

**CENTRO UNIVERSITÁRIO DA FUNDAÇÃO ASSIS GURGACZ
MATHEUS JOSÉ DALLE MOLLE**

ESTUDO DE VIABILIDADE DE EVAPORADORES

CASCADEL – PR

2017

MATHEUS JOSÉ DALLE MOLLE

ESTUDO DE VIABILIDADE DE EVAPORADORES

Trabalho apresentado na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso I, do Curso de Engenharia Mecânica, do Centro Universitário da Fundação Assis Gurgacz, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Professor Orientador: Eliseu Avelino Zanella Junior.

CASCADEL – PR

2017

LISTA DE EQUAÇÕES

Equação 1: Transferência de calor através de uma parede de espessura $\Delta x = L$	17
Equação 2: Lei de Fourier da condução térmica.	17
Equação 3: Difusividade de um material.....	20
Equação 4: Lei de Fourier para transferência em condição permanente.	21
Equação 5: Transferência de calor de forma análoga com a resistência elétrica.....	21
Equação 6: Resistência térmica para associação de paredes em série.	21
Equação 7: Fluxo de calor por cada uma das paredes.	23
Equação 8: Fluxo de calor total entre todas as paredes.	23
Equação 9: Fluxo total de calor para uma associação de n paredes em série.....	24
Equação 10: Transferência de calor através de uma parede plana.	24
Equação 11: Resistência térmica para associação de paredes em paralelo.	25
Equação 12: Fluxo de calor entre duas paredes em paralelo.	25
Equação 13: Fluxo de calor para associação de n paredes em paralelo.	25
Equação 14: Resistência térmica de contato.	26
Equação 15: Condução de calor em cilindros e esferas.	27
Equação 16: Condução de calor por um cilindro.....	27
Equação 17: Resistência térmica do cilindro.....	27
Equação 18: Resistência térmica para esfera.	27
Equação 19: Lei de resfriamento de Newton.	28
Equação 20: Fórmula para o número de Nusselt.	29
Equação 21: Fluxo de calor por convecção para fluido em movimento.	30
Equação 22: Fluxo de calor por convecção para fluido estático.	30
Equação 23: Relação entre convecção e condução para obter o número de Nusselt.	30
Equação 24: Definição da fórmula de Reynolds.....	34
Equação 25: Coeficiente de atrito local.	36
Equação 26: Tensão de cisalhamento na superfície de um fluido.	36
Equação 27: Definição da fórmula do número de Prandtl.	37
Equação 28: Quantidade de energia para escoamento permanente.	39
Equação 29: Segunda lei de Newton para um volume de controle.	39
Equação 30: Definição da segunda lei de Newton aplicada a volumes de controle. .	40
Equação 31: Transferência de calor por convecção forçada interna.....	40

Equação 32: Definição do diâmetro hidráulico.	40
Equação 33: Número de Nusselt para convecção forçada.	41
Equação 34: Número de Nusselt incluindo a relação de aspecto.	41
Equação 35: Número de Reynolds levando em consideração o diâmetro hidráulico.	42
Equação 36: Comprimento de entrada onde o perfil de velocidade se aproxima da forma totalmente desenvolvida.....	46
Equação 37: Comprimento de entrada onde o perfil de temperatura se aproxima da forma totalmente desenvolvida.....	47
Equação 38: Número de Nusselt para fluxo térmico uniforme na superfície e escoamento laminar completamente desenvolvido.	48
Equação 39: Número de Nusselt para escoamento laminar completamente desenvolvido com temperatura de superfície constante.	48
Equação 40: Fluxo de calor para um fluido escoando com $T_s = cst$	49
Equação 41: Diferença de temperatura média logarítmica.	49
Equação 42: Nusselt médio calculado em relação à circunferência e ao comprimento do duto	50
Equação 43: Fluxo de calor através de uma região anular considerando o diâmetro interno do anel.....	51
Equação 44: Fluxo de calor através de uma região anular considerando o diâmetro externo do anel.....	51
Equação 45: Número de Nusselt para região interna do anel.	51
Equação 46: Número de Nusselt para região externa do anel.	51
Equação 47: Número de Nusselt médio na entrada para um duto de comprimento L.	53
Equação 48: Número de Nusselt médio para fluxo isotérmico entre placas paralelas.	53
Equação 49: Equação de Petukhov para o fator de atrito em escoamento turbulento.	54
Equação 50: Número de Nusselt expresso através da analogia de Chilton Colburn .	54
Equação 51: Número de Nusselt para escoamento totalmente desenvolvido em tubos lisos.	54
Equação 52: Equação de Dittus Boelter para cálculo do número de Nusselt.	54

Equação 53: Equação de Sieder e Tate para quando existe grande diferença de temperatura.....	55
Equação 54: Equação de Petukhov para o cálculo do número de Nusselt.	55
Equação 55: Equação de Gnielinski para cálculo do número de Nusselt.	55
Equação 56: Número de Nusselt para metais líquidos sujeitos a $T_s = \text{constante}$	55
Equação 57: Número de Nusselt para metais líquidos sujeitos a $q_s = \text{constante}$	56
Equação 58: Equação de Colebrook.....	56
Equação 59: Equação de Halaand.....	57
Equação 60: Coeficiente de arrasto.	58
Equação 61: Coeficiente de atrito médio para escoamento Laminar.	59
Equação 62: Coeficiente de atrito para escoamento turbulento.	59
Equação 63: Coeficiente de atrito médio ao longo de todo escoamento.....	59
Equação 64: Coeficiente de atrito para superfície rugosa em regime turbulento.	60
Equação 65: Número de Nusselt para um determinado local em escoamento laminar	60
Equação 66: Número de Nusselt para um determinado local em escoamento turbulento.	60
Equação 67: Nusselt médio ao longo de uma placa em escoamento laminar.	60
Equação 68: Nusselt médio ao longo de uma placa em escoamento turbulento.	61
Equação 69: Equação do número de Nusselt médio proposto por Churchill e Ozoe.	61
Equação 70: Número de Peclet.....	61
Equação 71: Nusselt local para escoamento laminar em placa com comprimento inicial não aquecido.....	62
Equação 72 Nusselt local para escoamento turbulento em placa com comprimento inicial não aquecido.....	62
Equação 73: Coeficiente médio de convecção para seção aquecida da placa para escoamento laminar.....	63
Equação 74: Coeficiente médio de convecção para seção aquecida da placa para escoamento turbulento.....	63
Equação 75: Nusselt local para fluxo de calor uniforme em escoamento laminar.....	63
Equação 76: Nusselt local para fluxo de calor uniforme em escoamento turbulento.....	63
Equação 77: Taxa de transferência de calor para fluxo de calor conhecido.	64
Equação 78: Temperatura da superfície em uma distância x	64

Equação 79: Número de Nusselt médio para um cilindro em escoamento cruzado.	67
Equação 80: Temperatura de filme.	67
Equação 81: Nusselt médio para cilindros em escoamento cruzado, forma compacta.	67
Equação 82: Número de Nusselt médio para uma esfera em escoamento cruzado.	67
Equação 83: Passo diagonal entre o centro dos tubos.	71
Equação 84: Número de Reynolds para escoamento em bancos de tubos.	71
Equação 85: Velocidade máxima para bancos de tubos em linha.	71
Equação 86: Velocidade máxima para bancos de tubos escalonados.	72
Equação 87: Número de Nusselt para escoamento cruzado em bancos de tubos.	72
Equação 88: Média aritmética das temperaturas do fluido.	72
Equação 89: Número de Nusselt para escoamento sobre banco de tubos com menos de 16 fileiras.	73
Equação 90: Média logarítmica de temperatura.	74
Equação 91: Temperatura do fluido na saída do banco de tubos.	74
Equação 92: Taxa de transferência de calor por convecção em bancos de tubo.	74
Equação 93: Perda de carga associada ao banco de tubos.	76
Equação 94: Potência de bombeamento necessária para vencer a queda de pressão.	76
Equação 95: Lei de resfriamento de Newton para ebulição.	79
Equação 96: Mínimo de superaquecimento necessário para ocorrência da ebulição.	83
Equação 97: Taxa de transferência de calor para um trocador de calor.	94
Equação 98: Coeficiente global de transferência de calor.	94
Equação 99: Coeficiente global de transferência de calor através da resistência térmica.	94
Equação 100: Resistência térmica de um trocador de calor não aletado.	94
Equação 101 Balanço de energia dos fluidos quente e frio para uma determinada área dA.	98
Equação 102 Balanço energético entre a entrada e uma seção transversal arbitrária no trocador	98
Equação 103: Taxa de capacidade térmica de um fluido.	99
Equação 104 Taxa de transferência de calor do fluido quente.	99
Equação 105 Taxa de transferência de calor do fluido frio.	99

Equação 106: Temperatura média corrigida através do fator de correção F.	103
Equação 107: Diferença “P” de temperatura adimensional.	103
Equação 108: Diferença “R” de temperatura adimensional.	104
Equação 109: Efetividade de transferência de calor.	105
Equação 110: Balanço energético sobre os fluidos quente e frio.	105
Equação 111: Máxima taxa de transferência de calor.	105
Equação 112: Número de unidades de transferência (NTU).	106
Equação 113: Razão entre as capacidades térmicas dos fluidos.	106
Equação 114: Área superficial para o coeficiente global suposto.	110
Equação 115: Equação para cálculo do número de tubos.	113
Equação 116: Número de Nusselt interno aos tubos para escoamento turbulento.	114
Equação 117: Número de Nusselt internos aos tubos para escoamento laminar. ...	114
Equação 118: Número de Nusselt para fluido no lado do casco em escoamento turbulento.	114
Equação 119: Diâmetro hidráulico do casco para arranjo quadrado dos tubos.	115
Equação 120: Diâmetro hidráulico do casco para arranjo triangular dos tubos.	115
Equação 121: Equação para representação gráfica do coeficiente convectivo.	115
Equação 122: Coeficiente convectivo para o interior dos tubos.	115
Equação 123: Coeficiente convectivo para o casco.	116
Equação 124: Área de escoamento do lado do casco.	116
Equação 125: Área de escoamento do lado dos tubos.	116
Equação 126: Correção de “ h_i ” para área externa.	117
Equação 127: Queda de pressão para o lado do casco:	117
Equação 128: Queda de pressão para o lado dos tubos:	117
Equação 129: Coeficiente global limpo.	117
Equação 130: Fator de incrustação calculado.	118

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Condução de calor através de uma parede plana.....	16
Figura 2: Transferência em condição permanente onde temperatura na parede se dá em linha reta.....	21
Figura 3: Representação da resistência térmica de uma parede.	22
Figura 4: Parede plana composta associada em série.....	23
Figura 5: Parede plana composta associada em paralelo.....	24
Figura 6: Transferência de calor através de uma camada de fluido de espessura “L” e diferença de temperatura “ ΔT ”.....	30
Figura 7: Representação esquemática da experiência realizada por Reynolds.	33
Figura 8: Desenvolvimento da camada limite para escoamento ao longo de uma placa plana e os diferentes regimes de escoamento.	35
Figura 9: Desenvolvimento da camada limite térmica sobre uma placa plana.	37
Figura 10: Estrutura do escoamento turbulento ao longo de um tubo.....	44
Figura 11: Escoamento sobre uma placa com comprimento inicial não aquecido. ...	62
Figura 12: Fluxo cruzado sobre um cilindro para vários números de Reynolds.	64
Figura 13: Banco de tubos em linha e escalonado.....	69
Figura 14: Disposição dos tubos em linha e escalonado em bancos de tubos.	71
Figura 15: Representação de cada regime de ebulição.	80
Figura 16: Mecanismos do fenômeno de ebulição nucleada.	83
Figura 17: Esquematização dos diferentes escoamentos encontrados na ebulição em escoamento em um duto sob convecção forçada.	86
Figura 18: Classificação das formas construtivas de trocadores de calor casco tubo segundo TEMA.....	89
Figura 19: Trocador de calor casco tubo com um passe no casco e um passe nos tubos.	90
Figura 20: Trocador duplo tubo.	91
Figura 21: Vista em corte de um trocador de calor casco e tubo.	92
Figura 22: Escoamento em um trocador de calor de placas.	93
Figura 23: Representação esquemática de como obter os valores de “ Pt ” e “ C' ”...	116
Figura 24: Fluxograma representativo dos passos para o dimensionamento do coeficiente global de transferência de calor.	141

Figura 25: Fluxograma representativo da aplicação do método do LMDT para um trocador de calor.	143
Figura 26: Fluxograma representativo da aplicação do método da efetividade para um trocador de calor.	144

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1: Número de Nusselt em relação ao número de Reynolds para escoamento de ar em um tubo longo e aquecido a uma temperatura de parede uniforme.	43
Gráfico 2: Efeito do número de Prandtl no perfil de temperatura do escoamento turbulento de um tubo longo.	45
Gráfico 3: Coeficiente médio de arrasto para um cilindro e uma esfera lisa em escoamento cruzado.	66
Gráfico 4: Fator de correção “ x ” e fator de atrito “ f ” para arranjo em linha e escalonado.	77
Gráfico 5: Curva de ebulição típica da água a 1 atm.	81
Gráfico 6: Efeitos da convecção forçada na ebulição em escoamento eterno para várias velocidades de escoamento.	85
Gráfico 7: Fator de correção do LMTD para trocadores de correntes cruzadas com uma passagem pelo casco e duas (ou múltiplo de dois) passagens pelos tubos. ..	100
Gráfico 8: Fator de correção do LMTD para trocadores de correntes cruzadas com duas passagens pela carcaça e um número par de passagens pelos tubos.	101
Gráfico 9: Fator de correção para trocadores de correntes cruzadas com fluido misto no lado da carcaça, fluido não misto com uma passagem pelos tubos.	102
Gráfico 10: Fator de correção para trocador de corrente cruzada com dois fluidos não mistos e uma passagem pelos tubos.	103
Gráfico 11: Efetividade para trocadores com escoamento em contracorrente e paralelo respectivamente.	108
Gráfico 12: Efetividade para trocadores com um passe no casco e 2, 4, 6... passes nos tubos e trocador com dois passes no casco e 4, 8, 12... passes nos tubos respectivamente.	109

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Condutividade térmica de alguns materiais a temperatura ambiente.....	18
Tabela 2: Condutância térmica de algumas superfícies metálicas no ar.....	26
Tabela 3: Número de Reynolds para cada tipo de escoamento.....	33
Tabela 4: Valores típicos do número de Prandtl de alguns fluidos comuns.	38
Tabela 5: Número de Nusselt e coeficiente de atrito para escoamento laminar completamente desenvolvido em tubos de diferentes seções transversais.	50
Tabela 6: Número de Nusselt referente ao fluxo laminar totalmente desenvolvido com uma superfície isolada e outra a temperatura constante.	51
Tabela 7: Número de Nusselt referente ao fluxo laminar totalmente desenvolvido com fluxo térmico uniforme mantido em ambas as superfícies.	52
Tabela 8: Correlações empíricas do número de Nusselt médio para cilindros circulares e não circulares em escoamento cruzado.....	68
Tabela 9: Correlações para número de Nusselt em escoamento cruzado sobre banco de tubos com mais de 16 fileiras e $0,7 < Pr < 500$	72
Tabela 10: Fator de correção “F” a ser usado na equação 92 para menos de 16 fileiras e “ $ReD > 1000$ ”.	73
Tabela 11: Número de Nusselt para escoamento laminar completamente desenvolvido em uma região anular circular.	75
Tabela 12: Valores do fator de incrustação para alguns fluidos.	97
Tabela 13: Algumas relações de efetividade para trocadores de calor.	106
Tabela 14: Algumas relações para NTU.	107
Tabela 15: Valores aproximados para coeficiente global.	110
Tabela 16: Dados sobre tubos utilizados em trocadores de calor.	111
Tabela 17: Contagem dos tubos para disposição em passo quadrado.....	113
Tabela 18: Condições do sistema para simulação.	122
Tabela 19: Propriedades dos fluidos utilizados na simulação.	123
Tabela 20: Dados necessários para cálculo da resistência térmica total.	126
Tabela 21: Informações necessárias para cálculo de um trocador de calor.....	127
Tabela 22: Propriedades dos fluidos utilizados na simulação do trocador de calor casco e tubo.....	132
Tabela 23: Dados necessários para cálculo da resistência térmica total.	134

Tabela 24: Apresentação dos resultados obtidos através das simulações realizadas

..... 140

LISTA DE SÍMBOLOS

Nomenclaturas:

A	Área	m^2
A_s	Área superficial de troca	m^2
C_p	Calor específico a pressão constante	kJ/kgK
C_f	Coefficiente de atrito	adm
C	Taxa de capacidade térmica	W/K
C_D	Coefficiente de arrasto	adm
D	Diâmetro	m
D_h	Diâmetro hidráulico	m
E	Energia total	kJ
f	Fator de atrito	adm
F	Força	N
F_D	Força de arraste	N
h	Coefficiente de transferência de calor por convecção	kJ/kg
h_c	Condutância de contato térmico	W/m^2K
h_{fg}, h_{lv}	Calor latente de vaporização	kJ/kg
k	Condutividade térmica	W/mK
L	Comprimento, espessura da metade de uma parede plana	m
L_c	Comprimento característico	m
m	Massa	kg
\dot{m}	Taxa de fluxo de massa	kg/s
N	Relativo a quantidade	adm
NTU	Número de unidades de transferência	adm
Nu	Número de Nusselt	adm
P	Pressão	kPa
Pr	Número de Prandtl	adm
\dot{q}	Fluxo de calor	W/m^2
Q	Taxa de transferência de calor	kW
r	Raio	m
R	Resistência térmica	K/W
R_c	Resistência térmica de contato	m^2K/W

R_f	Fator de incrustação	<i>adm</i>
R_e	Número de Reynolds	<i>adm</i>
S	Passo (distância entre dois ou mais pontos)	<i>m</i>
T	Temperatura	$^{\circ}C, K$
T_f	Temperatura de filme ou película	$^{\circ}C$
U	Coefficiente global de transferência de calor	W/m^2K
\dot{V}	Vazão volumétrica	m^3/s
V	Velocidade	<i>m/s</i>

Letras gregas:

α	Difusividade térmica	m^2/s
δ	Espessura da camada limite	<i>m</i>
δ_t	Espessura da camada limite térmica	<i>m</i>
ΔP	Queda de pressão	<i>Pa</i>
ΔT	Variação de temperatura	$^{\circ}C$
ΔT_{lm}	Diferença média logarítmica de temperatura	$^{\circ}C$
ε	Efetividade de trocador de calor	<i>adm</i>
ε^*	Rugosidade	<i>m</i>
μ	Viscosidade dinâmica	$kg/ms, Ns/m^2$
ν	Volume específico	m^3/kg
ρ	Densidade	kg/m^3
σ	Tensão superficial	<i>N/m</i>
τ_y	Tensão de cisalhamento na superfície	<i>N/m²</i>

Subscritos:

∞	Longe de uma superfície; condições de escoamento livre
1	Inicial ou estado de entrada
2	Final ou estado de saída
$i, 0$	Relativo a superfícies internas ou condição inicial
<i>atm</i>	Atmosférico
c, F	Frio (menor temperatura)

<i>cil</i>	Cilindro
<i>cond</i>	Condução
<i>const, cst</i>	Constante
<i>conv</i>	Convecção
<i>cr, crit</i>	Condição crítica
<i>D</i>	Diagonal
<i>esf</i>	Esfera
<i>e, ent</i>	Relativo a condição de entrada
<i>h, Q</i>	Quente (maior temperatura)
<i>int</i>	Interno
<i>L</i>	Longitudinal
<i>máx</i>	Máximo
<i>méd</i>	Médio
<i>min</i>	Minimo
<i>s</i>	Superfície
<i>sai</i>	Saída
<i>sat</i>	Saturada(o)
<i>T</i>	Transversal
<i>V</i>	Vertical

Sobrescritos:

$\dot{\quad}$ (ponto superior)

Quantidade por unidade de tempo

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	13
1.1 OBJETIVO GERAL	13
1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	14
1.3 CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA	14
1.4 DELIMITAÇÃO DA PESQUISA	15
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	16
2.1 CONDUÇÃO	16
2.1.1 Associação de paredes planas em série.	22
2.1.2 Associação de paredes em paralelo.	24
2.1.3 Resistência térmica de contato.	25
2.1.4 Condução de calor em cilindros e esferas.....	27
2.2 CONVECÇÃO.	27
2.2.1 Número de Nusselt.....	29
2.2.2 escoamento viscoso e não viscoso.....	31
2.2.3 escoamento interno e externo.....	31
2.2.4 escoamento compressível e incompressível.....	31
2.2.5 escoamento laminar e turbulento.....	32
2.2.6 escoamento natural e forçado.....	34
2.2.7 escoamento uni, bi e tridimensional.....	34
2.2.8 Camada limite hidrodinâmica.	35
2.2.9 Camada limite térmica.....	36
2.2.10 Número de Prandtl.	37
2.2.11 Equação da continuidade.....	38
2.2.12 Equações da quantidade de energia.	39
2.2.13 Equação da quantidade de movimento.	39
2.3 CONVECÇÃO FORÇADA INTERNA.	40
2.3.1 Temperatura de referência do fluido.	41
2.3.2 Efeitos do número de Reynolds na transferência de calor e na queda de pressão em um fluxo totalmente estabelecido.	42
2.3.3 Efeito do número de Prandtl.....	44
2.3.4 Efeitos na entrada do duto.	46
2.3.4 Variação das propriedades físicas do fluido.....	47

2.3.5 Precisão dos valores de coeficiente de transferência de calor por convecção previstos.....	48
2.3.6 Fluxo de calor constante na superfície.....	48
2.3.7 Temperatura uniforme na superfície.	48
2.3.8 Correlações da convecção forçada laminar.	49
2.3.9 Dutos circulares e retangulares curtos.	49
2.3.10 Dutos de seção não circular.....	50
2.3.11 escoamento laminar em desenvolvimento na região de entrada.....	52
2.3.12 escoamento turbulento em tubos.....	53
2.3.13 Influência de uma superfície rugosa.....	56
2.4 CONVECÇÃO FORÇADA EXTERNA.....	57
2.4.1 Arrasto de atrito e pressão.	57
2.4.2 Coeficiente de atrito médio.....	59
2.4.3 Coeficiente de transferência de calor.....	60
2.4.4 Nusselt local para placa plana com comprimento inicial não aquecido.	61
2.4.5 Nusselt local para fluxo de calor uniforme.....	63
2.4.6 Cilindro em escoamento cruzado.....	64
2.4.7 Coeficiente de transferência de calor para escoamento cruzado em cilindros e esferas.	67
2.4.8 escoamento cruzado em bancos de tubos.....	69
2.4.9 Número de Nusselt para regiões anulares.....	74
2.4.10 Queda de pressão.....	75
2.5 TRANSFERÊNCIA DE CALOR COM MUDANÇA DE FASE: EBULIÇÃO E CONDENSAÇÃO.....	77
2.5.1 Ebulição.....	78
2.6 TROCADORES DE CALOR.....	87
2.6.1 Tipos de trocadores de calor.....	90
2.6.2 Coeficiente global de transferência de calor.....	94
2.6.3 Incrustação.....	95
2.6.4 Métodos de análise de trocadores de calor.....	97
2.6.5 Considerações importantes sobre a seleção de equipamentos de troca térmica.....	118
3 METODOLOGIA.....	121
5 RESULTADOS E DISCUÇÕES.....	122

5.1 SIMULAÇÃO DE UM TROCADOR DO TIPO DUPLO TUBO	123
5.1.2 Aplicando o método LMTD para um trocador de calor duplo tubo	127
5.1.3 Aplicando o método da efetividade para um trocador duplo tubo.....	129
5.2 DIMENSIONAMENTO DE UM TROCADOR DE CALOR CASCO E TUBO.....	131
5.2.1 Aplicando o método LMTD para um trocador de calor casco e tubo.....	135
5.2.2 Aplicando o método da efetividade para um trocador de calor casco e tubo .	136
5.2.3 Aplicando o método de Kern para um trocador de calor casco e tubo	137
5 CONSIDERAÇÕES FINAIS	140
6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.	144
BIBLIOGRAFIA	147

1 INTRODUÇÃO

No trocador de calor, o fluido quente é aquele que fornece calor, e caso não exista mudança de fase este se resfriará. O fluido frio é aquele que recebe calor, e se não existir a mudança de fase este se aquecerá.

