channels, **Trans. of the ASME**, p. 542-543, 1973.

VLIET, G. C.; LIU, C. K., An Experimental Study of Natural Convection Boundary Layers, **J. Heat Transfer**, v.11, p. 397-411, p. 517-531, 1969.

VLIET, G. C., Natural Convection Local Heat Transfer on Constant on Constant Heat Flux Inclined Surfaces, **J. Heat Transfer**, 91C, p. 511-516, 1969.

WHALLEY, P. B., **Two-Phase Flow and Heat Transfer**, Oxford: Oxford University Press, 1996, 91 p.

## **ANEXO A**

### **PARÂMETROS DEFINIDORES DAS CONDIÇÕES OPERACIONAIS SIMULADAS**

## **ANEXO A**

### **PARÂMETROS DEFINIDORES DAS CONDIÇÕES OPERACIONAIS SIMULADAS**

A seguir, lista-se o conjunto de parâmetros definidores da condição operacional estabelecidos para cada conjunto de cálculos realizado.

#### **A1. CONDIÇÃO A**

Esta condição operacional é caracterizada por:

- Capacidade do vaporizador: 100 kg/h.
- Quantidade de tubos: 80.
- Geometria dos tubos: padrão.
- Composição, base mássica, do GLP no tanque: 60% de propano e 40% de n-butano.
- Temperatura ambiente: 20°C.

#### **A2. CONDIÇÃO B**

- Capacidade do vaporizador: 100 kg/h.
- Quantidade de tubos: 80.
- Geometria dos tubos: padrão, com quantidade de aletas variável.
- Composição, base mássica, do GLP no tanque: 60% de propano e 40% de n-butano.
- Temperatura ambiente: 20°C.

#### **A3. CONDIÇÃO C**



- Capacidade do vaporizador: 100 kg/h.
- Quantidade de tubos: 80.
- Diâmetros: permanecem inalterados iguais a 0,0258 m e 0,0314 m.
- Comprimento das aletas: mantido constante e igual a 0,0466 m.
- Quantidade de aletas: constante igual a 16.
- Espessura das aletas: variável.
- Composição, base mássica, do GLP no tanque: 60% de propano e 40% de n-butano.
- Temperatura ambiente: 20°C.

#### **A4. CONDIÇÃO D**

- Capacidade do vaporizador: 40 kg/h.
- Quantidade de tubos: 20.
- Diâmetros: permanecem inalterados iguais a 0,0258 m e 0,0314 m.
- Comprimento das aletas: variável.
- Quantidade de aletas: constante igual a 24.
- Espessura das aletas: 1,2 mm.
- Composição, base mássica, do GLP no tanque: 50% de propano e 50% de n-butano.
- Temperatura ambiente: 10°C.

#### **A5. CONDIÇÃO E**

- Capacidade do vaporizador: 100 kg/h.
- Quantidade de tubos: 80.
- Diâmetros interno e externo: mantidos inalterados e iguais a 0,0258 m e 0,0314 m.
- Comprimento das aletas: mantido constante e igual a 0,0466 m.

- Quantidade de aletas: igual a 18.
- Espessura das aletas: 1,2 mm.
- Composição, base mássica, do GLP no tanque: 60% de propano e 40% de n-butano.
- Temperatura ambiente: variável de 5°C a 20°C.

## **A6. CONDIÇÃO F**

- Capacidade do vaporizador: 100 kg/h.
- Quantidade de tubos: 80.
- Comprimento das aletas: mantido constante e igual a 0,0466 m.
- Quantidade de aletas: igual a 18.
- Espessura das aletas: 1,2 mm.
- Composição, base mássica, do GLP no tanque: 60% de propano e 40% de n-butano.
- Temperatura ambiente: 20°C.

## **A7. CONDIÇÃO G**

- Capacidade do vaporizador: 100 kg/h.
- Quantidade de tubos: 80.
- Comprimento das aletas: mantido constante e igual a 0,0466 m.
- Quantidade de aletas: igual a 18.
- Espessura das aletas: 1,2 mm.
- Composição, base mássica, do GLP no tanque: variável.
- Temperatura ambiente: 10°C.