No campo de atuação de um engenheiro o projeto de um trocador de calor refere-se a um dimensionamento termo hidráulico do equipamento. Isso significa que o trocador de calor dimensionado deverá ser capaz de, durante determinado período realizar serviço térmico, com determinada perda de carga máxima para cada corrente. O equipamento deve satisfazer simultaneamente, requisitos de transferência de calor e de perda de carga. Modelos de cálculos se fazem necessários para que a seleção seja feita de forma correta, bem como, os modelos indicados para cada situação. Este trabalho visa sanar estes tipos de dúvidas e dar um novo ponto de vista em determinados assuntos.

Na transferência de calor o aumento da velocidade de escoamento dos fluidos tende a aumentar os coeficientes de transferência de calor por convecção e, portanto, o coeficiente global U . Isso implica em menor área de troca necessária e equipamento com custo mais acessível. Por outro lado, o aumento de velocidade aumenta a perda de carga e conseqüentemente o gasto com bombeamento dos fluidos. Portanto, o aumento da velocidade tende a reduzir o equipamento e seu custo e a aumentar o custo de bombeamento. A prática do projeto consiste em impor uma perda de carga máxima admissível e dimensionar o trocador de calor procurando sempre utilizar toda a perda de carga permitida. Essas perdas são impostas durante a realização do projeto. No projeto deve-se preocupar em utilizar todas as informações possíveis, para a redução da área de troca ou alguma possível melhoria no equipamento.

1.1 OBJETIVO GERAL

Devido as muitas aplicações existem muitos tipos e variações de evaporadores no mercado, bem como diferentes fluidos de trabalho, dificultando a seleção destes equipamentos.

O objetivo é pesquisar os métodos de solução e analisar a eficácia sobre os mesmos buscando precisar sua efetividade.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Analisar os métodos de cálculos existentes para o dimensionamento desses equipamentos;
- Analisar a precisão destes métodos;
- Compilar os melhores métodos;
- Apresentar de forma clara e bem organizada a modelagem das equações para o dimensionamento e explicar os fatores e problemas que envolvem esse desenvolvimento, para que o processo de dimensionamento se torne mais rápido e de fácil entendimento para quem venha a executá-lo;
- Apresentar nos cálculos os diferentes modelos e tipos de evaporadores e os classificar segundo o método de controle do refrigerante.

1.3 CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA

Trocadores de calor são equipamentos que realizam a operação de troca térmica entre dois fluídos, possibilitando, por exemplo, o resfriamento ou o aquecimento destes. Nesta abordagem os fluídos se encontram separados por uma parede, que na maioria dos casos é metálica. Assim, estão excluídos os equipamentos que realizam o aquecimento através de fogo direto ou que realizem a mudança de temperatura pela mistura de duas correntes.

A prática do projeto consiste em impor uma perda de carga máxima admissível e dimensionar o trocador de calor procurando sempre utilizar toda a perda de carga permitida. Essas perdas são impostas durante a realização do projeto. No projeto deve-se preocupar em utilizar todas as informações possíveis, para a redução da área de troca ou alguma possível melhoria no equipamento.

1.4 DELIMITAÇÃO DA PESQUISA

Será abordado sobre o processo de dimensionamento de todos os tipos de evaporadores disponíveis no mercado. Estes serão classificados segundo o método de controle do refrigerante.

Falar-se-á sobre pontos como consumo energético, capacidade calorífica, carga hidrostática até pontos mais específicos como incrustação, cristalização, etc.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

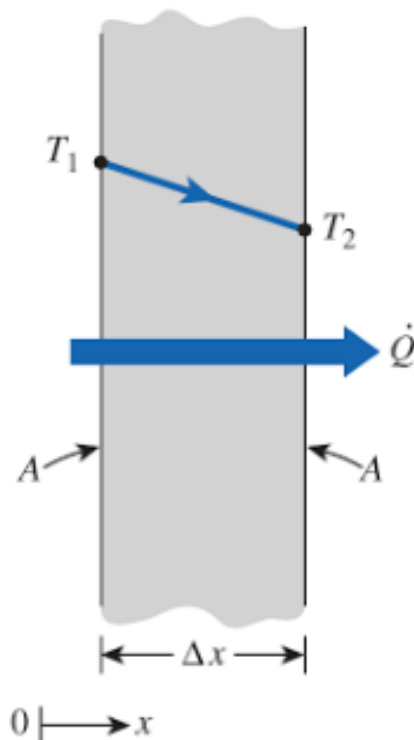
Nesta seção serão apresentados os fatores principais a serem considerados no dimensionamento de um trocador de calor bem como o estudo de três métodos de dimensionamento e uma breve descrição dos principais tipos de trocadores de calor presentes hoje no mercado.

2.1 CONDUÇÃO

Condução é a transferência de energia de partículas mais carregada para partículas vizinhas menos carregadas energeticamente como resultado da interação entre elas. Esta pode ocorrer em sólidos, líquidos ou gases.

A taxa de transferência de calor por condução está diretamente relacionada à característica geométrica, espessura, tipo de material e ao diferencial de temperatura a que o meio está submetido.

Figura 1: Condução de calor através de uma parede plana.



Na figura 1 está representada uma parede plana de espessura $\Delta x = L$ e área “A” como mostra a Fig. 1. Onde a diferença de temperatura é $\Delta T = T_1 - T_2$. Através de análise se percebe que a taxa de transferência de calor dobra quando a diferença de temperatura ou a área são dobradas. Mas diminui pela metade quando a espessura é dobrada. Assim pode-se perceber que a taxa de transferência de condução de calor é proporcional à diferença de temperatura e a área de transferência de calor, mas inversamente proporcional a espessura. Desta forma tem-se pela equação 1:

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{k * A * (T_1 - T_2)}{L} = -k * A * \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (1)$$

Onde k é a condutividade térmica do material, que é a capacidade de o material transferir calor. No caso de $\Delta T \rightarrow 0$ a equação acima se reduz a sua forma diferencial, denominada “lei de Fourier da condução térmica”.

$$\dot{Q}_{cond} = -k * A * \frac{dT}{dx} \quad (2)$$

A relação demonstrada acima nos mostra que a taxa de condução de calor em dada direção é proporcional ao gradiente de temperatura na mesma direção. O calor que é transferido no sentido da temperatura decrescente, e o gradiente de temperatura se torna negativo quando a temperatura decresce com o aumento de x. O sinal negativo assegura que quando a transferência se dá no sentido positivo de x a quantidade seja positiva. (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

A área de transferência é sempre normal à direção da transferência de calor, ou seja, a espessura da parede não tem efeito sobre a área.

A equação 1 pode também ser tomada como uma equação que determina a condutibilidade térmica. Como já falado anteriormente a condutividade térmica de um material nada mais é que a sua capacidade de transferir calor, isso significa que quando o material tem um alto valor de transferência de calor ele é um bom condutor enquanto um valor baixo significa que este é mal condutor ou isolante.

Tabela 1: Condutividade térmica de alguns materiais a temperatura ambiente.

Material	k, (W/m*K)
Diamante	2300
Prata	429
Cobre	401
Ouro	317
Alumínio	237
Ferro	80,2
Mercúrio (l)	8,54
Vidro	0,78
Tijolo	0,72
Água (l)	0,607
Pele Humana	0,37
Madeira (carvalho)	0,17
Hélio (g)	0,152
Borracha macia	0,13
Fibra de vidro	0,043
Ar (g)	0,026
Uretano, espuma rígida	0,026

Fonte: ÇENGEL e GHAJAR (2012).

Para melhor entendimento pode-se utilizar como exemplo da tabela 1 o diamante que possui condutividade térmica de $k = 2300 \text{ W/m} \cdot \text{K}$, que indica que se tivermos uma parede deste material de um metro de espessura o mesmo deverá conduzir calor a taxa de 2300 W por m² de área por K de diferença de temperatura.

Note na tabela 1 que materiais como prata e cobre são bons condutores enquanto materiais como madeira e isopor são maus condutores devido ao baixo coeficiente de condutividade.

Na tabela 2 pode ser observada a condutividade térmica dos gases a pressão de uma atmosfera e em diferentes temperaturas. Porém esses valores podem ser utilizados para diferentes pressões uma vez que a condutividade térmica dos gases é independente da pressão em um intervalo de pressões grande (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

Tabela 2: Condutividade térmica de alguns gases a pressão de 1atm.

Temp. T (°C)	Condutividade térmica k (W/m*K)
Dióxido de carbono, CO ₂	
-50	0,01051
0	0,01456
50	0,01858
0	0,02257
150	0,02652
200	0,03044
300	0,03814
400	0,04565
500	0,05293
1000	0,08491
1500	0,10688
2000	0,11522
Monóxido de carbono, CO	
-50	0,01901
0	0,02278
50	0,02641
0	0,02992
150	0,0333
200	0,03656
300	0,04277
400	0,0486
500	0,05412
1000	0,07894
1500	0,10458
2000	0,13833
Metano CH ₄	
-50	0,02367
0	0,3042
50	0,03766
0	0,04534
150	0,05344
200	0,06194
300	0,07996
400	0,09918
500	0,11933
1000	0,22562
1500	0,31857
2000	0,3675

Fonte: ÇENGEL e GHAJAR (2012).

Para líquidos o mecanismo de transferência é complicado devido a maior proximidade das moléculas, que permite um forte campo de força intermolecular. Diferente do que encontrado nos gases a condutividade decresce com o aumento da temperatura, sendo a água uma exceção. Da mesma forma que os gases a condutividade decresce com o aumento da massa molar.

A condução de calor em sólidos se dá devido a dois efeitos, ondas de vibração de rede que são motivadas pelos movimentos vibratórios periódicos das moléculas, e a energia transportada pelo movimento dos elétrons presentes.

A variação da condutividade térmica com a temperatura é um fator complicado por isso é muito comum tratá-la como constante nos cálculos.

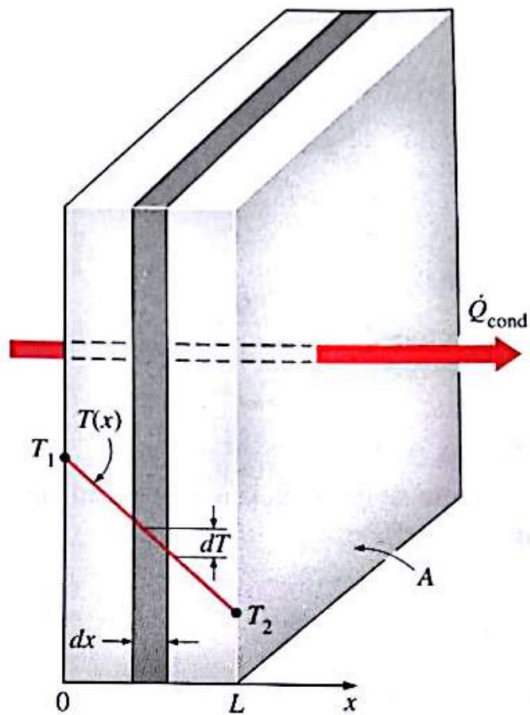
Na análise de um material tem-se ainda a difusividade térmica, que representa a velocidade que o calor se difunde por meio de um material. Este é definido pela equação 3:

$$\alpha = \frac{k}{\rho * c_p} \quad (3)$$

A difusividade térmica de um material pode ser entendida como a razão entre o calor conduzido e o calor armazenado por unidade de volume do material. Quanto maior a difusividade maior é a propagação de calor no meio (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

É sabido que a condução de calor é expressa pela equação 2 onde a taxa de transferência de calor e a área da parede são constantes, o que significa que a temperatura através da parede varia linearmente com x , ou seja, a distribuição da temperatura na parede sob condição permanente é dada em linha reta. Isso pode ser melhor visualizado na figura 2.

Figura 2: Transferência em condição permanente onde temperatura na parede se dá em linha reta.



Fonte: ÇENGEL e GHAJAR (2012).

A equação 2 pode ser reescrita da seguinte forma:

$$\dot{Q}_{Cond} = k * A \frac{T_1 - T_2}{L} \quad (4)$$

E esta pode ainda ser reescrita como:

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_2}{R} \quad (5)$$

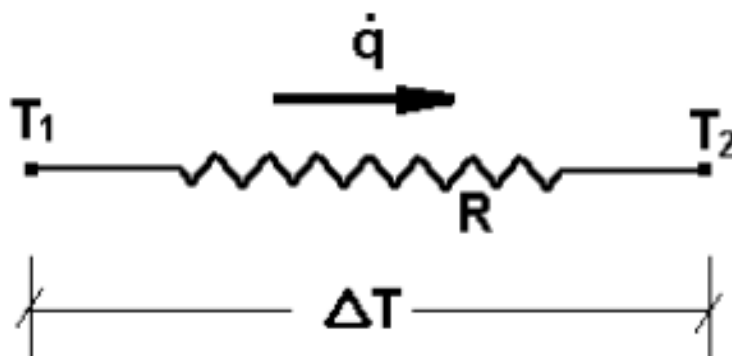
Onde:

$$R = \frac{L}{k * A} \quad (6)$$

Através de uma analogia com a resistência elétrica temos a resistência térmica à transferência de calor. Nota-se que esta depende da geometria e das propriedades térmicas do meio.

Feito isso é possível também usar uma notação semelhante à utilizada em um circuito elétrico quando representamos a resistência térmica de uma parede. Assim uma parede submetida a um fluxo de calor pode ser representada como mostrado pela figura 3.

Figura 3: Representação da resistência térmica de uma parede.



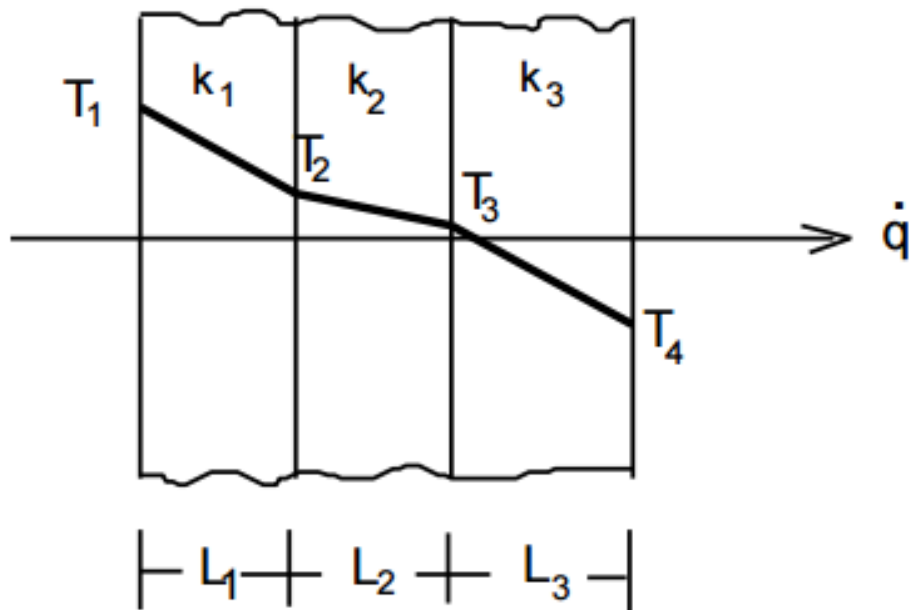
Fonte: ÇENGEL e GHAJAR (2012).

Ainda utilizando da mesma analogia pode-se ter a associação de resistência térmica em série e em paralelo da mesma forma que temos em circuitos elétricos (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

2.1.1 Associação de paredes planas em série.

O conjunto de paredes planas associadas em série, representadas na figura 4, submetidas a uma fonte de calor de temperatura constante e conhecida, de um lado e um consumidor de calor do outro, também de temperatura constante e conhecida.

Figura 4: Parede plana composta associada em série.



Fonte: ÇENGEL e GHAJAR (2012).

O fluxo de calor que passa por cada parede pode ser obtido da seguinte forma:

$$\dot{Q} = \frac{k_1 A_1}{L_1} * (T_1 - T_2); \dot{Q} = \frac{k_2 A_2}{L_2} * (T_2 - T_3); \dot{Q} = \frac{k_3 A_3}{L_3} * (T_3 - T_4) \quad (7)$$

Se for necessário obter o fluxo total de calor que passa por todas as três paredes pode-se utilizar regras matemáticas que permitem transformar a equação 7 para que a mesma fique da seguinte forma:

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_2}{R_1}; \dot{Q} = \frac{T_2 - T_3}{R_2}; \dot{Q} = \frac{T_3 - T_4}{R_3}$$

Assim é possível dizer que o fluxo total de calor entre as paredes é:

$$\dot{Q}_{total} = \frac{T_1 - T_4}{R_1 + R_2 + R_3} \quad (8)$$

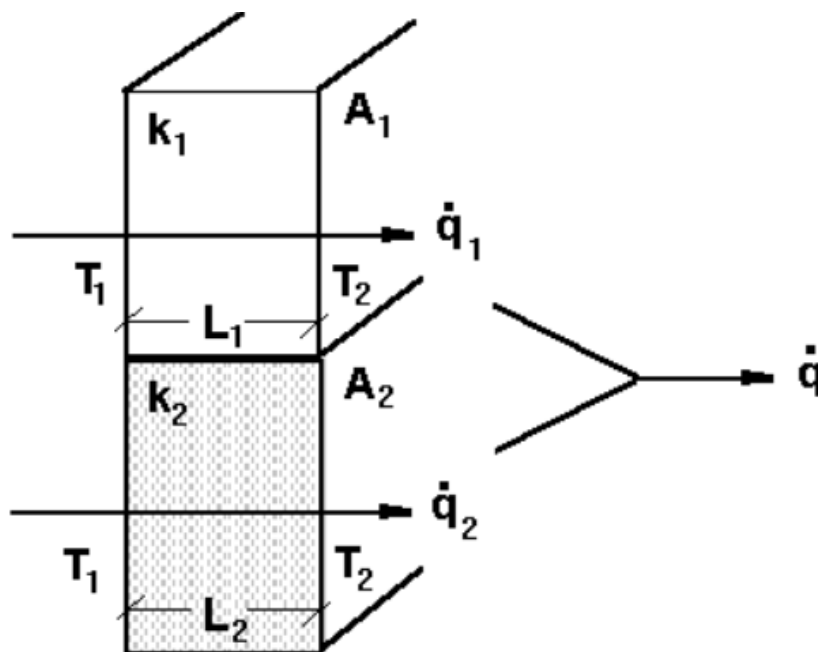
Portanto para o caso em que temos uma associação de n paredes em série o fluxo de calor total é dado por:

$$\dot{Q}_{total} = \frac{\Delta T_{total}}{R_t}, \text{ onde } R_t = \sum_{i=1}^n R_i = R_1 + R_2 + \dots + R_n \quad (9)$$

2.1.2 Associação de paredes em paralelo.

Na figura 5 tem-se uma associação de paredes em paralelo submetidas a uma fonte que fornece calor de um lado, de temperatura constante e conhecida, e de outro uma fonte que consome calor, também de temperatura constante e conhecida.

Figura 5: Parede plana composta associada em paralelo.



Fonte: ÇENGEL e GHAJAR (2012).

Neste caso o fluxo de calor que passa através de cada parede plana pode ser obtido pela equação 10.

$$\dot{Q}_1 = \frac{k_1 \cdot A_1}{L_1} * (T_1 - T_2); \dot{Q}_2 = \frac{k_2 \cdot A_2}{L_2} * (T_1 - T_2) \quad (10)$$

E da mesma forma que para a associação em série o fluxo de calor total é dado pela soma de todos os fluxos de calor presentes.

Para associação em paralelo tem-se então que a resistência térmica R é dada por:

$$\frac{1}{R} = \frac{K \cdot A}{L} \quad (11)$$

Substituindo a equação 11 na equação 10:

$$\dot{Q}_{total} = \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) * (T_1 - T_2) \quad (12)$$

Para o caso de uma associação de “ n ” paredes em paralelo é possível escrever a equação 12 da seguinte maneira:

$$\dot{Q}_{total} = \frac{\Delta T_{total}}{R_t}, \text{ onde } \frac{1}{R_t} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{R_i} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \dots + \frac{1}{R_n} \quad (13)$$

Embora a transferência de calor em uma configuração em paralelo seja bidimensional, é razoável adotar condições unidimensionais. Nestas condições, se admite que as superfícies paralelas à direção “ x ” são isotérmicas. Por outro lado, a medida que a diferença entre a condutividade térmica das paredes aumenta, os efeitos bidimensionais passam a ter maior importância (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

2.1.3 Resistência térmica de contato.

Ao analisar a condução de calor através de paredes de múltiplas camadas considera-se que existe contato perfeito entre as camadas e nenhuma queda de temperatura na interface. Porém mesmo que uma superfície pareça totalmente lisa aos olhos ao serem analisadas por um microscópio é possível ver que estas são bastante rugosas, com inúmeros picos e vales (INCROPERA e DEWITT. 2008).

Quando essas superfícies entram em contato os picos tendem a formar um bom contato com o material, mas os vales formam vazios preenchidos de ar. Esses vazios funcionam como isolamentos térmicos, em virtude da baixa condutividade térmica do ar. Dessa forma a interface passa a oferecer resistência a transferência de calor, e está esta denominada de resistência térmica de contato, R_c , o valor

dessa resistência é determinado experimentalmente e existe uma grande dispersão dos valores por ser muito difícil caracterizar as superfícies (ÇENGEL e GHAJAR, 2012). Determina-se a resistência térmica de contato através da equação 14:

$$R_c = \frac{1}{h_c} = \frac{\Delta T_{interface}}{\dot{Q}/A} \quad (14)$$

Onde “ h_c ” é a condutividade térmica de contato.

A resistência térmica de contato depende da rugosidade superficial, propriedades do material, pressão na interface, tipo de fluido e da temperatura. No caso de as placas serem apertadas por parafusos ou rebites. Isso faz com que a pressão na interface dos materiais não seja uniforme, nesse caso a resistência térmica também depende da espessura da chapa, diâmetro do parafuso e tamanho da zona de contato.

Os efeitos dessa resistência podem ser minimizados com aplicação de um líquido termicamente condutor, chamado de pasta térmica, sobre a superfície antes de pressionar uma contra a outra.

Há ainda muita incerteza nos dados de condutância de contato “ h_c ” na literatura, por isso é importante tomar cuidado ao utilizá-los. Nota-se na tabela 3 que a condutância térmica de contato é elevada para metais macios em superfícies lisas a uma alta temperatura (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

Tabela 2: Condutância térmica de algumas superfícies metálicas no ar.

Material	Condição da superfície	Rugosidade, mm	Temperatura °C	Pressão, Mpa	h, W/m ² K
416 Aço inox	Polido	2,54	90-200	0,17-2,5	3800
304 Aço inox	Polido	1,14	20	42920	1900
Alumínio	Polido	2,54	150	1,2-2,5	11400
Cobre	Polido	1,27	20	1,2-20	143000
Cobre	Fresado	3,81	20	42856	55500
Cobre (vácuo)	Fresado	0,24	30	0,17-7	11400

Fonte: ÇENGEL e GHAJAR (2012).

2.1.4 Condução de calor em cilindros e esferas.

Segundo Çengel e Ghajar (2012) transferência de calor por um cilindro ou por uma esfera acontece da mesma forma que para uma parede plana e pode ser expressa pela equação 15.

$$\dot{Q}_{cond, cilindro} = -k * A \frac{dT}{dr} \quad (15)$$

Fazendo a substituição da área do cilindro, separando as variáveis e em seguida aplicando a integração chegamos a equação 16.

$$\dot{Q}_{cond, cilindro} = 2 * \pi * L * k * \left(\frac{T_1 - T_2}{\ln r_1 / r_2} \right) \quad (16)$$

Onde a resistência térmica do cilindro é:

$$R_{cilindro} = \frac{\ln r_1 / r_2}{2 * \pi * L * k} \quad (17)$$

Da mesma forma para esfera teremos que a resistência térmica será:

$$R_{esfera} = \frac{r_2 - r_1}{4 * \pi * k} \quad (18)$$

2.2 CONVECÇÃO.

O modo de transferência de calor por convecção abrange dois mecanismos. Além de transferência de energia devido ao movimento molecular aleatório (difusão), a energia também é transferida através de movimento global, ou macroscópico, do fluido. Esse movimento está associado ao fato de que, em um instante qualquer, um grande número de moléculas está se movimentando coletivamente ou como agregado. Tal movimento somado a um gradiente de temperatura contribui para transferência de calor. Como as moléculas mantêm seus movimentos aleatórios, a transferência total de calor é, então, devida a superposição do transporte de energia

pelo movimento aleatório das moléculas com o transporte devido ao movimento global do fluido. (INCROPERA e DEWITT, 2008).

A transferência de calor por convecção é complicada, devido ao fato de envolver o movimento do fluido e a condução de calor. Este movimento coloca pontos quentes e frios do fluido em contato o que por sua vez aumenta a transferência do calor. Quanto maior a velocidade de escoamento do fluido maior será a taxa de transferência de calor. (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

Para melhor entender esse processo, é necessário imaginar um ventilador soprando ar sobre a superfície superior de um bloco quente. Sabemos que mesmo sem a ação do ventilador o bloco está transferindo calor para o ar mais frio em torno dele. Isso pode ser chamado de convecção natural, ou seja, a transferência se dá sem a interferência de um meio externo no caso o ventilador. Já se o ventilador estiver soprando ar sobre a superfície do bloco, o mesmo irá realizar uma maior troca térmica e por consequência irá esfriar mais rápido, conforme for aumentada a velocidade do ventilador mais rapidamente ele esfriará. A esse processo com a interferência de uma força externa se dá o nome de convecção forçada.

Dentro da convecção forçada existe ainda duas subcategorias que são convecção forçada externa e interna.

No problema anteriormente proposto é possível identificar um claro exemplo de convecção forçada externa onde tem-se uma força externa agindo sobre o ar ambiente para aumentar sua velocidade. Agora imaginando uma bomba de água que força o fluido a passar dentro de uma mangueira para trocar calor com outra superfície e tem-se um exemplo de convecção forçada interna.

Através desta análise ainda pode-se concluir que a transferência de calor por convecção depende das propriedades do fluido de trabalho, como viscosidade dinâmica, condutividade térmica, densidade, calor específico e também da velocidade do fluido. Está depende ainda do tipo de escoamento do fluido, se este é laminar ou turbulento e também da forma geométrica da superfície e de sua rugosidade (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

A taxa de transferência de calor por convecção é bem expressa pela lei de resfriamento de Newton, onde:

$$\dot{Q}_{conv} = hA_S(T_S - T_\infty) \quad (19)$$

O coeficiente de transferência de calor “ h ” pode facilmente ser determinado nos corpos que tem geometria simples, como uma placa lisa, ou o interior de um tubo circular, já para corpos de forma geométrica complexa utiliza-se um método experimental para determinar este coeficiente. Este não é uma propriedade do fluido e varia de acordo com sua posição ao longo da superfície de troca, propriedades físicas do fluido e da diferença de temperatura por este motivo quando se quer fazer análise de uma superfície completa é conveniente considerar um valor médio.

Algumas pessoas podem não considerar a convecção um mecanismo fundamental de transferência de calor uma vez que é essencial a condução de calor na presença do movimento do fluido. Porém, ainda é necessário nomear este mecanismo combinado, pois é mais fácil reconhecer a convecção como um mecanismo separado de transferência de calor. (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

2.2.1 Número de Nusselt.

É uma grandeza adimensional criada pelo cientista Wilhelm Nusselt utilizada para determinar o coeficiente de transferência de calor por convecção, este é função de outro número adimensional chamado “número de Reynolds”.

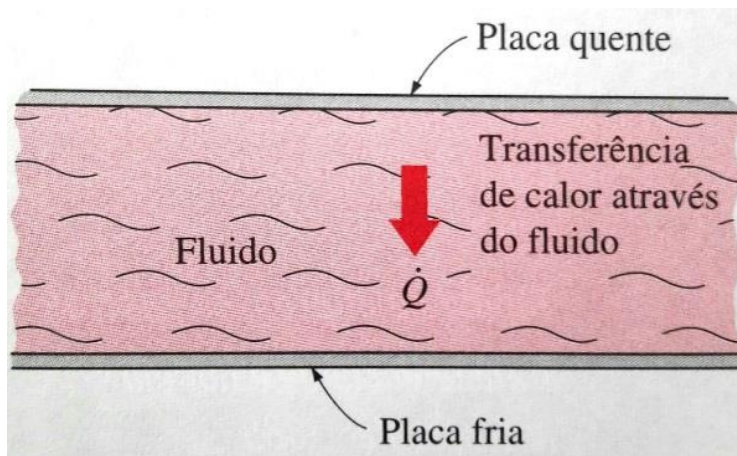
O número de Nusselt é definido como a razão entre a transferência de calor por convecção e condução. Considerando a espessura “ L ” de uma camada de fluido e um diferencial de temperatura. Desta forma ele pode ser definido pela equação 20.

$$Nu = \frac{h \cdot L_c}{k} \quad (20)$$

Onde “ L_c ” é o comprimento característico.

Para que seja possível compreender o significado do número de Nusselt, é necessário considerar uma camada de fluido de espessura “ L ” e um diferencial de temperatura como demonstrado pela figura 6.

Figura 6: Transferência de calor através de uma camada de fluido de espessura “L” e diferença de temperatura “ΔT”.



Fonte: ÇENGEL e GHAJAR (2012).

Considerando um fluxo de calor por convecção, quando o fluido está em movimento e um fluxo por condução quando a camada de fluido está imóvel. Nesse caso temos:

$$\dot{q}_{conv} = h * \Delta T \quad (21)$$

E

$$\dot{q}_{cond} = k * \frac{k * \Delta T}{L} \quad (22)$$

Aplicando a razão entre a equação 21 e a equação 22:

$$\frac{\dot{q}_{conv}}{\dot{q}_{cond}} = \frac{h * \Delta T}{k * \Delta T / L} = \frac{h * L}{k} = Nu \quad (23)$$

Através da equação 23 temos definido o número de Nusselt. Repare que quanto maior for este número mais eficaz será a transferência por convecção. Se $Nu=1$ não se tem transferência por convecção (INCROPERA e DEWITT. 2008).

2.2.2 Escoamento viscoso e não viscoso.

Quando duas camadas de fluido se movem uma em relação à outra, uma força de atrito se desenvolve entre ambas, e a camada mais lenta tenta frear a mais rápida. Essa resistência ao escoamento é denominada viscosidade, que é a medida da aderência interna do fluido. Não existe nem um fluido com viscosidade zero, dessa forma todo escoamento envolve os efeitos viscosos. Os escoamentos em que os efeitos do atrito são significativos são denominados “escoamentos viscosos”. Porém em escoamentos de interesse prático, existem regiões em que as forças viscosas são desprezíveis se comparadas às forças de inércia ou de pressão. Desprezar a força de atrito simplifica muito a análise de um escoamento, sem perdas significativas na precisão dos dados (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

2.2.3 Escoamento interno e externo.

Os escoamentos em que o fluido é obrigado a passar por dentro de um tubo ou duto são denominados escoamentos internos. No caso de um escoamento onde o duto não fica completamente cheio, ou seja, existe uma superfície livre, é denominado escoamento em canal aberto. Já aqueles que escoam em torno de corpos imersos em um determinado fluido são denominados escoamentos externos (VILLAR, 2011)

2.2.4 Escoamento compressível e incompressível.

O fluido é classificado dessa forma conforme a variação da sua densidade durante o escoamento. O escoamento é dito “incompressível” se a variação de massa específica é desprezível. Ou seja, o volume de cada porção do fluido permanece inalterado ao longo do seu movimento quando o escoamento é incompressível.

A densidade dos líquidos é essencialmente constante, portanto o escoamento de líquidos é incompressível. Os líquidos têm uma variação muito pequena de densidade conforme se aumenta a pressão e esta pode ser

desconsiderada para uma grande faixa de pressões. Já quando existem variações da massa específica que não podem ser desprezadas o escoamento é nomeado compressível (VILLAR, 2011).

2.2.5 Escoamento laminar e turbulento.

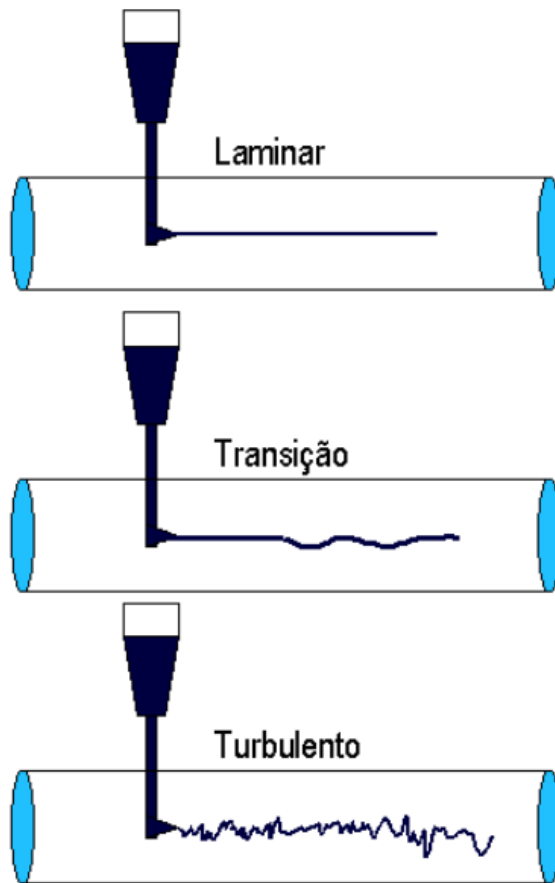
No escoamento, é dito laminar quando o movimento do fluido é altamente ordenado, sendo possível identificar a direção em que as partículas fluidas se movem. O comportamento ordenado continua até que uma zona de transição é atingida, ao longo da qual ocorre uma conversão das condições laminares para as turbulentas. Na zona de transição, as condições do escoamento mudam com o tempo, às vezes mostra comportamento laminar e às vezes características de escoamento turbulento.

Neste processo, se a temperatura de uma placa plana for diferente da temperatura do fluido, a troca de energia se dará somente por condução molecular no interior do fluido, bem como entre fluido e placa plana (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

Outra forma é denominada escoamento turbulento, sendo caracterizado pela movimentação irregular das moléculas. O escoamento turbulento depende de mecanismos de gatilho, tais como a interação das estruturas transientes do escoamento ou pequenos distúrbios. Como resultado desse movimento irregular existe um aumento da taxa de transferência de calor e também da espessura da camada limite. Os coeficientes de atrito e de transferência de calor atingem valores máximos quando o escoamento é totalmente turbulento (VILLAR. 2011).

Na tabela 3 pode-se visualizar o número de Reynolds que caracteriza cada faixa de escoamento. Na figura 7 está representado o experimento realizado por Osborne Reynolds, em 1883, onde um líquido colorido é injetado numa tubulação onde existe o escoamento de água. Se através de um registro se regula a vazão é possível observar as mudanças no regime de escoamento. Note que para uma baixa vazão o escoamento se comportará como uma lamina, para vazões intermediárias o fluido colorido apresenta leves mudanças e para grandes vazões o fluido demonstra flutuações aleatórias muito grandes e constantes (VILLAR. 2011).

Figura 7: Representação esquemática da experiência realizada por Reynolds.



Fonte: VILLAR, (2011).

Tabela 3: Número de Reynolds para cada tipo de escoamento.

Escoamento	Número de Reynolds
Laminar	< 2100
Transição	> 2100 e < 10000
Turbulento	> 10000

Fonte: KREITH e BOHN, 2003.

2.2.5.1 Número de Reynolds.

O número de Reynolds leva esse nome devido ao cientista Osborne Reynolds, ele descobriu que o regime de escoamento depende principalmente da razão das forças de inércia para as forças viscosas do fluido. Essa razão então

recebeu o nome de número de Reynolds, que é uma quantidade adimensional expressa pela equação 24.

$$R_e = \frac{\text{Forças de inércia}}{\text{Forças viscosas}} = \frac{\rho * V * L_c}{\mu} \quad (24)$$

Onde “V” é a velocidade do escoamento, “L_c” é o comprimento característico da geometria e “ $\rho/\mu = \nu$ ” é a viscosidade cinemática do fluido.

Para número de Reynolds grandes, as forças de inércia, são grandes em relação às forças viscosas e, assim, as forças viscosas não podem impedir as flutuações aleatórias e rápidas do fluido, o que caracteriza um escoamento turbulento. Já para números pequenos ou moderados, as forças viscosas são o suficiente para suprir as flutuações e manter o fluido em escoamento laminar (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

2.2.6 Escoamento natural e forçado.

Essa é uma classificação que depende de como o movimento do fluido é iniciado. No escoamento forçado, o fluido é forçado a escoar devido à ação de meios externos, como bombas ou ventiladores. No escoamento natural o movimento do fluido é devido a meios naturais, como o efeito de empuxo (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

2.2.7 Escoamento uni, bi e tridimensional.

Todos os fluidos escoam de maneira tridimensional, onde suas propriedades variam em todas as direções, porém em muitos casos as mudanças mais significativas ocorrem em apenas duas direções ou até mesmo apenas uma. Mas a variação de velocidade em determinadas direções pode ser muito pequena em relação à velocidade em outras direções e por isso pode ser desconsiderada sem grande interferência no resultado (VILLAR, 2011).

2.2.8 Camada limite hidrodinâmica.

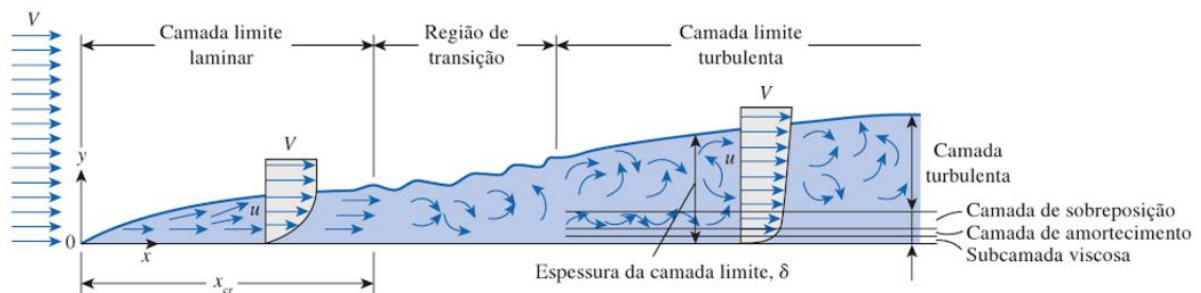
Um estudo preliminar deve ser feito com relação ao escoamento externo. Ainda analisando o escoamento de um fluido viscoso sobre uma placa plana, pode se afirmar, pela condição de não deslizamento, que a velocidade do fluido na parede é igual a zero. Antes de atingir a placa, o fluido escoava com uma velocidade igual a “ V ”.

Foi mostrado por Prandtl que muitos escoamentos viscosos podem ser analisados dividindo-os em duas regiões, uma perto da camada sólida e outra cobrindo o restante do escoamento. A região mais próxima à superfície (região da camada limite hidrodinâmica) é caracterizada por gradientes de velocidade, tensões cisalhantes significativas e uma região fora da camada limite, na qual gradientes de velocidade e tensões cisalhantes são desprezíveis. Essas duas regiões são separadas pela camada limite que tem uma espessura d . A espessura da camada limite hidrodinâmica “ δ ” é definida como o valor de “ y ” para o qual “ $u = 0,99V$ ” (INCROPERA e DEWITT. 2008).

As tensões cisalhantes atuam em planos perpendiculares a velocidade do fluido e são responsáveis pela frenagem das partículas de fluido de camadas adjacentes (INCROPERA e DEWITT. 2008).

A camada limite hidrodinâmica sempre se desenvolve quando há movimento de um fluido sobre uma superfície, ou seja, quando há diferença de velocidade entre o fluido e a superfície. A figura 8 ilustra a formação da camada limite hidrodinâmica.

Figura 8: Desenvolvimento da camada limite para escoamento ao longo de uma placa plana e os diferentes regimes de escoamento.



Fonte: ÇENGEL e GHAJAR (2012).

Como está relacionada a velocidade do fluido a camada limite hidrodinâmica pode também ser chamada de camada limite de velocidade. Esta possui relação com a tensão de cisalhamento na superfície “ τ_y ” portanto, ela fornece base para determinação do coeficiente de atrito local (equação 25).

$$C_f = \frac{\tau_y}{\rho * V^2 / 2} \quad (25)$$

Que é um parâmetro adimensional a partir do qual o arrasto viscoso na superfície pode ser determinado. Supondo um fluido newtoniano, a tensão de cisalhamento na superfície pode ser determinada a partir do gradiente de velocidade na superfície (INCROPERA e DEWITT. 2008).

$$\tau_y = \mu * \left. \frac{\partial u}{\partial x} \right|_{y=0} \quad (26)$$

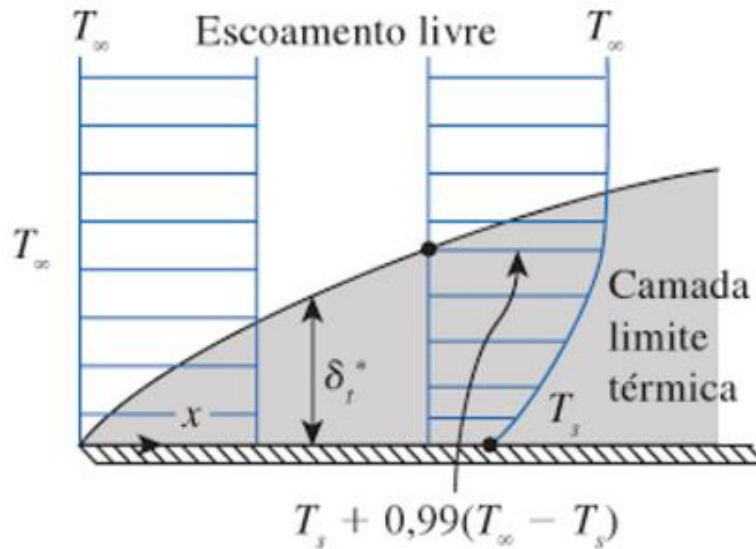
Onde “ μ ” é a viscosidade dinâmica do fluido.

O coeficiente de atrito é um parâmetro muito importante nos estudos de transferência de calor, uma vez que está diretamente relacionado ao coeficiente de transferência de calor e os requisitos de potência do ventilador ou bomba (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

2.2.9 Camada limite térmica.

A camada limite térmica se desenvolve quando há diferença de temperatura entre um fluido sobre uma superfície, esta pode ser melhor visualizada através da figura 9. A espessura da camada limite térmica “ δ_t ” em qualquer local ao longo da superfície é definida como a distância da superfície em que a diferença de temperatura “ $T - T_s = 0,99 * (T_\infty - T_s)$ ”. Com o aumento da distância da aresta frontal, os efeitos da transferência de calor penetram cada vez mais na corrente livre e a camada limite térmica cresce (INCROPERA e DEWITT. 2008).

Figura 9: Desenvolvimento da camada limite térmica sobre uma placa plana.



Fonte: ÇENGEL e GHAJAR (2012).

A taxa de transferência de calor por convecção em qualquer lugar ao longo da superfície está diretamente relacionada com o gradiente de temperatura nesse local. Portanto, a forma do perfil de temperatura na camada limite térmica define a transferência de calor por convecção entre uma superfície sólida e o fluido que escoar sobre ela. Em escoamentos sobre superfície aquecida ou resfriada, tanto a camada limite térmica quanto a camada limite hidrodinâmica desenvolvem-se simultaneamente. Observando que a velocidade do fluido influencia o perfil de temperatura, o desenvolvimento das duas camadas limite terá forte efeito sobre transferência de calor por convecção (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

2.2.10 Número de Prandtl.

O número de Prandtl depende somente das propriedades do fluido. Este é definido como a razão entre a viscosidade cinemática e a difusividade térmica e é expresso pela equação 29 (KREITH e BOHN, 2003).

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu \cdot c_p}{k} \quad (27)$$

Este valor é adimensional e é capaz de descrever espessura relativa da camada limite térmica e hidrodinâmica da melhor forma. Ele recebe o nome em homenagem a Ludwig Prandtl, responsável por introduzir o conceito de camada limite em 1904 (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

Para fluidos este varia de menos de 0,01 para os metais líquidos até mais de 100000 para óleos pesados. Observe na tabela 5 os valores desse número para alguns fluidos.

Tabela 4: Valores típicos do número de Prandtl de alguns fluidos comuns.

Fluído	Pr
Metais líquidos	0,004 - 0,03
Gases	0,7 - 1
Água	1,7 - 13,7
Fluídos orgânicos leves	18384
Óleos	50 - 100000
Glicerina	2000 - 100000

Fonte: ÇENGEL e GHAJAR (2012).

Note pela tabela 5 que os metais líquidos possuem números de Prandtl muito baixos. Isso ocorre por causa de sua alta condutividade térmica. Tem-se desenvolvido interesse em utilizar esses metais líquidos como refrigerantes, para aplicações onde é necessária uma grande retirada de calor, como em reatores nucleares (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

2.2.11 Equação da continuidade.

O princípio da conservação da massa é simplesmente a declaração de que a massa não pode ser criada nem destruída durante um processo e toda massa deve ser contabilizada durante a análise. Em um escoamento permanente a massa dentro de um volume de controle permanece constante, e pode ser expressa pela equação pela seguinte relação.

$$\textit{Fluxo de massa que entra} = \textit{Fluxo de massa que sai}$$

Essa é ainda conhecida como equação da continuidade ou balanço de massa para escoamento permanente bidimensional de fluido com densidade constante (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

2.2.12 Equações da quantidade de energia.

O balanço da energia de qualquer sistema pode ser definido como o diferencial entre a energia que entra e a energia que sai. Durante um processo de escoamento permanente, a quantidade total de energia permanece constante, ou seja, a quantidade de energia que entra deve ser igual à quantidade que sai. Com isso o diferencial de energia se iguala a zero (ÇENGEL e GHAJAR, 2012). Equacionando o que foi dito temos pela equação 28 que:

$$E_{ent} - E_{sai} = \Delta E_{sist} = 0 \quad (28)$$

2.2.13 Equação da quantidade de movimento.

A segunda lei de Newton é a expressão da quantidade de movimento, segundo a qual a força líquida que age sobre o volume de controle é igual à massa vezes a aceleração do elemento fluido dentro do volume de controle, que também é igual taxa líquida de quantidade de movimento que sai do volume de controle.

As forças de corpo atuam em todo corpo do volume de controle (gravidade, forças elétricas e magnéticas) e são proporcionais ao volume do corpo. As forças de superfície (força de pressão, tensões de cisalhamento) são proporcionais à superfície. Pode se expressar a segunda lei de Newton para volumes de controle segundo a equação 29.

$$\begin{aligned} & \text{Massa} * \text{aceleração na direção específica} = \\ & \text{Força líquida atuando na mesma direção} \end{aligned} \quad (29)$$

Ou seja:

$$m * a_x = F_{superficie, x} + F_{corpo, x} \quad (30)$$

Este é o balanço da quantidade de movimento na direção x (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

2.3 CONVECÇÃO FORÇADA INTERNA.

O escoamento de fluidos de aquecimento ou resfriamento dentro de tubulações está entre os mais importantes processos de transferência de calor da engenharia. O projeto e a análise de trocadores de calor requerem o conhecimento do coeficiente de transferência de calor entre a parede da tubulação e o escoamento de fluido em seu interior. Uma vez conhecido o coeficiente de transferência de calor referente a determinada geometria e as condições de escoamento especificadas, a taxa de transferência de calor referente a esta diferença de temperatura pode ser calculada segundo a equação 31 que é:

$$\dot{Q}_{conv} = hA_S(T_S - T_\infty) \quad (31)$$

Esta relação pode também ser utilizada para determinar a área requerida para troca de calor a uma taxa específica para um dado potencial de temperatura. Quando calor é transferido para um fluido dentro de uma tubulação, a temperatura do mesmo varia ao longo da superfície da tubulação. Ou seja, a temperatura de um fluido deve ser definida cuidadosamente.

O coeficiente de transferência de calor por convecção pode ser calculado através do número de Nusselt como demonstrado anteriormente. Para um escoamento em tubulações longas o comprimento importante para o número de Nusselt é o diâmetro hidráulico, D_h , definido pela equação 32.

$$D_h = \frac{\text{área de seção trnasversal do fluido}}{\text{perimetro molhado}} \quad (32)$$

Em um tubo circular, por exemplo, onde a área de seção transversal seria definida por “ $\pi * D^2/4$ ” e o perímetro molhado definido por “ $\pi * D$ ”, logo o diâmetro interno do tubo é igual ao diâmetro hidráulico (KREITH e BOHN, 2003).

O número de Nusselt é calculado através de equações empíricas com base em resultados obtidos experimentalmente. Os dados obtidos por convecção forçada em dutos longos podem ser correlacionados pela equação 33:

$$Nu = \phi(R_e)\psi(Pr) \quad (33)$$

Em que “ ϕ ” e “ ψ ” denotam funções de Reynolds e Prandtl. Para dutos curtos e especialmente em escoamento laminar, o lado direito da equação 33 deve incluir relação de aspecto. Ficando então da forma:

$$Nu = \phi(R_e) * \psi(Pr) * f\left(\frac{x}{D_h}\right) \quad (34)$$

Onde “ $f(x/D_h)$ ” representa a dependência referente a relação de aspecto. (KREITH e BOHN, 2003).

2.3.1 Temperatura de referência do fluido.

O valor do coeficiente de transferência de calor “ h ” depende da temperatura de referência do fluido escolhida. Para o escoamento sobre uma superfície plana, a temperatura do fluido em um ponto distante da fonte de calor é em geral uniforme. Já na transferência de calor para ou de um fluido em movimento ao longo de uma tubulação a temperatura não é constante e varia ao longo da direção do fluxo. A temperatura do fluido no centro da tubulação poderia ser utilizada como temperatura de referência para ser aplicada na equação 21. Porém, a medição dessa temperatura é complicada. Além disso, esta não é referente à variação de energia interna de todo fluido. Portanto a melhor alternativa é adotar a temperatura média aparente do fluido.

A utilização dessa temperatura torna possível o balanço de calor, por que, no estado estacionário a diferença de temperatura média aparente entre duas

seções de uma tubulação é uma medida direta a taxa de transferência de calor (KREITH, 2003).

2.3.2 Efeitos do número de Reynolds na transferência de calor e na queda de pressão em um fluxo totalmente estabelecido.

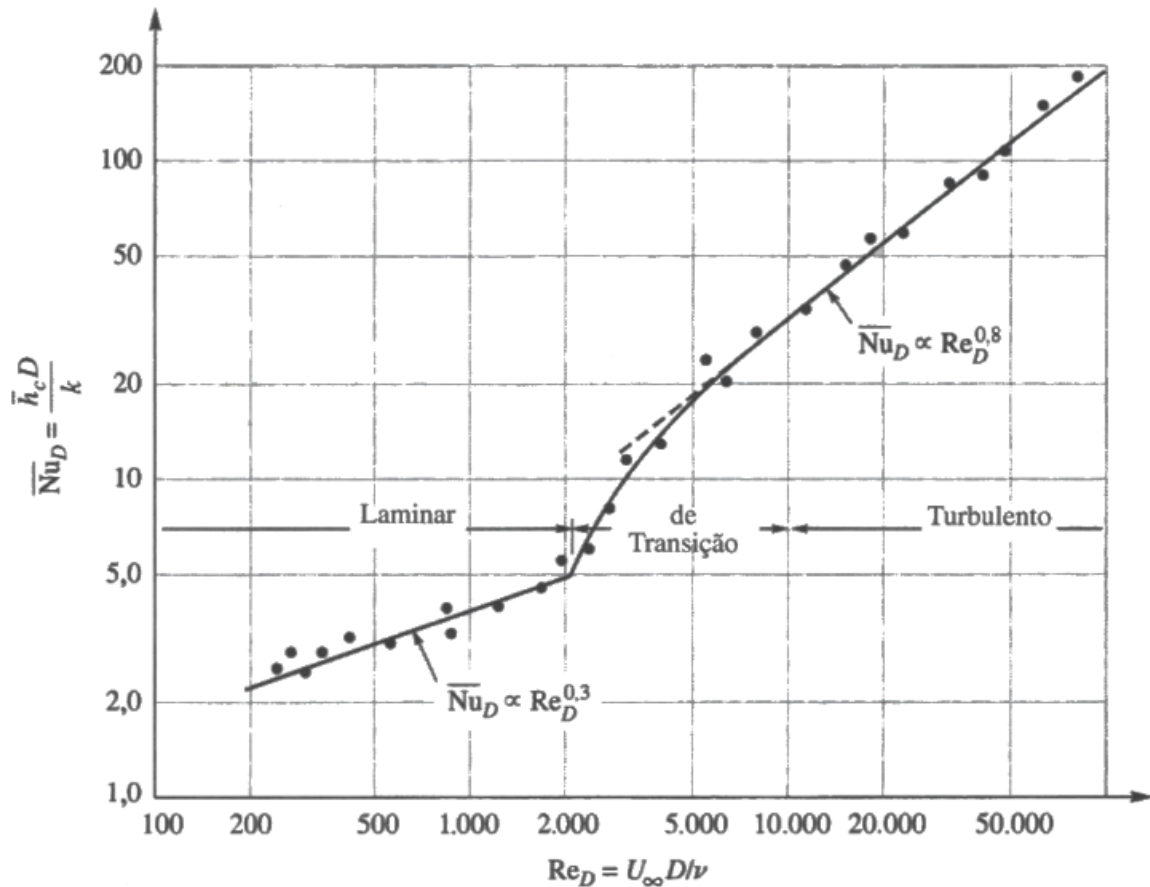
O número de Nusselt depende basicamente das condições do escoamento, que são caracterizadas pelo número de Reynolds. No caso de escoamento em tubulações longas o comprimento característico em ambos os números é definido pelo diâmetro hidráulico, e a velocidade é a média sobre a área de seção transversal do fluxo, ou seja, a equação 24 apresentada na seção 2.2.5.1 pode ser reescrita conforme a equação 35.

$$Re_{Dh} = \frac{V_{med} * Dh}{\nu} \quad (35)$$

Em dutos longos é prática comum desprezar os efeitos na entrada já que os mesmos não são importantes (KREITH e BOHN, 2003).

No escoamento laminar ao longo de um duto e no escoamento laminar sobre uma placa, não existe mistura entre as partículas do fluido frio com o fluido quente e a transferência de calor se dá exclusivamente por condução. É característica de todos os fluidos com exceção dos metais líquidos o baixo valor do coeficiente de condutividade térmica, portanto, os coeficientes de transferência de calor relativamente pequeno no escoamento laminar. Já no escoamento transitivo, existe uma certa quantidade de mistura nos vórtices que transportam o fluido mais quente para regiões mais frias e assim vice e versa. Note que mesmo um movimento de mistura de pequena escala é o suficiente para acelerar muito a transferência de calor. É possível observar um aumento considerável no coeficiente de transferência de calor quando o número de Reynolds se encontra acima de 2100, o que caracteriza um escoamento de transição. Essa mudança pode ser facilmente visualizada pelo gráfico 1.

Gráfico 1: Número de Nusselt em relação ao número de Reynolds para escoamento de ar em um tubo longo e aquecido a uma temperatura de parede uniforme.

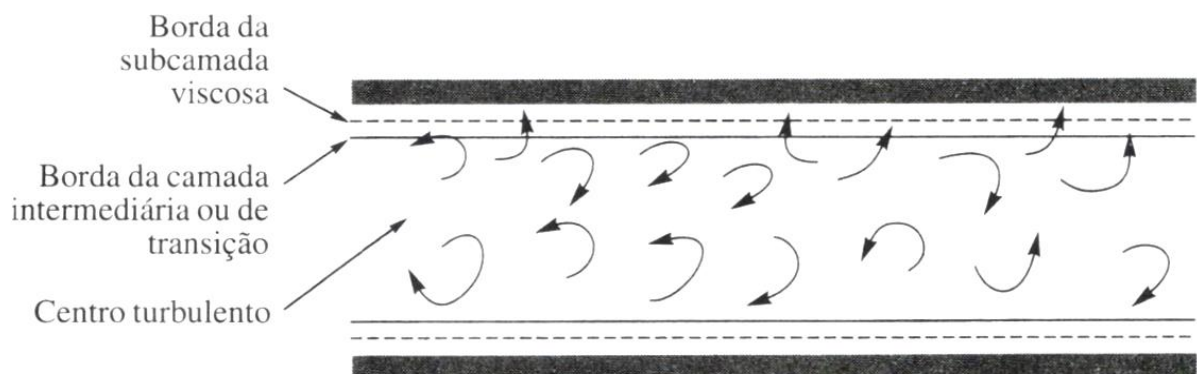


Fonte: KREITH e BOHN (2003).

Esse comportamento pode ser explicado observando o campo de escoamento do fluido demonstrado pela figura 10. Para números de Reynolds acima de 8000, o escoamento é dito totalmente turbulento, mas existe uma fina camada de fluido adjacente a parede. Nessa camada os vórtices de turbulência são enfraquecidos pela força da viscosidade que é predominante na área próxima à superfície. A linha tracejada na figura 11 representa a borda da camada, o escoamento além desta é turbulento e as setas curvas representam os vórtices que varrem a borda da camada, esses vórtices penetram a camada e levam consigo o fluido a temperatura que prevalece ali. Esses vórtices misturam os dois fluidos com tal eficiência que o calor é transferido muito rapidamente entre a borda da subcamada e a massa turbulenta do fluido. Com exceção dos fluidos de alta condutividade térmica, a resistência térmica da subcamada controla a taxa de transferência de calor, a maior parte da queda de temperatura entre a massa de

fluido e a superfície da tubulação ocorre nessa camada. Aparte turbulenta do campo de escoamento, por sua vez, oferece pouca resistência ao fluxo de calor. Portanto, o único método eficiente de aumentar o coeficiente de transferência de calor é diminuir a resistência térmica da subcamada. É possível fazer isso aumentando a turbulência no escoamento principal fazendo com que os vórtices consigam penetrar mais profundamente na camada. Mas o aumento da turbulência é acompanhado da grande perda de energia, que acaba por aumentar a queda de pressão de atrito na tubulação. O aumento da velocidade de escoamento gera coeficientes de transferência de calor mais altos, que diminuem as dimensões e o custo inicial dos equipamentos para uma taxa de transferência de calor especificada. Contudo, o custo de bombeamento aumenta, ou seja, um bom projeto requer a conciliação entre os custos iniciais e operacionais. As velocidades utilizadas na maioria dos equipamentos são relativamente baixas, correspondendo a números de Reynolds não maiores que 50000. Já o escoamento laminar é evitado em equipamentos de troca de calor em função dos baixos coeficientes de transferência obtidos. Entretanto, em alguns casos específicos o escoamento laminar não pode ser evitado sem causar grandes perdas de pressão (KREITH e BOHN, 2003).

Figura 10: Estrutura do escoamento turbulento ao longo de um tubo.



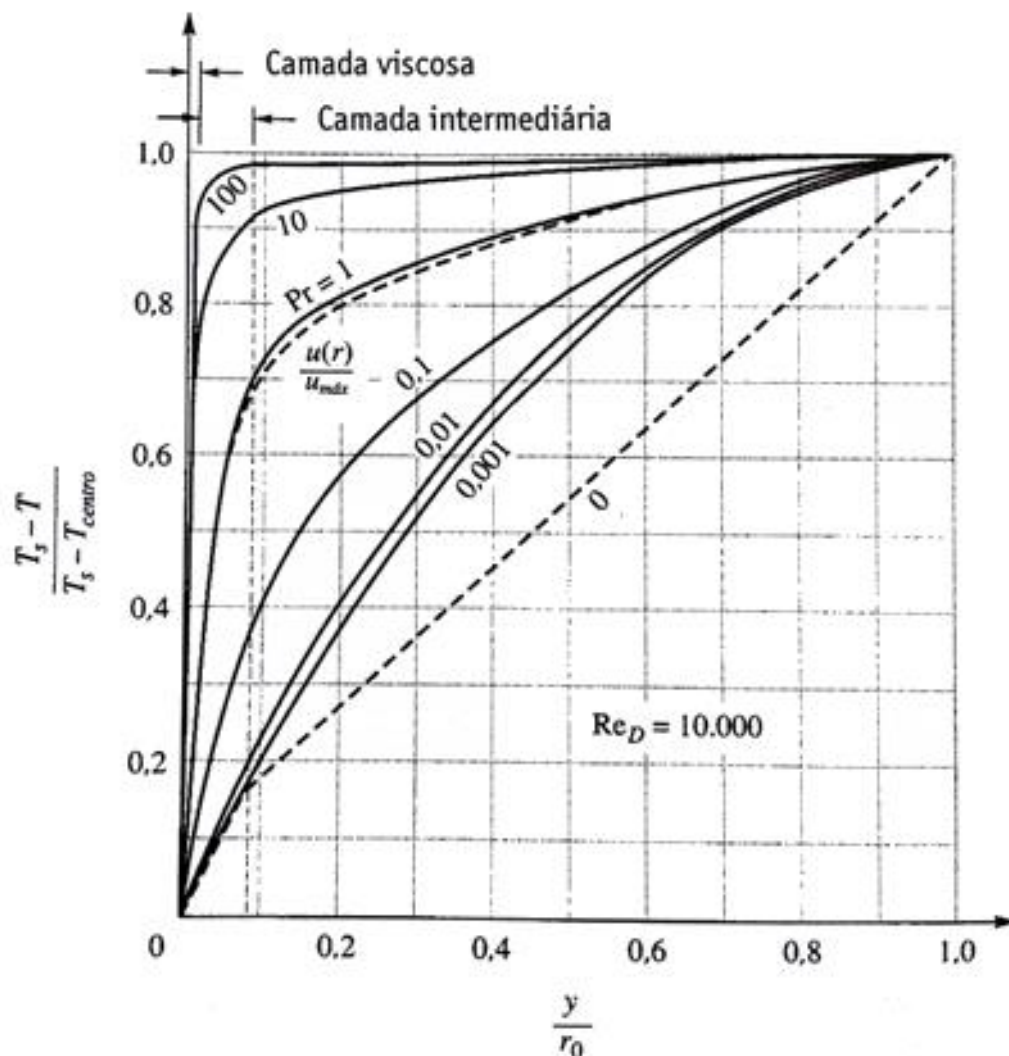
Fonte: KREITH e BOHN (2003).

2.3.3 Efeito do número de Prandtl.

O número de Prandtl como mencionado na seção 2.2.10 é função somente das propriedades do fluido.

Este relaciona a distribuição de temperatura à distribuição de velocidade para escoamento sobre uma placa plana. Para escoamento em um tubo, similarmente ao escoamento em placa plana, os perfis de velocidade e temperatura são semelhantes para fluidos com número de Prandtl da ordem de unidade. Quanto melhorou o número de Prandtl menor é o gradiente de temperatura em relação ao de velocidade. No gráfico 2 está representado o efeito do número de Prandtl no gradiente de temperatura no escoamento turbulento referente a um certo número de Reynolds. São mostrados perfis de temperatura referentes a diferentes números de Prandtl são mostrados com $Re_D = 10000$.

Gráfico 2: Efeito do número de Prandtl no perfil de temperatura do escoamento turbulento de um tubo longo.



Fonte: KREITH e BOHN (2003).

Onde “ y ” é a distância da parede do tubo e “ r_0 ” é o raio interno do tubo.

As curvas do gráfico 2 indicam que para um número de Reynolds especificado, o gradiente de temperatura na parede é maior em um fluido com número de Prandtl grande do que em um fluido com número de “ Pr ” menor. Portanto, para um dado “ Re ”, fluidos com “ Pr ” maiores dispõem de números de “ Nu ” maiores (KREITH e BOHN, 2003).

2.3.4 Efeitos na entrada do duto.

Além dos efeitos causados pela variação do número de Prandtl existem outros fatores que podem influenciar na transferência de calor por convecção forçada. Um exemplo claro é quando se tem uma tubulação curta onde quando o fluido entra no duto com velocidade uniforme, a camada de fluido adjacente a parede se torna estática. Devido a isso durante uma determinada distância a partir da entrada forma-se uma camada limite laminar. Caso a turbulência do fluido for grande essa camada se tornará turbulenta rapidamente. Como resultado é possível observar que o coeficiente global de transferência de calor varia consideravelmente, sendo que na entrada este é grande e passa a diminuir ao longo do duto até que os perfis de velocidade e temperatura tenham sido estabelecidos.

No caso do número de Reynolds do tubo referente ao escoamento totalmente desenvolvido ser menor que 2100, os efeitos na entrada do duto são importantes para um comprimento de cem vezes o diâmetro hidráulico a partir da entrada (KREITH e BOHN, 2003).

Para o escoamento laminar o comprimento hidráulico de entrada pode ser obtido segundo a equação 36.

$$\left(\frac{x_{crit}}{D_h}\right) = 0,05 * Re_{Dh} \quad (36)$$

Esta equação é adequada para o caso de um fluido que entra em um tubo de seção circular onde o perfil de velocidade se aproxima da forma totalmente desenvolvida. Já a distância a partir da qual o perfil de temperatura se aproxima da forma totalmente desenvolvida pode ser expresso pela equação 37.

$$\left(\frac{x_{crit}}{D_h}\right) = 0,05 * Re_{D_h} * Pr \quad (37)$$

Comparando as equações 36 e 37 é possível observar que se “ $Pr > 1$ ” a camada limite fluidodinâmica se forma mais rapidamente que a camada limite térmica (INCROPERA e DEWITT, 2008).

Já quando se trata de escoamento turbulento essas condições são praticamente não dependem do número de Prandtl. No caso de velocidades médias em tubos onde o número de Reynolds corresponde a escoamento turbulento, esses efeitos na entrada desaparecem a aproximadamente 10 ou 20 diâmetros da entrada (KREITH, 2003).

2.3.4 Variação das propriedades físicas do fluido.

As propriedades físicas surtem grande influência na transferência do calor e no atrito. Quando um fluido se movimenta e sofre aquecimento ou resfriamento sua temperatura e suas propriedades físicas variam. No caso de líquidos é importante somente a variação de viscosidade em relação a temperatura. Já no caso dos gases o efeito da variação de temperatura é complexo, pois a condutividade térmica, a densidade e viscosidade tem uma variação considerável conforme a temperatura varia. Em ambos os casos o número de Reynolds depende da localização na qual as propriedades são avaliadas. O número de Reynolds é parâmetro significativo para descrever as condições de escoamento. Porém, foi obtido um sucesso considerável ao se avaliar a viscosidade a uma temperatura de filme média, definida como uma temperatura aproximadamente média entre a temperatura de parede e a temperatura média aparente. Outro método que pode ser utilizado para considerar as variações físicas com a temperatura é avaliar essas propriedades com a temperatura média aparente e então realizar as correções referentes aos efeitos térmicos (KREITH e BOHN, 2003).

2.3.5 Precisão dos valores de coeficiente de transferência de calor por convecção previstos.

É importante se atentar que na aplicação prática os valores previstos para o coeficiente de transferência de calor não são exatos. Estes apresentam variações significativas mesmo quando se fala de um experimento rigorosamente controlado.

No escoamento turbulento a precisão do coeficiente calculado não é maior que 20%. Já no escoamento laminar a precisão pode chegar a 30%, e para o escoamento de transição a precisão pode ser até menor devido à escassez dos dados (KREITH e BOHN, 2003).

2.3.6 Fluxo de calor constante na superfície.

Em um tubo circular onde ocorre um fluxo térmico uniforme na superfície e as condições de escoamento laminar são completamente desenvolvidas, o número de Nusselt é independente do número de Reynolds e Prandtl. Dessa forma o número de Nusselt é constante (KREITH e BOHN, 2003).

$$Nu_{Dh} = \frac{h \cdot D_h}{k} = 4,36, \text{ quando, } q_s = cst \quad (38)$$

2.3.7 Temperatura uniforme na superfície.

No caso de escoamento laminar totalmente desenvolvido onde a temperatura na superfície é constante o número de Nusselt é definido como constante e assume o valor de 3,66.

$$Nu_{Dh} = \frac{h \cdot D_h}{k} = 3,66, \text{ quando, } T_s = cst \quad (39)$$

A condição limite de temperatura constante requer uma temperatura diferente para análise da transferência de calor para um fluido escoando ao longo de um duto, exceto na região onde se forma a camada limite que é onde o coeficiente de transferência tende a ser menor. Nessa região a temperatura entre a superfície

do duto e a massa permanece constante quando o fluxo de calor é uniforme. Já para temperatura constante na parede do duto somente a temperatura aparente aumenta e o potencial de temperatura diminui (KREITH e BOHN, 2003).

Logo para uma temperatura superficial constante o fluxo de calor pode ser escrito segundo a equação 40.

$$q = h * A_s * LMTD \quad (40)$$

Onde:

$$LMTD = \left[\frac{\Delta T_{saída} - \Delta T_{entrada}}{\ln(\Delta T_{saída} / \Delta T_{entrada})} \right] \quad (41)$$

Onde LMTD é a diferença de temperatura média logarítmica expressa pela equação 41 (KREITH e BOHN, 2003).

2.3.8 Correlações da convecção forçada laminar.

O coeficiente de transferência de calor para escoamento laminar é sempre menor se comparado aos valores obtidos para escoamento turbulento, porém existem casos em que é necessário utilizar fluidos mais viscosos. O escoamento laminar na convecção forçada é utilizado em processos químicos, indústria alimentícia, refrigeração de componentes eletrônicos e casos que se utiliza metais líquidos para realizar a troca térmica, esses são materiais que apresentam altos valores de transferência de calor mesmo no escoamento laminar (KREITH e BOHN, 2003).

2.3.9 Dutos circulares e retangulares curtos.

Para dutos e tubos retangulares curtos com distribuição de velocidade e temperatura inicialmente uniforme é possível aproximar os parâmetros de escoamento ao longo da parede aos obtidos ao longo de uma placa plana. Quando, por exemplo, " L/D " é menor que um Reynolds de 0,0048, para tubos, e " L/D_h " é inferior a um Reynolds de 0,0021, para dutos planos de seção retangular. Para

essas condições o número de Nusselt assume a forma da equação 42 onde “ \overline{Nu}_{Dh} ” é o Nusselt médio calculado em relação à circunferência e ao comprimento do duto.

$$\overline{Nu}_{Dh} = \frac{Re_{Dh} * Pr * D_h}{4 * L} * \ln \left[\frac{1}{1 - (2,654 / Pr^{0,167}) * (Re_{Dh} * Pr * D_h / L)^{-0,5}} \right] \quad (42)$$

2.3.10 Dutos de seção não circular

A transferência de calor para dutos de seção transversal diferente, considerando escoamento laminar é apresentado pela tabela 5 (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

O chamado anel, caracterizada por dois tubos concêntricos, é outra geometria que pode ser encontrada. A transferência de calor através do espaço formado pode ocorrer na superfície interna, na superfície externa ou simultaneamente nas duas. Além disso, a superfície pode estar a temperatura ou fluxo de calor constante (KREITH e BOHN, 2003).

Tabela 5: Número de Nusselt e coeficiente de atrito para escoamento laminar completamente desenvolvido em tubos de diferentes seções transversais.

Geometria do tubo	a/b ou θ°	Número de Nusselt		Fator de atrito f
		$Ts =$ const.	$qs =$ const.	
Círculo	—	3,66	4,36	64/Re
Retângulo	1	2,98	3,61	56,92/Re
	2	3,39	4,12	62,2/Re
	3	3,96	4,79	68,36/Re
	4	4,44	5,33	72,92/Re
	6	5,14	6,05	78,8/Re
	8	5,6	6,49	82,32/Re
	∞	7,54	8,29	96/Re
Elipse	1	3,66	4,36	64/Re
	2	3,74	4,56	67,28/Re
	4	3,79	4,88	72,96/Re
	8	3,72	5,09	76,6/Re
	16	3,65	5,18	78,16/Re
Triângulo	10°	1,61	2,45	50,8/Re

isósceles	30°	2,26	2,91	52,28/Re
	60°	2,47	3,11	53,32/Re
	90°	2,34	2,98	52,6/Re
	120°	2	2,68	50,96/Re

Fonte: ÇENGEL e GHAJAR (2012).

Em qualquer caso o fluxo térmico pode ser calculado pelas equações 43 e 44.

$$q_i = h_i * (T_{s,i} - T_b) \quad (43)$$

$$q_e = h_e * (T_{s,e} - T_b) \quad (44)$$

Onde “ h_i ” e “ $T_{s,i}$ ” são respectivamente o coeficiente de transferência da região interna e a temperatura da superfície interna e “ h_e ” e “ $T_{s,e}$ ” segue a mesma metodologia só que considerando a região externa do anel. Nesse caso “ T_b ” é a temperatura do fluido. Note que se os coeficientes de transferência de calor estão associados as superfícies interna e externa o número de Nusselt correspondente deve seguir a mesma ideia.

$$Nu_i = \frac{h_i * D_h}{k} \quad (45)$$

$$Nu_e = \frac{h_e * D_h}{k} \quad (46)$$

Nota-se ainda que o diâmetro hidráulico das equações 45 e 46 é dado por “ $D_h = D_e - D_i$ ”. Nas tabelas 6 e 7 são apresentados alguns valores para o número de Nusselt para regiões anulares (KREITH e BOHN, 2003).

Tabela 6: Número de Nusselt referente ao fluxo laminar totalmente desenvolvido com uma superfície isolada e outra a temperatura constante.

D_i/D_e	Nu_i	Nu_e
0		3,66
0,05	17,46	4,06

0,1	11,56	4,11
0,25	7,37	4,23
0,5	5,74	4,43
1	4,86	4,86

Fonte: KREITH e BOHN (2003).

Tabela 7: Número de Nusselt referente ao fluxo laminar totalmente desenvolvido com fluxo térmico uniforme mantido em ambas as superfícies.

D_i/D_e	Nu_i	Nu_e	θ_i	θ_e
0		4,364	∞	0
0,05	17,81	4,792	2,18	0,0294
0,1	11,91	4,834	1,883	0,0562
0,2	8,499	4,833	0,905	0,1041
0,4	6,583	4,979	0,608	0,1823
0,6	5,912	5,099	0,473	0,2455
0,8	5,58	5,24	0,401	0,299
1	5,385	5,385	0,346	0,346

Fonte: INCROPERA e DEWITT (2008).

2.3.11 escoamento laminar em desenvolvimento na região de entrada

Até o momento a análise feita sobre a transferência de calor levou em consideração apenas o fluxo totalmente desenvolvido. Porém, na região de entrada do duto existe movimento na direção radial e o perfil de velocidades sofre mudanças na direção do escoamento. O fluxo de calor hidrodinamicamente e termicamente em desenvolvimento na região de entrada exige mais atenção em sua solução devido à alta complexidade e ao fato de a solução ter como função o valor do número de Prandtl. Este deve ser especificado para cada caso distinto (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

Para um tubo circular de comprimento L sujeito a uma temperatura constante na superfície, o número de Nusselt médio para região de entrada pode ser determinado a partir da equação 47.

$$Nu = 3,66 + \frac{0,065*(D/L)*Re*Pr}{1+0,04*[(D/L)*Re*Pr]^{2/3}} \quad (47)$$

Note através da equação 47 que o número de Nusselt médio é maior na região de entrada e que este se aproxima do valor de 3,66, para completamente desenvolvido quando o comprimento " L " tende ao infinito ($L \rightarrow \infty$).

Quando existe uma variação considerável entre a temperatura do fluido e da superfície é necessário levar em consideração a variação da viscosidade com a temperatura (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

O número de Nusselt médio, neste caso, pode ser calculado a partir da equação 48. É importante frisar que esta equação é recomendada para " $0,6 \leq Pr \leq 5$ " e " $0,0044 \leq (\mu_b/\mu_s) \leq 9,75$ ".

Todas as propriedades presentes nas equações 47 e 48 devem ser avaliadas levando em consideração a temperatura média, com exceção de " μ_s " que deve ser avaliada na temperatura de superfície.

Para região de entrada térmica com fluxo isotérmico entre placas paralelas o número de Nusselt médio é dado pela equação 48.

$$Nu = 7,54 + \frac{0,03*(D_h/L)*Re*Pr}{1+0,16*[(D_h/L)*Re*Pr]^{2/3}} \quad (48)$$

O diâmetro hidráulico nesse caso é o dobro do espaçamento entre as placas. Essa relação pode ser usada para $Re \leq 2800$ (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

2.3.12 Escoamento turbulento em tubos

O escoamento turbulento acontece quando $Re > 10000$. Esse tipo de escoamento é frequentemente utilizado por que oferece alto coeficiente de transferência de calor. As relações entre coeficiente de atrito e de transferência de

calor no escoamento turbulento é ainda baseado em estudos experimentais, devido à dificuldade de se lidar teoricamente com esse tipo de escoamento (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

Através da equação de Petukhov é possível determinar o fator de atrito para o escoamento turbulento, sendo está expressa na equação 49.

$$f = (0,790 * \ln Re - 1,64)^{-2} \quad (49)$$

Onde Reynolds deve estar compreendido no intervalo de “3000 < Re < 5000000”.

O número de Nusselt para escoamento turbulento está relacionado com o fator de atrito através da analogia de Chilton Colburn, expressa pela equação 50

$$Nu = 0,125 * f * Re * Pr^{1/3} \quad (50)$$

Desde que o fator de atrito seja conhecido essa equação pode ser utilizada para avaliar o número de Nusselt tanto para tubos lisos quanto para tubos rugosos.

Para o caso de escoamento completamente desenvolvido em tubos lisos, basta substituir o fator de atrito da equação 50 pela relação da lei de potência simples “ $f = 0,184 * Re^{-2}$ ”. Desse modo obtemos o que é expresso pela equação 51.

$$Nu = 0,023 * Re^{0,8} * Pr^{1/3} \quad (51)$$

Essa expressão é válida quando “Re > 10000” e “0,7 ≤ Pr ≤ 160”.

A equação 51 é comumente conhecida como equação de Colburn. Esta pode ter sua exatidão melhorada realizando a seguinte modificação:

$$Nu = 0,023 * Re^{0,8} * Pr^n \quad (52)$$

Onde na equação 52 a variável “n” assume o valor de 0,4 para aquecimento e 0,3 para resfriamento do fluido. Esta é conhecida como equação de Dittus Boelter sendo ela mais utilizada que a equação de Colburn devido sua melhor precisão (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

Quando a variação das propriedades é grande devido a grande diferença de temperatura deve-se utilizar a seguinte equação.

$$Nu = 0,023 * Re^{0,8} * Pr^{\frac{1}{3}} * \left(\frac{\mu_b}{\mu_s}\right)^{0,14} \quad (53)$$

Esta é válida para “ $Re \geq 10000$ ” e “ $0,7 \leq Pr \leq 16700$ ”. Na equação 53 todas as propriedades são avaliadas a temperatura média com exceção de “ μ_s ” que deve ser avaliada a temperatura de superfície (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

Essas relações apresentadas para o cálculo do número de Nusselt são bastante simples, mas podem vir a gerar grandes erros que chegam a mais de 25%. Essa taxa de erro pode ser diminuída para menos de 10% através da utilização de relações mais complexas e conseqüentemente mais precisas como a segunda equação de Petukhov, representada pela equação 54 abaixo.

$$Nu = \frac{(f/8)*Re*Pr}{1,07+12,7*(f/8)^{0,5}*(Pr^{\frac{2}{3}}-1)} \quad (54)$$

Está equação deve ser usada para $10000 < Re < 5000000$ e $0,5 \leq Pr \leq 2000$. Para números de Reynolds menores a precisão pode ser melhorada modificando-a da seguinte maneira:

$$Nu = \frac{(f/8)*(Re-1000)*Pr}{1+12,7*(f/8)^{0,5}*(Pr^{\frac{2}{3}}-1)} \quad (55)$$

Para poder ser usada devem ser obedecidos os valores de “ $30000 < Re < 5000000$ ” e “ $0,5 \leq Pr \leq 2000$ ”.

As relações apresentadas anteriormente devem ser utilizadas para os casos em que a temperatura superficial e o fluxo de calor superficial são constantes. Apesar da simplicidade dessas equações estas nos oferecem resultados precisos para maioria das aplicações na engenharia (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

Essas relações não podem ser aplicadas aos metais líquidos já que os mesmos possuem números de Prandtl muito baixos. Para metais em que o número de Prandtl fica entre 0,004 e 0,01 são recomendadas as seguintes relações, sendo a equação 56 para o caso de temperatura constante na superfície e a equação 57 para o caso de fluxo e calor constante na superfície.

$$Nu = 4,8 + 0,0156 * Re^{0,85} * Pr_s^{0,93} \quad (56)$$

$$Nu = 6,3 + 0,0167 * Re^{0,85} * Pr_s^{0,93} \quad (57)$$

Nota-se que “ Pr_s ” quer dizer que o número de Prandtl deve ser avaliado levando em consideração a temperatura da superfície (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

2.3.13 Influência de uma superfície rugosa

A rugosidade presente em uma superfície acaba perturbando a subcamada e em consequência afeta o escoamento. Devido a isso o fator de atrito e o coeficiente de convecção do escoamento turbulento é forte função da rugosidade da superfície estudada.

No escoamento turbulento completamente desenvolvido o fator de atrito depende diretamente do número de Reynolds e da rugosidade relativa. Não é possível obter uma solução teórica dessa dependência, devido a isso todos os resultados foram obtidos através de experimentos. Vários desses experimentos foram desenvolvidos por J. Nikuradse, que era estudante de Prandtl, em 1933. Os resultados obtidos por ele foram compilados em tabelas e gráficos. Cyril F. Colebrook em 1939 combinou esses dados para escoamento de transição e turbulento em tubos lisos e rugosos na equação conhecida como “equação de Colebrook” apresentada abaixo pela equação 58 (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \ln \left(\frac{\varepsilon^*/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} \right) \quad (58)$$

Na equação o diâmetro se refere ao diâmetro interno do tubo. Comercialmente os tubos são especificados de acordo com o diâmetro nominal, porém esse não indica necessariamente o diâmetro interno do tubo, por isso, é preciso ter atenção ao realizar o cálculo.

Outra forma de se obter o valor do coeficiente é através do diagrama desenvolvido pelo cientista Lewis F. Moody e comumente conhecido como diagrama de Moody. Ele foi desenvolvido para tubos circulares, mas também pode ser utilizado para tubos não circulares, bastando a substituição do diâmetro “ D ” pelo diâmetro hidráulico.

A equação de Colebrook é implícita em “ f ” e devido a isso se faz necessária a utilização interações que podem ser feitas através de calculadoras programáveis ou planilhas. Como alternativa o cientista S. E. Haaland desenvolveu em 1983 a equação 59 que é capaz de obter resultados com variações menores que 2% (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1,8 \ln \left(\frac{6,9}{\text{Re}} + \left(\frac{\varepsilon^*/D}{3,7} \right)^{1,11} \right) \quad (59)$$

A equação 59 pode ser usada como uma boa alternativa, mas no caso da necessidade de se obter resultados mais precisos é recomendado utilizar a equação 58.

2.4 CONVECÇÃO FORÇADA EXTERNA.

Ao contrário da seção anterior agora será abordado sobre os efeitos da convecção forçada agindo sobre a parte externa das superfícies, onde será apresentado e discutido sobre o coeficiente de arrasto e o número de Nusselt para esta situação, será apresentado sobre o escoamento em bancos de tubos e também abordado o cálculo do número de Nusselt para esta situação e correlações para queda de pressão.

2.4.1 Arrasto de atrito e pressão.

A velocidade do fluido em relação a um sólido imerso fora da camada limite é comumente conhecida como velocidade livre, geralmente esta é considerada igual a velocidade de aproximação, que é a velocidade com que o fluido está se aproximando muito à frente do corpo. Para corpos finos tem-se uma aproximação muito boa, porém para corpos mais robustos nem tanto. A velocidade deste fluido varia de zero na superfície para condição de escoamento livre longe da superfície.

Está velocidade pode variar de acordo com o tempo e a localização do corpo porem para métodos de análise ela é geralmente considerada como constante ou uniforme.

A força de arrasto nada mais é do que a força que o fluido exerce sobre o corpo na direção do escoamento. Esta pode ser sentida e visualizada quando se coloca o braço para fora da janela de um carro em movimento (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

Esta força é dividida em duas parcelas, onde uma é devida ao atrito e outra é devida a pressão. A contribuição relativa de cada parcela pode variar de acordo com o escoamento ou as condições da superfície do corpo. O arrasto devido à pressão depende basicamente da forma do corpo, já o arrasto de atrito não tem dependência significativa da forma do corpo, mas é influenciado pelas características da superfície (mais rugosa ou mais polida) (COUTO, SANTOS, VIEIRA e SILVA, 2004).

A força de arrasto " F_D " em um corpo imerso em um fluido é dependente da densidade " ρ " do fluido e da velocidade de aproximação " V ", do tamanho, da forma e da orientação do corpo. As características do arrasto de um corpo são representadas pelo coeficiente adimensional de arrasto definido pela equação 60.

$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2} \rho V^2 A} \quad (60)$$

Onde a variável " A " representa a área projetada no plano normal na direção do escoamento (área frontal) para corpos que tendem a bloquear o escoamento. O coeficiente de arrasto é função da forma do corpo, mas também pode depender do número de Reynolds e da rugosidade superficial (COUTO, SANTOS, VIEIRA e SILVA, 2004).

O coeficiente de arrasto pode ser representado pelo somatório do coeficiente de arrasto de atrito e de pressão. O arrasto de atrito é componente da força de cisalhamento na direção do escoamento, e depende da orientação do corpo e da tensão de cisalhamento na parede. Este é zero para o caso de uma superfície normal ao escoamento e máximo para uma paralela ao escoamento. O arrasto de pressão é proporcional a área frontal e ao diferencial das pressões que agem na parte da frente e de trás do corpo imerso. Por esse motivo que este geralmente é

dominante para corpos grandes, insignificante para perfilados e nulo para finas e paralelas ao escoamento (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

2.4.2 Coeficiente de atrito médio

O coeficiente de atrito médio para o escoamento laminar e também para o turbulento podem ser expressos pelas equações 61 e 62 respectivamente.

$$C_f = \frac{1,33}{Re_L^{1/5}} \quad (61)$$

$$C_f = \frac{0,074}{Re_L^{1/5}} \quad (62)$$

É importante que estas duas relações servem para determinar coeficiente de atrito médio quando o escoamento é laminar ou turbulento ao longo de toda placa. Para casos em que a placa é suficientemente longa para que o escoamento se torne turbulento, mas não longa o suficiente para se ignorar a região de escoamento laminar o coeficiente de atrito é representado pela equação 63 (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

$$C_f = \frac{0,074}{Re_L^{1/5}} - \frac{1742}{Re_L} \quad (63)$$

No caso do escoamento laminar o coeficiente de atrito depende somente do número de Reynolds, e a rugosidade superficial não tem efeito. Já para o caso do escoamento turbulento a rugosidade é um fator que influencia muito no coeficiente de atrito, ou seja, o coeficiente é função somente da rugosidade superficial e não depende do número de Reynolds.

Para uma superfície rugosa exposta ao escoamento turbulento o coeficiente de atrito médio pode ser determinado pela equação de Schlichting do coeficiente de atrito (equação 64) (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

$$C_f = (1,89 - 1,62 \log \frac{\varepsilon^*}{L})^{-2,5} \quad (64)$$

Onde “ ε ” é a rugosidade superficial e “ L ” o comprimento da placa na direção do escoamento. Esta pode ser utilizada para escoamento em superfície rugosa para $Re > 10^6$, especialmente para $\varepsilon/L > 10^{-4}$.

2.4.3 Coeficiente de transferência de calor

Para o escoamento laminar e turbulento o número de Nusselt em um determinado local “ x ” de uma placa plana é determinado resolvendo a equação da energia proposta na seção 2.2.12, onde através da solução chegamos as relações expressas pelas equações 65 e 66 respectivamente.

$$Nu_x = \frac{h_x * x}{k} = 0,332 * Re_x^{0,5} * Pr^{\frac{1}{3}} \quad (65)$$

Sendo está para escoamento laminar e válida quando “ $Pr > 0,6$ ” e “ $Re_x < 5 * 10^5$ ”. Já para escoamento turbulento a equação 66 somente é válida para “ $0,6 \leq Pr \leq 60$ ” e “ $5 * 10^5 \leq Re_x \leq 10^7$ ” (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

$$Nu_x = \frac{h_x * x}{k} = 0,0296 * Re_x^{0,8} * Pr^{\frac{1}{3}} \quad (66)$$

O número médio de Nusselt ao longo de uma placa pode ser determinado pelas equações 65 e 66, onde a primeira se refere ao escoamento laminar ao longo da placa. Através desta é possível observar que o Nusselt médio sobre a placa toda é o dobro maior que o Nusselt local no final da placa. Está é válida para “ $Re_L < 5 * 10^5$ ” e “ $Pr > 0,6$ ”. Onde “ Re_L ” significa Reynolds local.

$$Nu = \frac{h * L}{k} = 0,664 * Re_L^{0,5} * Pr^{1/3} \quad (67)$$

A equação 68 se refere ao escoamento turbulento ao longo da placa inteira ou quando a região de escoamento laminar é muito pequena. Está se torna verdadeira apenas para “ $0,6 \leq Pr \leq 60$ ” e “ $5 * 10^5 \leq Re_L \leq 10^7$ ”.

$$Nu = \frac{h*L}{k} = 0,037 * Re_L^{0,8} * Pr^{1/3} \quad (68)$$

Existe ainda uma expressão única sugerida por Churchill e Ozoe (1973), eles afirmaram que esta tem exatidão de $\pm 1\%$. Esta é aplicada para escoamento laminar em uma placa isotérmica, onde o coeficiente de convecção pode ser obtido através da equação 69 (INCROPERA e DEWITT. 2008).

$$Nu = \frac{0,338 * Re_L^{0,5} * Pr^{1/3}}{[1/(0,0468/Pr)^{2/3}]^{1/4}} \quad (69)$$

Esta equação deve seguir a relação do número de Peclet, sendo esse maior ou igual a 100 para que a equação seja verdadeira. O número de Peclet é definido por:

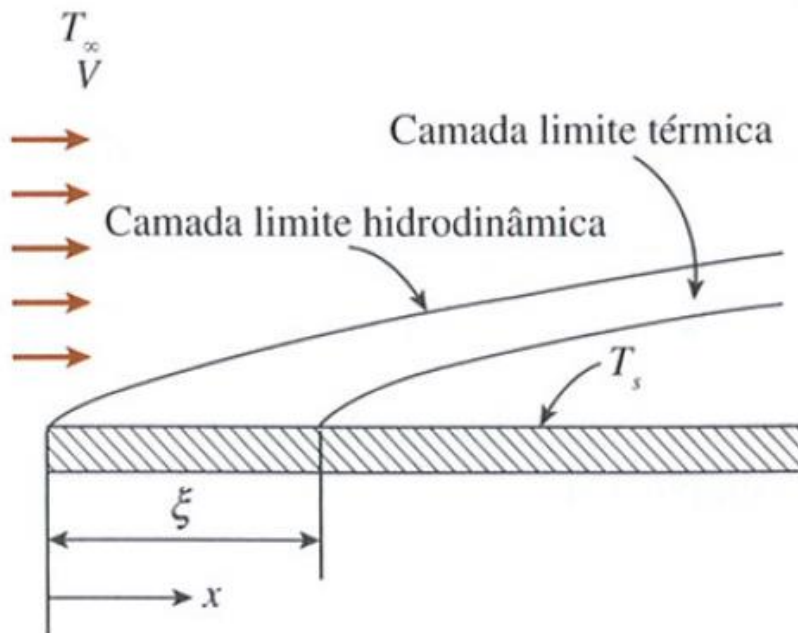
$$Pe = Re_L * Pr \quad (70)$$

As relações apresentadas servem para superfícies isotérmicas, mas podem ser utilizadas também com boa precisão para superfícies não isotérmicas, desde que seja utilizado um valor médio da temperatura da superfície.

2.4.4 Nusselt local para placa plana com comprimento inicial não aquecido.

Até então trabalhava-se com placas em que todas sofrem ação do calor a partir do bordo de ataque, porém, existem situações onde a fração inicial da placa não sofre aquecimento, como mostrado na figura 11.

Figura 11: Escoamento sobre uma placa com comprimento inicial não aquecido.



Fonte: ÇENGEL e GHAJAR (2012).

Na figura 11 é possível identificar o comprimento inicial que não sofre aquecimento através da variável “ ξ ” que indica uma seção de comprimento inicial não aquecido. Nota-se também que para o intervalo em que “ $0 < x < \xi$ ” não existe transferência de calor e que a camada limite hidrodinâmica começa a se desenvolver no bordo de ataque da placa, mas a camada limite térmica só começa a se desenvolver após o início do aquecimento, ou seja, quando “ $x = \xi$ ”.

Em uma placa plana em que a seção aquecida é mantida a uma temperatura constante é possível através de métodos propostos por (KAYS e CRAWFORD, 1994) chegar as equações 71 e 72 para o número de Nusselt local para o escoamento laminar e turbulento.

$$Nu_x = \frac{0,322 * Re_x^{0,5} * Pr^{1/3}}{[1 - (\xi/x)^{3/4}]^{1/3}} \quad (71)$$

$$Nu_x = \frac{0,0296 * Re_x^{0,8} * Pr^{1/3}}{[1 - (\xi/x)^{9/10}]^{1/9}} \quad (72)$$

Os termos apresentados no denominador servem apenas como fator de correção para o caso das placas com comprimento inicial sem aquecimento.

Para chegar ao valor do número médio de Nusselt é necessário integrar ambas as equações anteriores. Os resultados destas integrações são apresentados abaixo na equação 71 para escoamento laminar e na equação 72 para escoamento turbulento (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

$$h = \frac{2[1-(\xi/x)^{3/4}]}{1-(\xi/l)} h_{x=L} \quad (73)$$

$$h = \frac{5[1-(\xi/x)^{9/10}]}{1-(\xi/l)} h_{x=L} \quad (74)$$

A primeira equação se reduz a “ $h = 2 * h_{x=L}$ ”, quando, “ $\xi = 0$ ”.

2.4.5 Nusselt local para fluxo de calor uniforme.

Quando se tem um fluxo de calor uniforme passando sobre uma placa plana o número de Nusselt local é dado pelas equações 75 e 76.

$$Nu_x = 0,0453 * Re_x^{0,5} * Pr^{1/3} \quad (75)$$

Para “ $Pr > 0,6$ ” e “ $Re_x < 5 * 10^5$ ”.

$$Nu_x = 0,0308 * Re_x^{0,8} * Pr^{1/3} \quad (76)$$

Para “ $0,6 \leq Pr \leq 60$ ” e “ $5 * 10^5 \leq Re_x \leq 10^7$ ”.

Quando a placa envolver comprimento inicial não aquecido as equações 71 e 72 ainda podem ser utilizadas desde que “ $Nu_{x(para \xi=0)}$ ” e a parcela superior da divisão seja substituída pelas equações 75 e 76 e que “ $Nu_{x(para \xi=0)}$ ”, respectivamente.

Para fluxo de calor “ \dot{q}_s ” conhecido, a taxa de transferência de calor a partir de ou para uma placa e a temperatura superficial em uma distância “ x ” são determinadas pela equação 75 e 76 (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

$$\dot{Q} = \dot{q}_s * A_s \quad (77)$$

Onde “ A_s ” é a superfície de troca de calor. E:

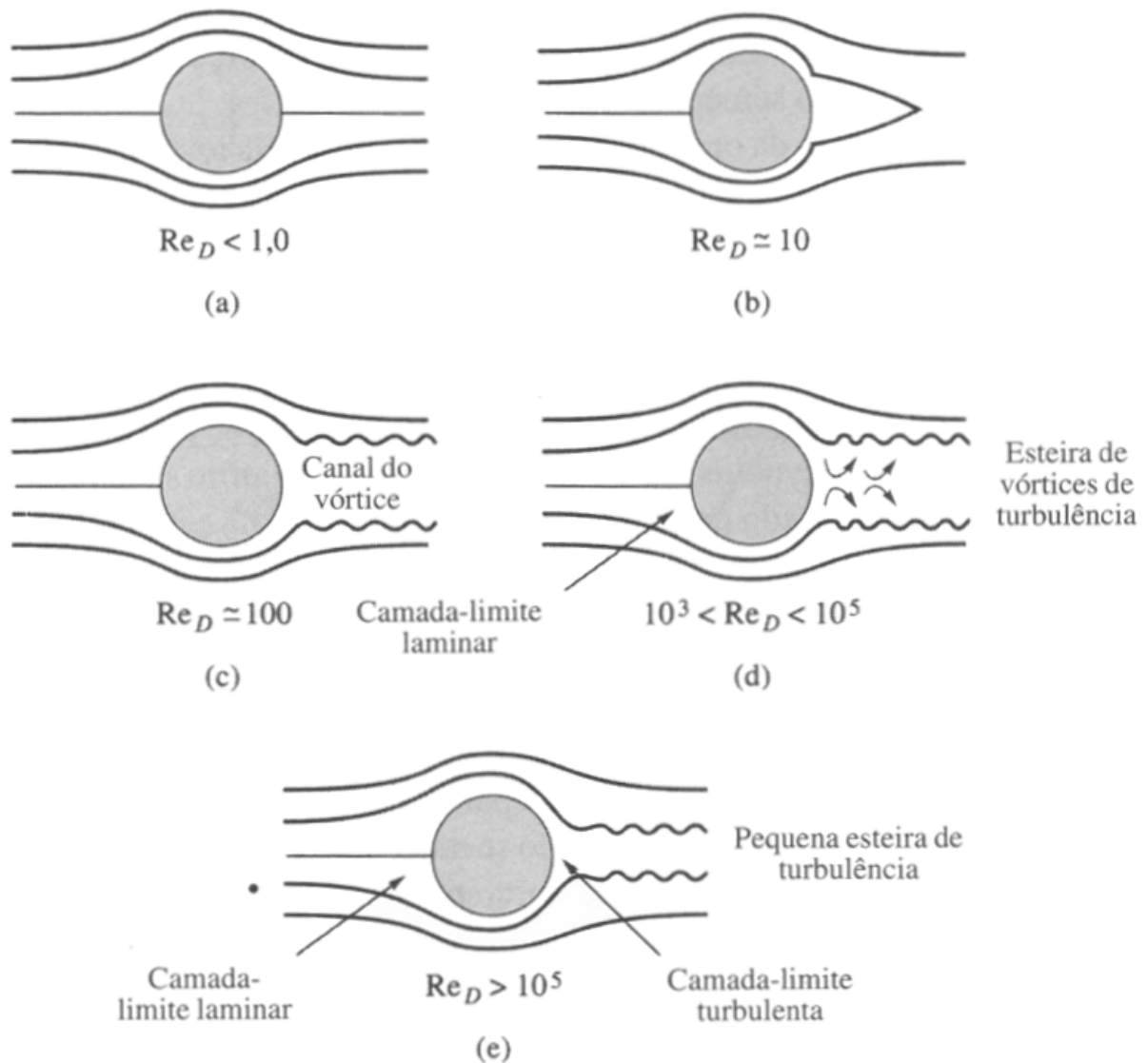
$$\dot{q}_s = h_x [T_s(x) - T_\infty] \rightarrow T_s(x) = T_\infty + \frac{\dot{q}_s}{h_x} \quad (78)$$

2.4.6 Cilindro em escoamento cruzado

O escoamento cruzado sobre cilindros pode ser encontrado em trocadores de calor já o escoamento sobre esferas pode ser encontrado no futebol, por exemplo, onde o ar ambiente escoava sobre a bola.

Para o cálculo do número de Reynolds apresentado na seção 2.2.5.1 o comprimento característico antes representado por “ L_c ” passa agora ser o diâmetro externo “ D_e ” do objeto de estudo, seja ele uma esfera ou um cilindro. A camada limite permanece laminar para “ $Re < 2 * 10^5$ ” e se torna turbulenta a partir de “ $Re > 2 * 10^5$ ”. Note na figura 12 as diferenças no escoamento cruzado para vários números de Reynolds (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

Figura 12: Fluxo cruzado sobre um cilindro para vários números de Reynolds.



Fonte: KREITH e BOHN (2003).

Nota-se que em (a) na figura 12 o cilindro é completamente envolvido pelo fluido. A força de arraste é causada somente pela força da viscosidade e as forças inerciais são desprezíveis. Com isso é possível observar que se existe transferência de calor por condução.

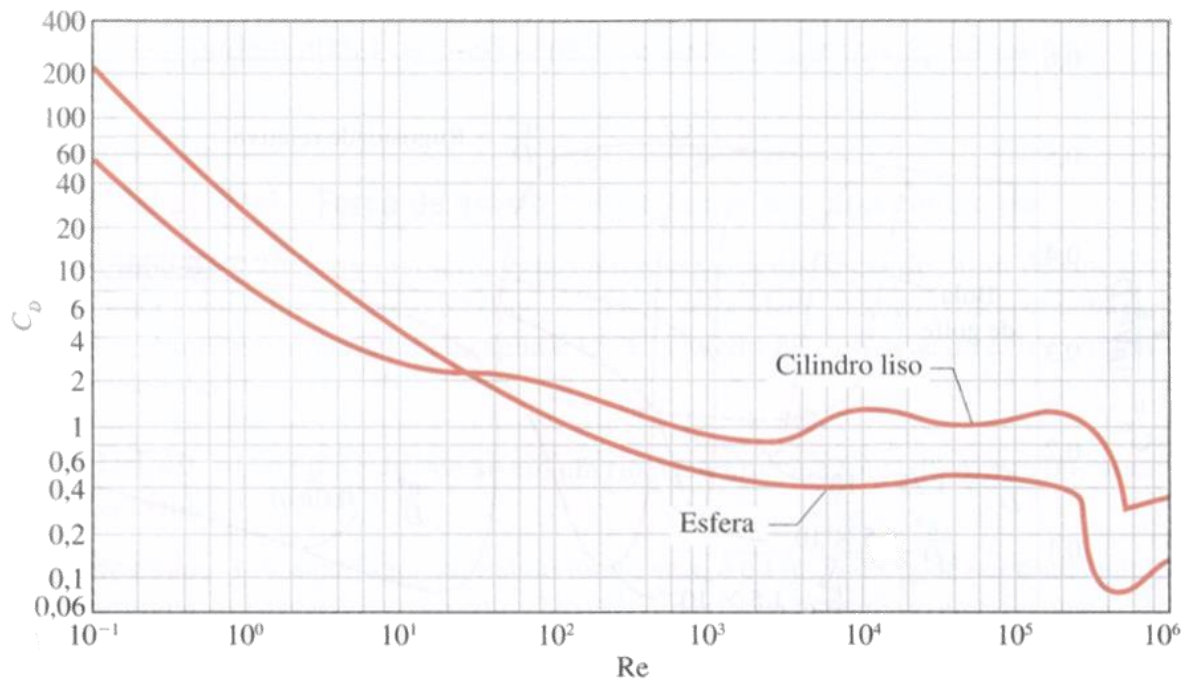
Em (b) na figura existe a formação de dois vórtices na parte traseira do cilindro. Neste caso a força de arraste de pressão passa a responder por cerca de metade do arraste total. Já em (c) onde o número de Reynolds é da ordem das centenas os vórtices formados se separam e se estendem a uma distância considerável do escoamento descendente.

Em (d) na figura a força de arraste de atrito passa a ser desprezível se comparada ao arraste de pressão causado pelos vórtices de turbulência. O arraste se mantém praticamente constante, já que a camada limite permanece laminar a partir da borda frontal até o ponto de separação onde existem os vórtices de turbulência.

Em (e) o escoamento na camada limite torna-se turbulento. As linhas de escoamento se reduzem ao tamanho da esteira e, devido a isso o arraste de pressão também se reduz (KREITH e BOHN, 2003).

O coeficiente de arrasto total sofre forte influência devido a este tipo de escoamento. Ainda na figura 12 é possível notar que existe uma zona de alta pressão na parte frontal e uma zona de baixa pressão na esteira do lado oposto. Através disso é possível demonstrar que o escoamento cruzado sobre esferas ou cilindros é uma função do número de Reynolds. Vê-se no gráfico 3 que as curvas se comportam de forma diferente para cada faixa do número de Reynolds (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

Gráfico 3: Coeficiente médio de arrasto para um cilindro e uma esfera lisa em escoamento cruzado.



Fonte: ÇENGEL e GHAJAR (2012).

2.4.7 Coeficiente de transferência de calor para escoamento cruzado em cilindros e esferas.

Este tipo de escoamento é complicado e deve ser estudado experimentalmente ou analiticamente. Este tem sido alvo vários estudos e existem diversas variações empíricas para determinar o coeficiente de transferência de calor.

Dentre as diversas formas de cálculo para o número de Nusselt médio sobre escoamento cruzado em cilindros a mais indicada é a proposta por Churchill e Bernstein que está apresentada pela equação 77.

$$Nu_{cil} = 0,3 + \frac{0,62 * Re^{\frac{1}{2}} * Pr^{1/3}}{[1 + (0,4/Pr)^{2/3}]^{1/4}} * \left[1 + \left(\frac{Re}{282000} \right)^{58} \right]^{4/5} \quad (79)$$

Esta relaciona bem os dados para “ $Re * Pr > 0,2$ ”. As propriedades do fluido nesse caso devem ser analisadas na temperatura de filme, que é a média das temperaturas de escoamento e da superfície, expressa pela equação a seguir:

$$T_f = \frac{T_{\infty} + T_s}{2} \quad (80)$$

A equação de Nusselt médio pode também ser apresentada de forma simplificada como a mostrada pela equação 79.

$$Nu_{cil} = C * Re^m * Pr^{1/3} \quad (81)$$

Onde “ C ” e “ m ” são constantes determinadas experimentalmente e expressas pela tabela 8 para cilindros circulares e não circulares.



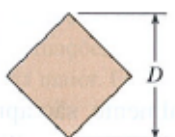
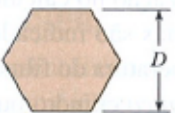
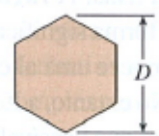
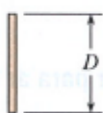
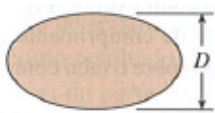
No caso de escoamento sobre uma esfera a relação mais indicada é expressa abaixo pela equação 82.

$$Nu_{esf} = 2 + \left[(0,4 * Re^{\frac{1}{2}}) + (0,06Re^{2/3}) \right] * Pr^{0,4} * \left(\frac{\mu_{\infty}}{\mu_s} \right)^{1/4} \quad (82)$$

Esta é válida para “ $3,5 \leq Re \leq 8 * 10^4$ ”, “ $0,7 \leq Pr \leq 380$ ” e “ $1,0 \leq \mu_{\infty}/\mu_s$ ”. Neste caso as propriedades do fluido devem ser analisadas na temperatura do escoamento “ T_{∞} ”,

com exceção da viscosidade superficial “ μ_s ” que deve ser avaliada na temperatura de superfície “ T_s ”. As equações 79 e 82 embora consideradas precisas podem apresentar erros de 30% em seu resultado.

Tabela 8: Correlações empíricas do número de Nusselt médio para cilindros circulares e não circulares em escoamento cruzado.

Seção transversal	Fluido	Faixa de Re	Número de Nusset
Círculo	Gás ou líquido	0,4-4	$Nu = 0,989 * Re^{0,330} * Pr^{1/3}$
		4-40	$Nu = 0,911 * Re^{0,385} * Pr^{1/3}$
		40-4000	$Nu = 0,683 * Re^{0,466} * Pr^{1/3}$
		4000-40000	$Nu = 0,193 * Re^{0,618} * Pr^{1/3}$
		40000-400000	$Nu = 0,027 * Re^{0,805} * Pr^{1/3}$
Quadrado	Gás	50000-100000	$Nu = 0,102 * Re^{0,675} * Pr^{1/3}$
			
Quadrado a 45°	Gás	5000-100000	$Nu = 0,246 * Re^{0,588} * Pr^{1/3}$
			
Hexágono	Gás	5000-100000	$Nu = 0,153 * Re^{0,638} * Pr^{1/3}$
			
Hexágono a 45°	Gás	5000-19500	$Nu = 0,160 * Re^{0,638} * Pr^{1/3}$
		19500-100000	$Nu = 0,0385 * Re^{0,782} * Pr^{1/3}$
Placa vertical	Gás	4000-15000	$Nu = 0,228 * Re^{0,731} * Pr^{1/3}$
			
Elipse	Gás	2500-15000	$Nu = 0,248 * Re^{0,612} * Pr^{1/3}$
			

Fonte: ÇENGEL e GHAJAR (2012).

2.4.8 Escoamento cruzado em bancos de tubos

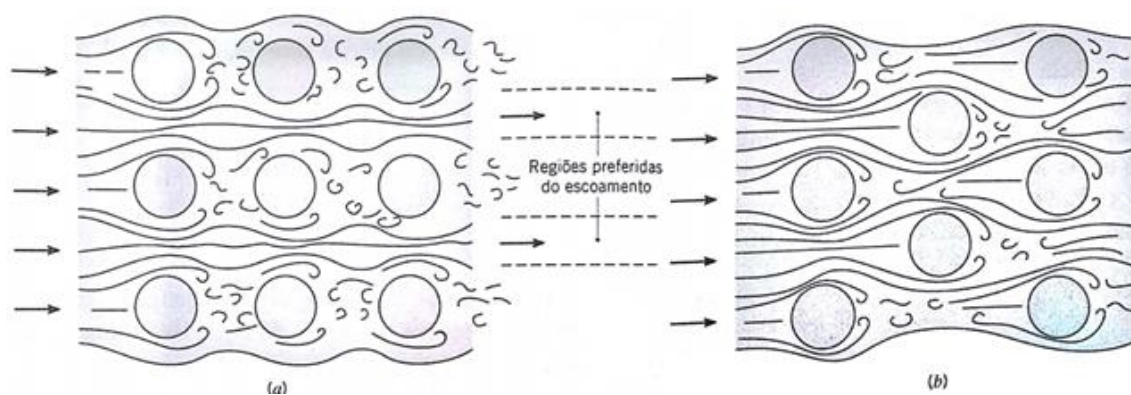
Os bancos de tubos podem ser encontrados em equipamentos utilizados para transferência de calor, como por exemplo, condensadores, geladeiras, ar condicionado e nos evaporadores que são o objeto de estudo deste trabalho.

Em trocadores de calor que se tem a presença de bancos de tubos, os tubos são comumente colocados dentro de um casco, isto é mais usual quando se tem um fluido escoando dentro dos tubos e outro escoando na parte do casco (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

É normal analisar o escoamento através de tubos considerando somente um tubo e depois multiplicando o resultado pelo número de tubos. Porém, essa abordagem não funciona para o escoamento sobre tubos, já que o escoamento sofre mudança e devido a isso a transferência de calor também sofre interferência. Sendo assim ao analisar o escoamento cruzado sobre um banco de tubos é necessário analisar todo conjunto de tubos (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

Costuma-se organizar os tubos em de várias formas na direção do escoamento buscando sempre melhorar a eficiência do equipamento. As formas mais utilizadas são tubos em linha ou escalonados como mostrado na figura 13 que se segue, nota-se na figura 13 que o primeiro banco de tubos (a) está disposto em linha e que o segundo banco de tubos (b) está disposto de forma escalonada ou alternada (Ozisik, 1985).

Figura 13: Banco de tubos em linha e escalonado.



Fonte: INCROPERA e DEWITT (2008).

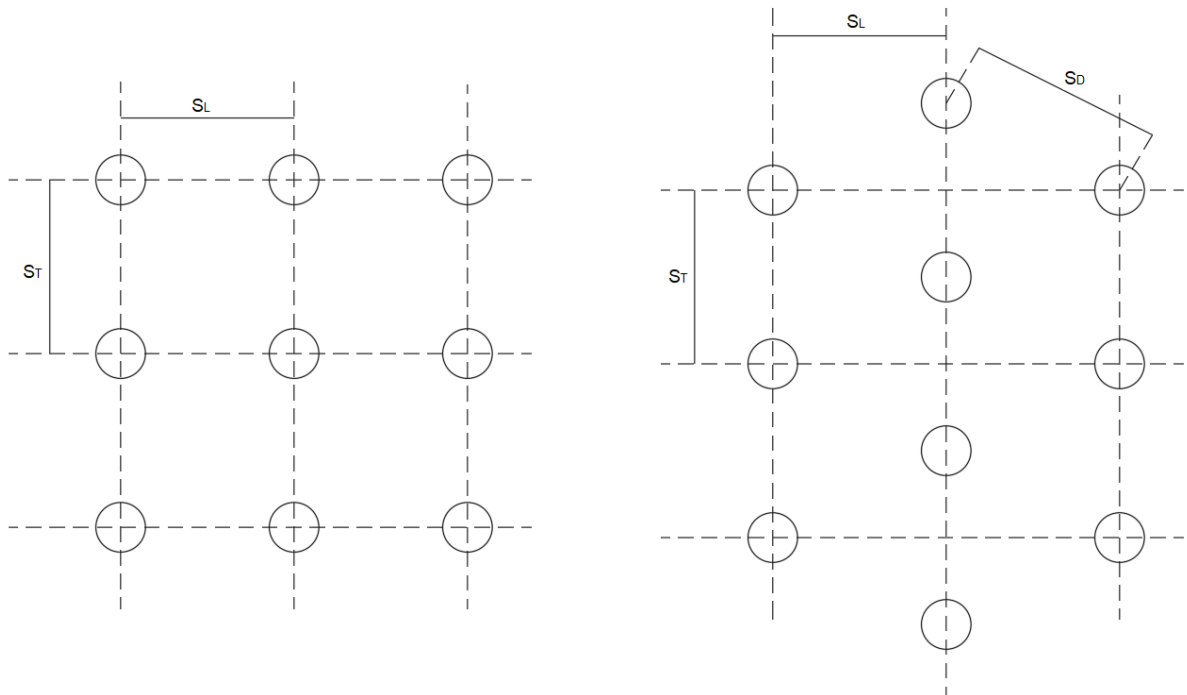
Como citado por Çengel e Ghajar (2012) o coeficiente de transferência de calor sofre mudanças. Da forma que o coeficiente para um tubo localizado na primeira coluna é aproximadamente idêntico ao coeficiente para um único tubo em escoamento cruzado, já para os tubos localizados na parte mais interna do banco o coeficiente de transferência é maior. Os tubos que encontram primeiro o fluido geram turbulência que por sua vez aumenta a troca térmica. É normal que a partir da quarta ou quinta fileira de tubos o coeficiente já não sofra uma mudança tão significativa em seu valor (INCROPERA e DEWITT, 2008).

Segundo Ozisik (1985) o objetivo de se ter vários arranjos de tubos é estabelecer condições de escoamento que venham a auxiliar na separação da camada limite e interação dos vórtices, para que assim possa-se maximizar o aumento da transferência de calor.

Ozisik (1985) também afirma que o coeficiente convectivo externo é apenas um dos fatores fundamentais para determinar o coeficiente global de troca de calor, sendo este ainda composto por outros dois termos que são: a condutividade térmica do tubo e sua espessura. É possível aumentar o coeficiente global através do aumento da vazão do fluido, implementação de tubos de parede mais fina e feitos de materiais de alta condutividade térmica, além da possibilidade de se aumentar a velocidade do escoamento ou com uso da disposição mais adequada dos tubos.

Para Çengel e Ghajar (2012) a configuração do banco de tubos é caracterizada pelo diâmetro dos tubos e pelo passo longitudinal, " S_L ", e transversal, " S_T ", entre o centro dos tubos.

Figura 14: Disposição dos tubos em linha e escalonado em bancos de tubos.



Fonte: ÇENGEL e GHAJAR (2012).

Na figura 14 é possível identificar o passo longitudinal e o transversal bem como, as variáveis (A_1 , A_T e A_D) que são as áreas de escoamento nos locais indicados e também " S_D " que é o passo diagonal entre o centro dos tubos. O passo diagonal é determinado pela equação 83 demonstrada abaixo:

$$S_D = \sqrt{S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2}\right)^2} \quad (83)$$

Nos bancos de tubos o número de Reynolds deve ser analisado segundo a velocidade máxima que ocorre dentro do banco de tubos. Sendo assim, a equação do número de Reynolds apresentada na seção 2.2.5.1 assume a seguinte forma (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

$$Re_D = \frac{\rho * V_{m\acute{a}x} * D}{\mu} = \frac{V_{m\acute{a}x} * D}{\nu} \quad (84)$$

Nota-se que neste caso o comprimento característico é o diâmetro externo do tubo. A velocidade máxima para escoamento em linha é dada por:

$$V_{m\acute{a}x} = \frac{S_T}{S_T - D} * V \quad (85)$$

Já para arranjo escalonada a velocidade máxima passa a ser:

$$V_{m\acute{a}x} = \frac{S_T}{2*(S_D - D)} * V \quad (86)$$

Para o cálculo do coeficiente de transferência por convecção é utilizada a equação 87 proposta por Zukauskas. Esta é uma relação baseada em dados experimentais, assim como a maioria das outras que podem ser utilizadas. Esse fenômeno de transferência de calor é estudado experimentalmente devido à alta complexidade em fazê-lo de forma analítica.

$$Nu_D = \frac{h*D}{k} = C * Re_D^m * Pr^n * \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0,25} \quad (87)$$

Onde “ Nu_D ” se refere ao Nusselt no diâmetro do tubo, “ Re_D^m ” é o Reynolds do escoamento referenciado ao diâmetro do tubo, “ C ” e “ n ” são fatores que dependem do número de Reynolds. Para mais fácil compreensão as correlações são apresentadas na tabela 9 para bancos de tubos com mais de 16 fileiras e “ $0,7 < Pr < 500$ ” e “ $0 < Re_D < 2 * 10^6$ ”. A incerteza nos valores do número de Nusselt para essas relações são de mais ou menos 15%. Todas as propriedades, exceto “ Pr_s ” devem ser avaliadas na temperatura média do fluido, sendo esta dada pela equação 88 (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

$$T_m = \frac{T_i + T_e}{2} \quad (88)$$

Onde “ T_i ” e “ T_e ” se referem a temperatura do fluido na entrada do banco de tubos e na saída do mesmo respectivamente.

Tabela 9: Correlações para número de Nusselt em escoamento cruzado sobre banco de tubos com mais de 16 fileiras e $0,7 < Pr < 500$.

Arranjo	Faixa de Reynolds	Correlação
Em linha	0-100	$Nu_d = 0,9 * Re_D^{0,4} * Pr^{0,36} * (Pr/Pr_s)^{0,25}$
	100-1000	$Nu_d = 0,52 * Re_D^{0,5} * Pr^{0,36} * (Pr/Pr_s)^{0,25}$
	1000-200000	$Nu_d = 0,27 * Re_D^{0,63} * Pr^{0,36} * (Pr/Pr_s)^{0,25}$
	200000-2000000	$Nu_d = 0,033 * Re_D^{0,8} * Pr^{0,4} * (Pr/Pr_s)^{0,25}$
Esclonado	0-500	$Nu_d = 01,04 * Re_D^{0,4} * Pr^{0,36} * (Pr/Pr_s)^{0,25}$
	500-1000	$Nu_d = 0,71 * Re_D^{0,5} * Pr^{0,36} * (Pr/Pr_s)^{0,25}$
	1000-200000	$Nu_d = 0,35 * (S_T/S_L)^{0,2} * Re_D^{0,6} * Pr^{0,36} * (Pr/Pr_s)^{0,25}$
	200000-2000000	$Nu_d = 0,031 * (S_T/S_L)^{0,2} * Re_D^{0,8} * Pr^{0,36} * (Pr/Pr_s)^{0,25}$

Fonte: ÇENGEL e GHAJAR (2012).

As relações apresentadas na tabela 9 são utilizadas para bancos de tubos com 16 ou mais fileiras. As mesmas podem também ser utilizadas para bancos com menos de 16 fileiras desde que devidamente alteradas para forma:

$$Nu_{D,N_L < 16} = F * Nu_D \quad (89)$$

Onde “F” é um fator de correção cujo os possíveis valores estão apresentados na tabela 10. Para números de Reynolds maiores que 1000 o fator de correção é independente (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

Tabela 10: Fator de correção “F” a ser usado na equação 92 para menos de 16 fileiras e “ $Re_D > 1000$ ”.

N_L	1	2	3	4	5	7	10	13
Em linha	0,7	0,8	0,86	0,9	0,93	0,96	0,98	0,99
Escalonado	0,64	0,76	0,84	0,89	0,93	0,96	0,98	0,99

Fonte: ÇENGEL e GHAJAR (2012).

Após o cálculo do número de Nusselt e conseqüentemente do coeficiente médio de transferência de calor pode-se determinar a taxa de transferência de calor

por meio da lei de resfriamento proposta por Newton expressa pela equação 19 na seção 2.2 onde para trocadores de calor a variação assume a forma de “ ΔT_{ml} ”.

$$\dot{Q}_{conv} = h * A_S * \Delta T_{ml}$$

Porém nesse caso a expressão “ $\Delta T = T_S - T_{méd}$ ” não é válida pois superestima a transferência de calor devido ao fato de o fluido poder sofrer grande variação de temperatura média. Portanto deve-se utilizar a diferença média logarítmica de temperatura “ ΔT_{lm} ” expressa abaixo pela equação 90 (INCROPERA e DEWITT, 2008).

$$\Delta T_{ml} = DTML = \frac{(T_S - T_{sai}) - (T_S - T_i)}{\ln[(T_S - T_{sai}) / (T_S - T_i)]} = \frac{\Delta T_e - \Delta T_i}{\ln(\Delta T_e - \Delta T_i)} \quad (90)$$

Onde “ T_{sai} ” que é a temperatura do fluido na saída do banco de tubos pode ser determinada pela equação 91.

$$T_{sai} = T_S - (T_S - T_i) * \exp\left(\frac{A_S * h}{\dot{m} * c_p}\right) \quad (91)$$

Onde “ A_S ” é a área superficial e deve ser feito o somatório da área superficial de todos os tubos, “ \dot{m} ” é a vazão mássica do fluido.

Outra forma mais prática de cálculo seria determinar a taxa de transferência de calor através da equação 92 que não requer o cálculo de “ ΔT_{ml} ” (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

$$\dot{Q} = h * A_S * \Delta T_{ml} = \dot{m} * c_p * (T_{sai} - T_i) \quad (92)$$

2.4.9 Número de Nusselt para regiões anulares

Muitos dos problemas envolvendo escoamento interno envolvem a transferência térmica através de regiões anulares entre tubos concêntricos. Neste um fluido passa no espaço formado pelos tubos, logo a transferência de calor pode

ocorrer tanto na superfície do tubo interno como na superfície do tubo externo (INCROPERA e DEWITT 2008).

Para escoamento laminar plenamente desenvolvido com uma superfície termicamente isolada e outra a temperatura constante tanto o Nusselt interno como o externo podem ser determinados pela tabela 11a. Já para escoamento plenamente desenvolvido para regiões anulares circulares com fluxo térmico mantido constante em ambas as superfícies o Nusselt interno e externo podem ser determinados pela tabela 11b.

Para regiões onde o escoamento é turbulento o número de Nusselt é função do número de Prandtl e Reynolds e deve ser determinado baseado nas equações para escoamento apresentadas anteriormente (INCROPERA e DEWITT 2008).

Tabela 11: Número de Nusselt para escoamento laminar completamente desenvolvido em uma região anular circular.

a)			b)		
D_i/D_e	Nu_i	Nu_e	D_i/D_e	Nu_i	Nu_e
0,00	--	3,66	0	--	4,364
0,05	17,46	4,06	0,05	17,81	4,792
0,1	11,56	4,11	0,1	11,91	4,834
0,25	7,37	4,23	0,2	8,499	4,33
0,5	5,74	4,43	0,4	6,583	4,979
1	4,86	4,86	0,6	5,912	5,099
			0,8	5,58	5,24
			1	5,385	5,835

Fonte: INCROPERA e DEWITT (2008).

2.4.10 Queda de pressão

Em um trocador de calor não é só a transferência térmica que interessa, mas também a queda de pressão existente na passagem do fluido através do banco de tubos. A potência necessária para deslocar o fluido muitas vezes acaba resultando

em altos custos operacionais que tornam inviável a instalação do equipamento (INCROPERA e DEWITT, 2008).

A queda de pressão é calculada através da perda de carga na entrada e na saída do banco de tubos. Esta é a resistência dos tubos ao escoamento sobre eles, isso pode ser expresso pela equação 93 (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

$$\Delta P = N_L * f * x * \frac{\rho * V_{máx}^2}{2} \quad (93)$$

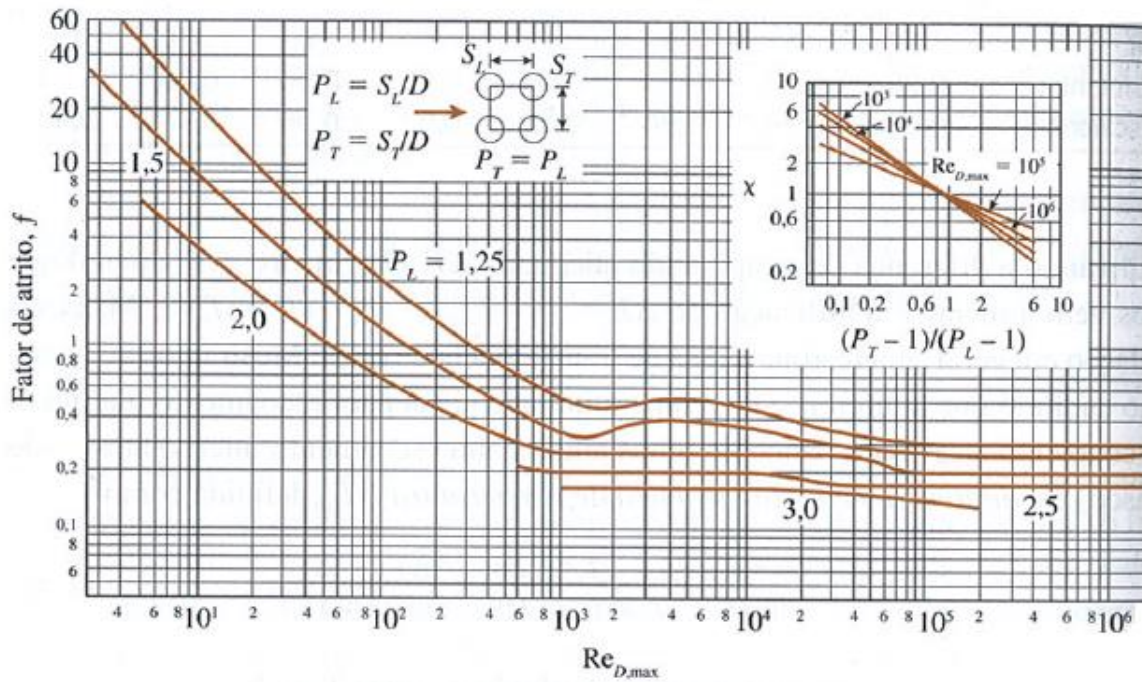
Onde “*f*” é o fator de atrito e “*x*” é o fator de correção. Ambos têm seu valor expresso através de gráficos e podem ser visualizados no gráfico 4.

Tendo conhecimento da queda de pressão do fluido é possível calcular a potência de bombeamento necessária pode ser calculada pela equação 94.

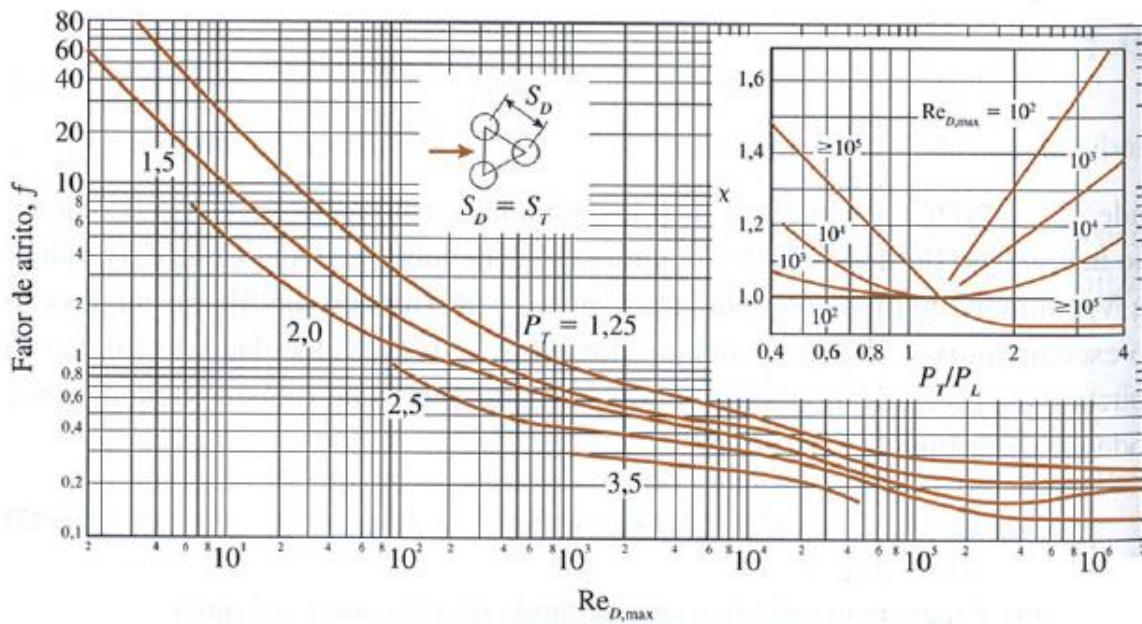
$$\dot{W}_{bomba} = \dot{V} * \Delta P = \frac{\dot{m} * \Delta P}{\rho} \quad (94)$$

É possível notar que a queda de pressão e a potência necessária de bombeamento são proporcionais, ou seja, as vantagens da disposição dos tubos em determinado arranjo devem ser muito bem estudadas uma vez que estas podem implicar em maior necessidade energética que por sua vez aumenta o custo do equipamento (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

Gráfico 4: Fator de correção “ x ” e fator de atrito “ f ” para arranjo em linha e escalonado.



(a) Arranjo em linha



(b) Arranjo escalonado

Fonte: ÇENGEL e GHAJAR (2012).

2.5 TRANSFERÊNCIA DE CALOR COM MUDANÇA DE FASE: EBULIÇÃO E CONDENSAÇÃO.

O ponto de ebulição ou temperatura de ebulição é referente ao período de um processo onde um líquido sofre mudança de fase reduzindo sua fração em estado líquido e aumentando sua fração em estado gasoso, por meio do contato do líquido com uma superfície sólida superaquecida, geralmente de forma a observar-se a formação rápida de bolhas de gás no interior do líquido que, emergindo a superfície, dispersam-se na fase gasosa. Usualmente "ponto de ebulição" refere-se também à temperatura (ou temperaturas) na qual esta condição ocorre (INCROPERA e DEWITT. 2008).

A ebulição e também a condensação apresentam características únicas no que se refere a transferência de calor, porém ambas são consideradas formas de transferência de calor por convecção, devido ao fato de envolverem a movimentação do fluido (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

Para Kreith e Bohn (2003) na ebulição os fenômenos provenientes da troca térmica são mais complexos do que os que ocorre na convecção sem mudança de fase. Para fase líquida de um processo sem mudança de fase a geometria do sistema, viscosidade, densidade, condutividade térmica, coeficiente de expansão e o calor específico são suficientes para descrever o processo. Já para processos onde existe a mudança de fase devem ser considerados outros parâmetros como, a superfície, tensão superficial, calor latente de vaporização, pressão, densidade, tem forte influência sobre os resultados. Devido ao grande número de fatores que influenciam a transferência de calor com mudança de fase não existem equações gerais e nem correlações que descrevem o processo de ebulição. Porém apesar das dificuldades encontradas pelo meio científico existem consideráveis progressos sendo feitos sobre este assunto com ajuda da fotografia em alta velocidade. Através da fotografia foi possível provar a existência de diversos regimes de ebulição, logo para criar correlações é melhor analisar separadamente cada regime.

Os coeficientes de transferência de calor por convecção são geralmente mais elevados do que os encontrados em processos que não envolvem mudanças de fase, devido aos efeitos do calor latente e do escoamento induzido ao empuxo (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

2.5.1 Ebulição

A ebulição é um processo de mudança de fase onde o fluido passa do estado líquido para o estado gasoso, este processo ocorre numa interface sólido-

líquido, ou seja, ela ocorre quando um líquido é colocado em contato com uma superfície com temperatura acima da temperatura de saturação do líquido.

Como a ebulição é uma forma de transferência de calor por convecção é natural que a mesma seja também regida pela lei de resfriamento de Newton, já citada anteriormente na seção 2.2, nesse caso esta assume a seguinte forma:

$$\dot{q}_{ebuli\c{c}ao} = h * (T_{superficial} - T_{satura\c{c}ao}) \quad (95)$$

Nesta a parcela, " $T_{superficial} - T_{satura\c{c}ao}$ ", é denominada de excesso de temperatura e representa o quanto a temperatura da superfície é superior a temperatura de saturação (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

Uma das características da ebulição é a formação de bolhas, estas se formam devido a tensão superficial " σ " na interface líquido-vapor, que resulta da força de atração das moléculas na interface em direção a fase líquida. A tensão diminui conforme aumenta a temperatura tornando-se nula na temperatura crítica.

Quando a bolha está a uma temperatura mais elevada que o líquido o calor passa da bolha para o líquido, que por sua vez causa a condensação de parte do vapor em seu interior. Já quando ocorre ao contrário, o calor passa do líquido para bolha, que por sua vez faz a mesma expandir e subir para superfície (KREITH E BOHN, 2003).

O processo pode ocorrer a partir de um fluido estacionário sobre a superfície de aquecimento (ebulição em piscina) ou a partir do escoamento forçado causado por um dispositivo externo (ebulição em escoamento).

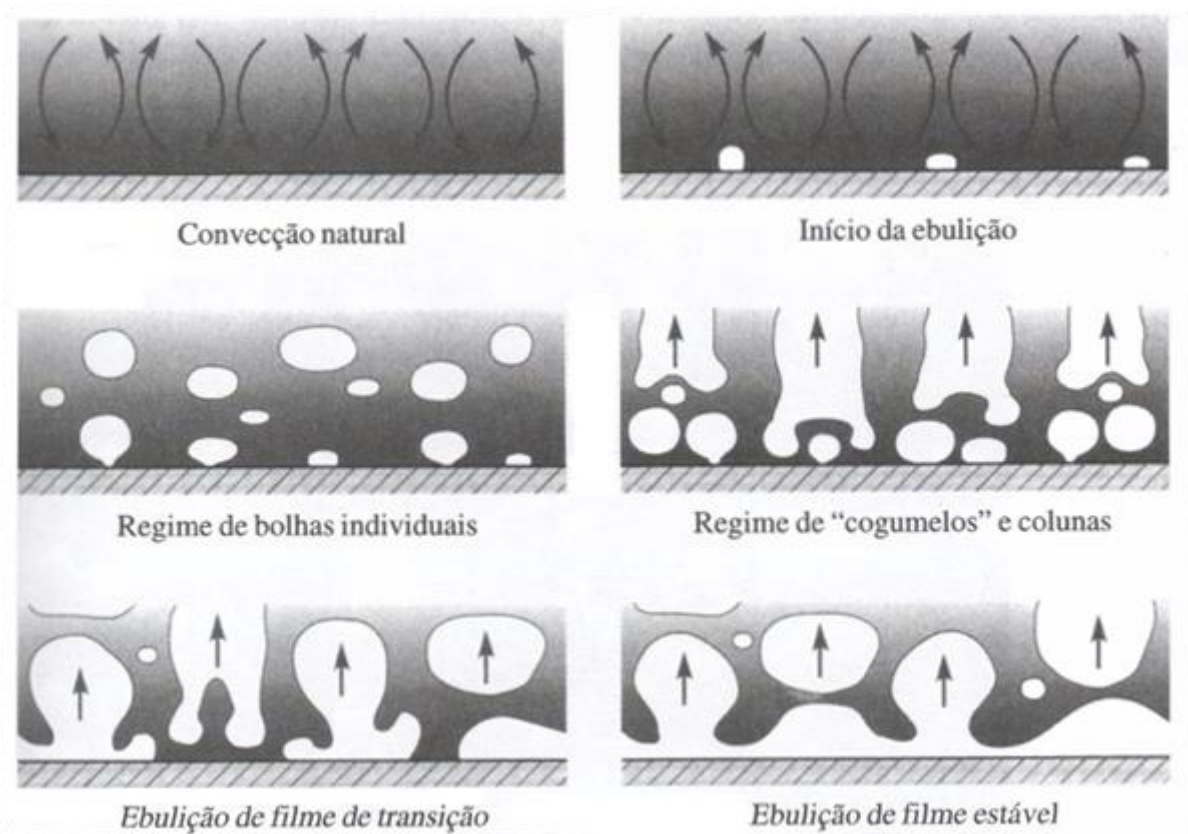
Existe ainda uma subclassificação para ebulição em piscina e em escoamento denominada ebulição saturada ou sub resfriada. A primeira ocorre quando a temperatura do líquido é igual a temperatura de saturação e a segunda quando a temperatura do líquido é menor que a temperatura de saturação (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

2.5.1.1 Ebulição em piscina ou ebulição em vaso

Este tipo de ebulição ocorre frequentemente na vida da maioria das pessoas, basta imaginar uma panela aquecida em cima de um fogão. Quando a água começa a entrar em ebulição é possível observar que as bolhas ainda são pequenas e condensam antes mesmo que possam chegar a superfície, mas com o aumento da temperatura essas se tornam cada vez maiores e mais numerosas e começam a chegar a superfície.

Existem vários regimes de ebulição em piscina e estes podem ser observados na figura 15:

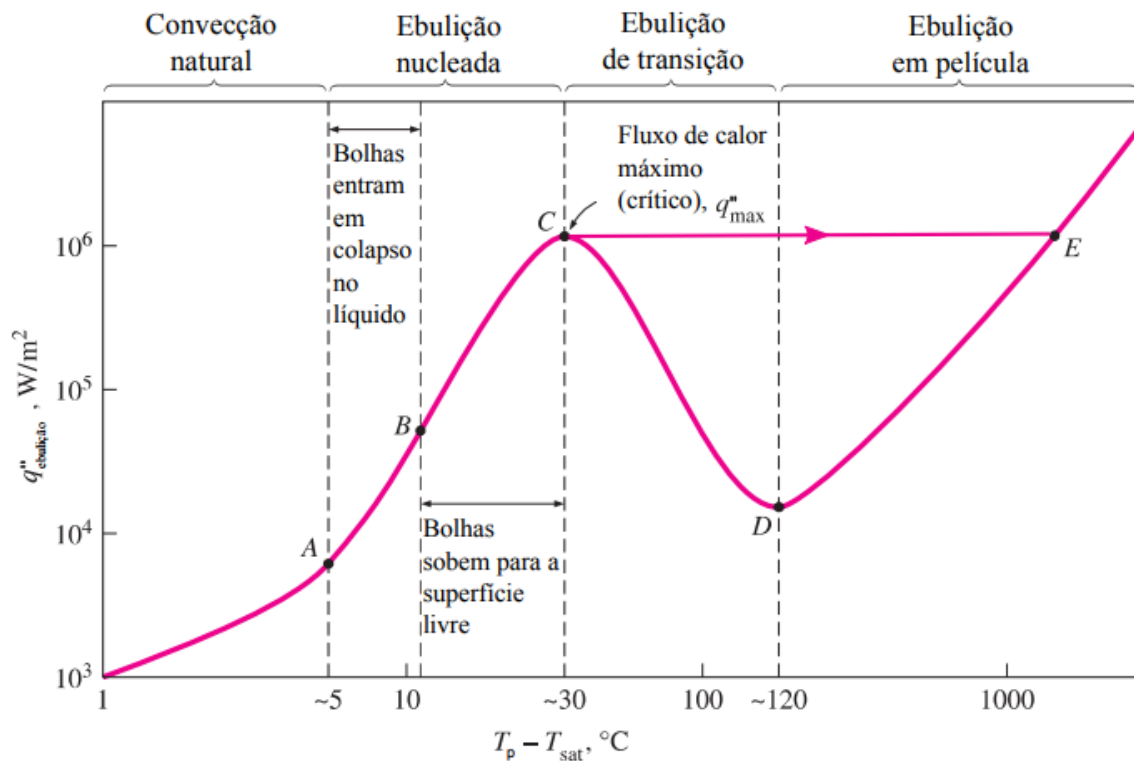
Figura 15: Representação de cada regime de ebulição.



Fonte: KREITH E BOHN (2003).

Esta ainda pode ser reescrita na forma do gráfico 5 onde é possível observar o fluxo de calor.

Gráfico 5: Curva de ebulição típica da água a 1 atm.



Fonte: MANETTI (2017).

Na figura ** e no gráfico 5 é possível observar que no início do processo o fluido transfere calor por convecção natural, caracterizado pelo movimento do fluido em consequência do empuxo (KIYOMURA, 2017).

No ponto "A" do gráfico 5 é onde aparecem bolhas na superfície aquecida devido a pré-existência de gases nas cavidades da mesma. O espaço que compreende os pontos "A" e "B" é caracterizado pela formação de bolhas na superfície, com o aumento do aquecimento da superfície aumenta também a quantidade de bolhas e a frequência que estas se formam (MANETTI, 2016). Do ponto "B" em diante a ebulição passa de bolhas isoladas para nucleação totalmente desenvolvida, onde é possível obter altos valores de fluxo de calor com o mínimo de acréscimo no superaquecimento da superfície. As bolhas formam colunas de vapor na vertical, este processo é caracterizado pela formação de grandes cogumelos de vapor e se estende até o ponto "C", conhecido como fluxo de calor crítico, onde o fluxo de calor atinge seu valor máximo. Neste ponto as bolhas possuem grande volume, o que dificulta ou até mesmo inibe o contato do líquido com a superfície

aquecida, isso pode levar a secagem da superfície e a diminuição na transferência de calor (KIYOMURA, 2017).

Entre os pontos “C” e “D” ocorre a diminuição do fluxo de calor, isso ocorre devido a superfície do aquecedor ser coberta por uma película de vapor que por sua vez atua como isolante devido sua baixa condutividade. Durante o período que compreende o espaço entre os dois pontos ocorre tanto a ebulição nucleada como a ebulição de película. No ponto “D” entretanto, a ebulição de película substitui a ebulição nucleada completamente. Na prática costuma-se evitar a ebulição de transição (ÇENGEL e GHAJAR, 2012). Segundo Carey (1992), dependendo de como a superfície é aquecida, por fluxo de calor imposto ou temperatura imposta, este regime pode ser estabilizado ou não.

Com dito a partir do ponto “D” ocorre apenas a ebulição em película, caracterizado por uma película ondulada continua de vapor sobre a superfícies, neste o fluxo de calor atinge seu valor mais baixo devido à baixa condutividade térmica da película (MANETTI, 2017). No regime de ebulição em película existem estabilidades hidrodinâmicas, chamadas de instabilidades de Taylor (CARDOSO, 2010).

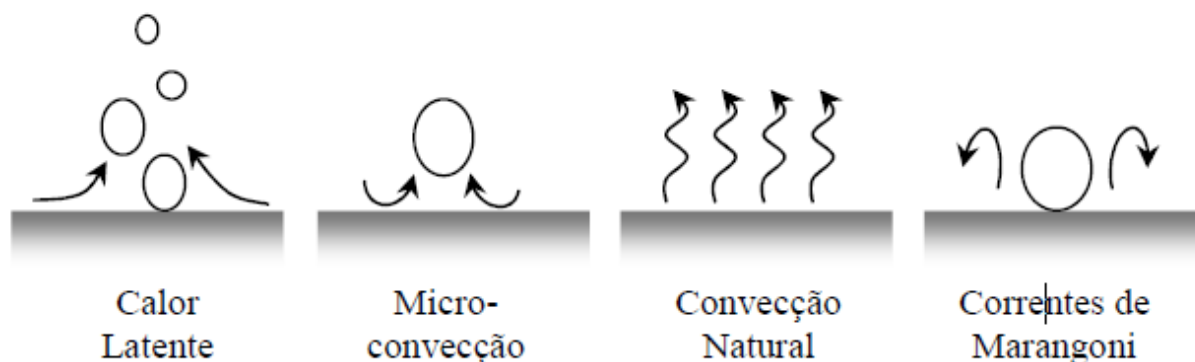
Dentre os regimes existentes no processo de ebulição que apresenta maior fluxo térmico com a melhor eficiência é o regime de ebulição nucleada. Isto por que nessa região os elevados fluxos de calor transferidos mantem pequena diferença entre a temperatura da superfície aquecida e a temperatura do fluido (MANETTI, 2017).

Os elevados valores do coeficiente de transferência de calor podem ser atribuídos a quatro diferentes modos de transferência de calor (figura 16), sendo eles, microconvecção, convecção natural, calor latente e correntes de Maragoni ou termo capilaridade. A parcela da transferência de calor associada ao calor latente se refere ao calor transferido devido a mudança de fase. Já a microconvecção é resultante desprendimento das bolhas da superfície aquecida. A convecção natural é o transporte do calor sensível dissipado das partes da superfície aquecida, que não contem bolhas, para o fluido devido ao empuxo. As correntes de Maragoni é causada devido ao gradiente da tensão superficial na interface líquido-vapor, isso ocorre devido a redução da força de atração entre as moléculas com o aumento da temperatura da superfície, que por sua vez, induz um fluxo térmico tangencial da maior para menor temperatura (CARDOSO, 2010).

A ebulição nucleada pode ser homogênea ou heterogênea. A ebulição nucleada homogênea ocorre quando se formam núcleos de vapor no interior do líquido aquecido.

Já a heterogênea ocorre na presença de elementos estranhos, como por exemplo, uma superfície sólida, que pode favorecer a formação de núcleos de vapor. A presença dessas “impurezas” permite que seja necessária uma menor energia para que os núcleos se formem.

Figura 16: Mecanismos do fenômeno de ebulição nucleada.



Fonte: CARDOSO (2010).

A ebulição nucleada é fortemente influenciada pelas propriedades termofísicas do fluido e do material que constitui a superfície aquecedora, dimensão e rugosidade. Sendo assim o estudo dessas propriedades é de fundamental importância (CAREY, 1992).

Para formação inicial das bolhas de vapor é necessário que ocorra duas condições simultâneas. A primeira condição preconiza que a temperatura da superfície que está em contato com o líquido deve exceder a temperatura de saturação, correspondente a pressão do líquido. A segunda condição é a pré-existência de vapor ou gás nas cavidades da superfície que está em contato com o líquido (HSU, 1992).

Para ocorrência da ebulição é necessário um mínimo superaquecimento do fluido, e este pode ser obtido segundo a equação 96:

$$\Delta T \geq \frac{2 \cdot \sigma \cdot T_{sat}}{r \cdot \rho_v \cdot h_{lv}} \quad (96)$$

Onde " σ " é a tensão superficial, " T_{sat} " é a temperatura de saturação do fluido, " ρ_v " é a massa específica do vapor, " h_{lv} " é o calor latente de vaporização e " r " é o raio característico da cavidade (CAREY, 1992).

Através da análise da curva de ebulição é possível visualizar o regime de ebulição nucleada. Este permite a transferência de grandes parcelas de calor para baixos valores de superaquecimento, e por sua vez, resulta em um elevado coeficiente de transferência de calor.

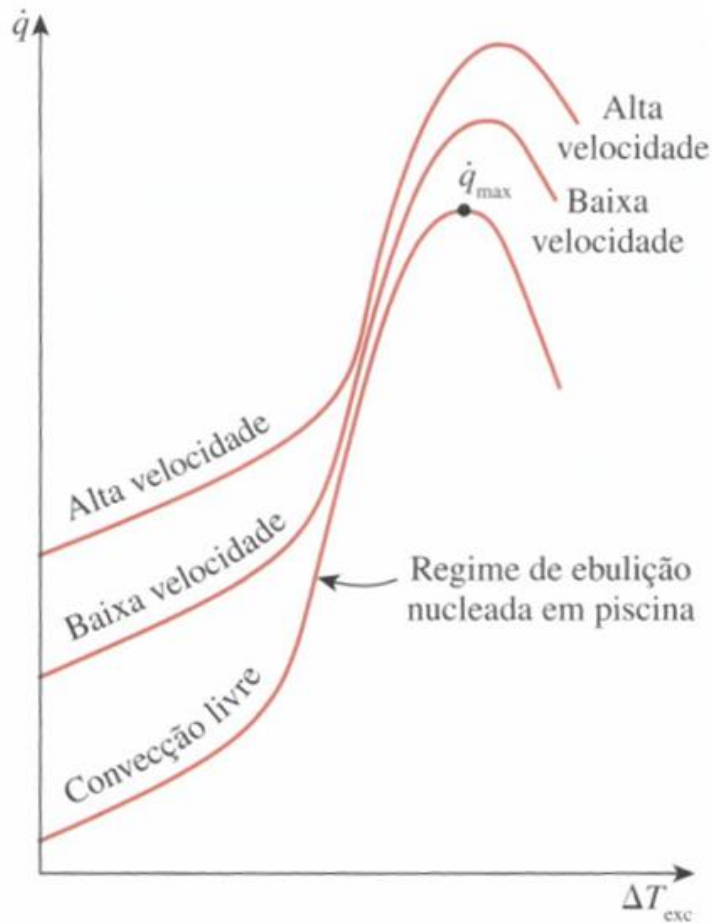
2.5.1.2 Ebulição em escoamento

Na ebulição em escoamento o fluido é forçado por uma fonte externa, podendo ser uma bomba, a se mover enquanto sofre mudança de fase. Nesse caso a ebulição exibe os efeitos da convecção e da ebulição em piscina de forma combinada (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

Esta pode ser classificada ainda em ebulição em escoamento interno e externo, dependendo de onde o fluido é forçado a escoar dentro de um tubo aquecido ou sobre uma superfície aquecida.

A ebulição em escoamento externo ocorre de maneira semelhante a ebulição em piscina, porém, o movimento do fluido acaba por aumentar consideravelmente o fluxo de calor em ebulição nucleada e o fluxo de calor crítico. Através do gráfico 6 é possível observar que quanto maior a velocidade, maior será o fluxo de calor em ebulição nucleada e o fluxo de calor crítico (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

Gráfico 6: Efeitos da convecção forçada na ebulição em escoamento eterno para várias velocidades de escoamento.



Fonte: ÇENGEL e GHAJAR (2012).

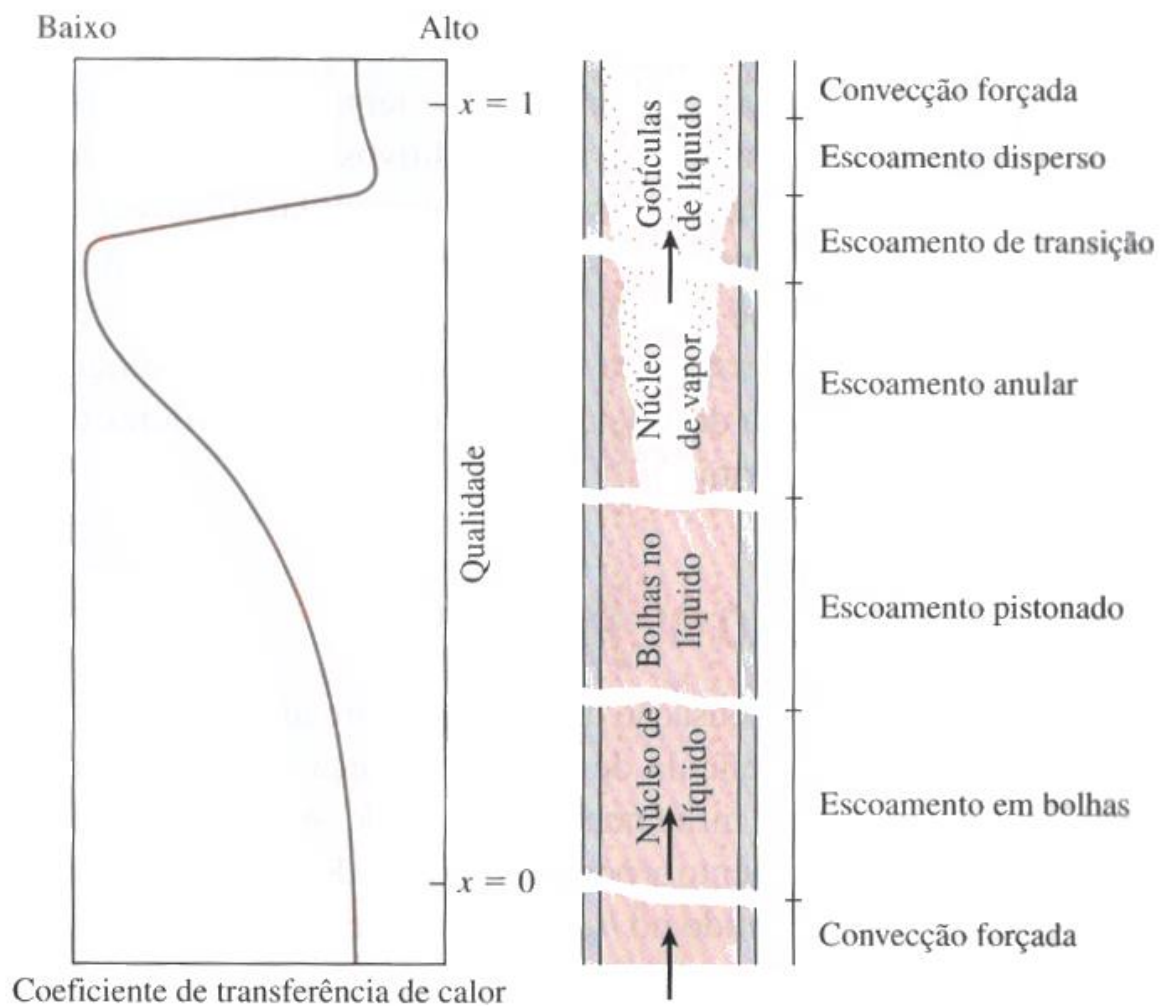
Já a ebulição em escoamento interno é muito mais complexa, uma vez que não existe uma superfície livre para o vapor escapar, e dessa forma o líquido e o vapor são forçados a escoar juntos (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

Na maioria dos casos um fluido a baixo de seu ponto de ebulição entra em um duto aquecido, onde passa a ocorrer a vaporização progressiva. Na entrada do duto tem-se a convecção forçada já observada anteriormente. Entretanto, conforme o fluido avança e a temperatura se aproxima do ponto de saturação, começam a se formar bolhas e estas serão transportadas. Esse regime é conhecido como “regime borbulhento”. O escoamento dessas bolhas ocorre com um título muito baixo e é formado por bolhas individuais de vapor. Nessa faixa de título em que está presente o regime borbulhento o coeficiente de transferência de calor pode ser determinado através da sobreposição das equações da convecção forçada e da ebulição

nucleada em vaso, desde que a temperatura da parede não seja grande ao ponto de causar a ebulição em filme (KREITH E BOHN, 2003).

Conforme ocorre o aumento da fração de vapor presente no líquido, as bolhas começam a se aglomerar e passam a formar bolsões de vapor. Este regime é conhecido como “regime de escoamento com bolsões ou regime pistonado”. Esses bolsões são volumes compressíveis e produzem oscilações no escoamento dentro do tubo, mesmo se o escoamento na entrada for estável. A bolhas continuam a nuclear nas paredes, é bem provável que o mecanismo de transferência de calor no escoamento dos bolsões seja o mesmo do regime borbulhento. Conforme a velocidade do fluido aumenta o coeficiente de transferência de calor também aumenta, conforme pode ser visto na figura 17.

Figura 17: Esquematização dos diferentes escoamentos encontrados na ebulição em escoamento em um duto sob convecção forçada.



Conforme o fluido continua a avançar e o título aumenta, forma-se um terceiro regime conhecido como “regime de escoamento anular”, neste a parede do duto é revestida por um filme de líquido e o calor é transferido através deste. O vapor está a velocidade maior e é gerado basicamente por vaporização através da interface líquido-vapor e dentro do duto e não mais por meio da formação de bolhas, a não ser que o fluxo de calor seja alto. Pode existir líquido disperso na forma de gotas. Este regime é bastante afetado pelas propriedades do fluido e geometria do duto. Neste estão presentes os maiores coeficientes de transferência de calor (KREITH E BOHN, 2003).

A seguir vem o regime de transição onde o coeficiente de transferência de calor sofre diminuição acentuada. Para sistemas com fluxo de calor fixo ocorre aumento considerável da temperatura de superfície, e no caso de temperatura fixa ocorre queda acentuada no fluxo de calor (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

No regime de transição começam a aparecer pontos secos onde antes estava a película de líquido, o aparecimento dessas regiões causa a diminuição brusca do coeficiente de transferência de calor. Esse regime se estende até o ponto em que a superfície interna do duto esteja totalmente seca, ou seja, quando a película de líquido deixa de existir completamente. Qualquer líquido restante está agora sobre a forma de gotículas suspensas no núcleo de vapor, que é semelhante a uma neblina, a partir daí tem-se o regime de escoamento disperso até o ponto em que todas as gotículas do fluido sejam vaporizadas. Por fim o vapor saturado, irá se tornar vapor superaquecido com qualquer aumento da transferência de calor (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

2.6 TROCADORES DE CALOR

O trocador de calor é um equipamento utilizado para realizar troca térmica entre dois fluidos em diferentes temperaturas. Este pode ser utilizado no condicionamento de ar, aquecimento ou resfriamento, na produção de energia, na recuperação de calor e em processos químicos (ÇENGEL e GHAJAR, 2012). Devido à grande gama de aplicação estes são alvo de muitos estudos que buscam aperfeiçoar o projeto e desempenho desses equipamentos.

Existem muitos tipos de trocadores de calor, os mais comuns são os que um fluido se encontra separado do outro, esses equipamentos são chamados de

recuperadores. Além dos recuperadores existem também os regeneradores, onde os fluidos ocupam alternadamente o mesmo espaço dentro do trocador.

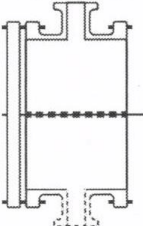
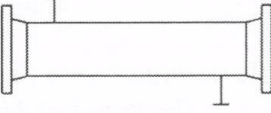
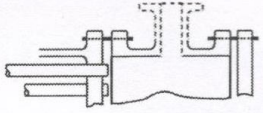
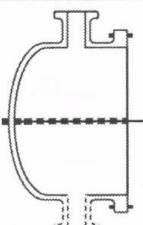
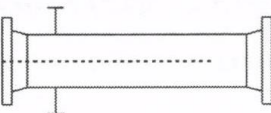
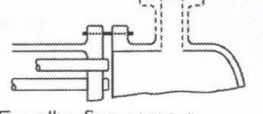
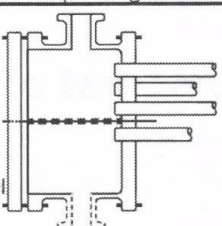
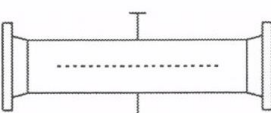
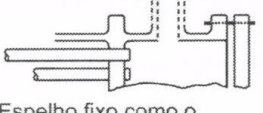
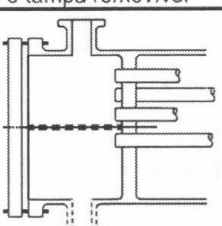
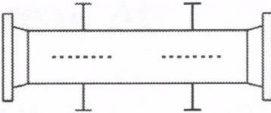
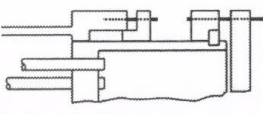
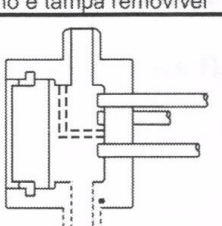
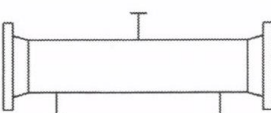
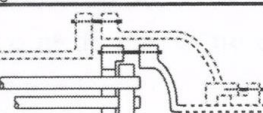
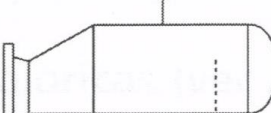
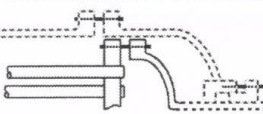
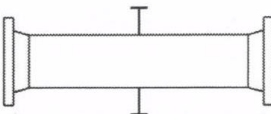
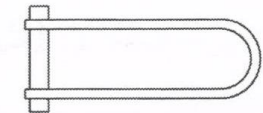
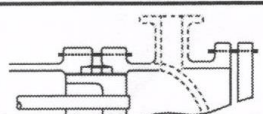
Os equipamentos que variam do mais simples tubo dentro de tubo, até condensadores e evaporadores de superfície complexa. E no meio termo destes extremos se encontram os trocadores comuns tubulares.

O projeto desse tipo de equipamento é dividido em três partes, sendo elas, análise térmica, projeto mecânico preliminar e projeto de fabricação (KREITH e BOHN, 2003).

Esses equipamentos são classificados de acordo com os tipos padronizados pela norma TEMA (Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association). Esta atribui uma classificação alfabética correspondente as partes e formas construtivas. Os trocadores de casco e tubo são identificados por letras da seguinte forma: Tipo de cabeçote (A, B, C, N, D); Tipo de casco (E, F, H, J, K, X); Tipo de cabeçote de retorno (L, M, N, P, S, T, U, W) conforme a figura 18.

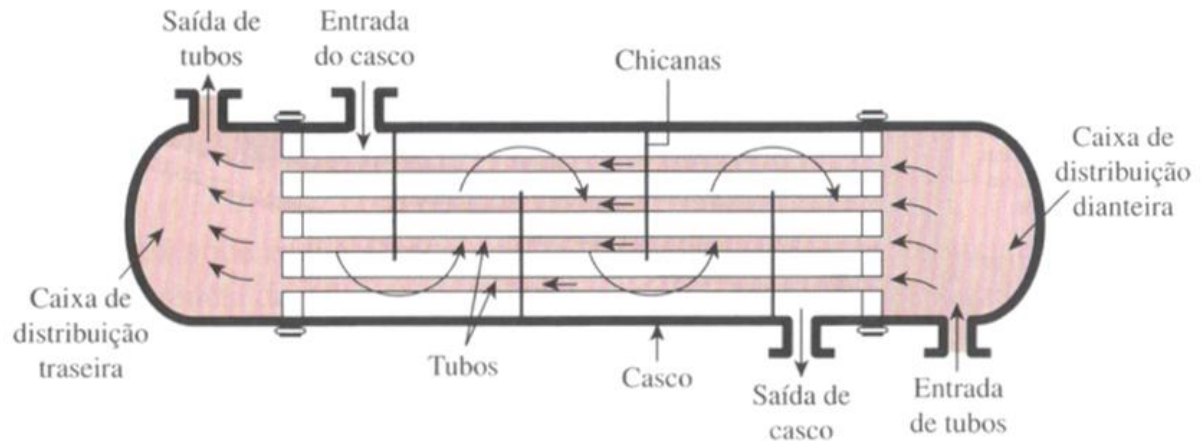
Segundo Hewitt (1994) os trocadores de casco tubo representam algo em torno de 60% de todos os equipamentos empregados nos processos industriais. Isso devido a possibilidade de se operar em diferentes escalas de pressão e temperatura nas mais variadas aplicações. Apesar de muito usados esses equipamentos não são recomendados para aplicações em automóveis ou aeronaves devido a seu tamanho e peso (ÇENGEL e GHAJAR, 2012). Na figura 18 é possível verificar um exemplo de trocador de calor casco e tubo.

Figura 18: Classificação das formas construtivas de trocadores de calor casco tubo segundo TEMA.

	Tipos de cabeçotes estacionários frontais		Tipos de cascos		Tipos de cabeçotes posteriores
A	 Carretel e tampa removível	E	 Um passe no casco	L	 Espelho fixo como o cabeçote estacionário tipo A
B	 Carretel tipo boné com tampa integral	F	 Dois passes no casco com chicana longitudinal	M	 Espelho fixo como o cabeçote estacionário tipo B
C	 Apenas feixe removível Carretel integral com espelho e tampa removível	G	 Fluxo dividido	N	 Espelho fixo como o cabeçote estacionário tipo N
N	 Carretel integral com o espelho e tampa removível	H	 Fluxo duplamente dividido	P	 Cabeçote flutuante com gaxeta externa
D	 Vedamento especial para altas pressões	J	 Fluxo de entrada ou de saída dividido	S	 Cabeçote flutuante com anel bipartido
		K	 Refervedor tipo "Kettle"	T	 Espelho flutuante removível pelo carretel "pull-through"
		X	 Fluxo cruzado	U	 Feixe de tubos em U
				W	 Espelho flutuante com anel de vedamento especial (externo)

Fonte: ARAÚJO, (2011).

Figura 19: Trocador de calor casco tubo com um passe no casco e um passe nos tubos.



Fonte: ÇENGEL e GHAJAR (2012).

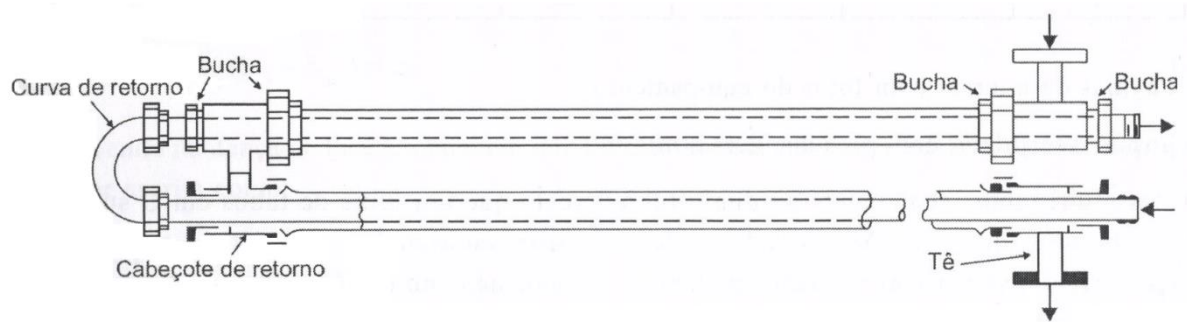
2.6.1 Tipos de trocadores de calor

Nesta seção será feita uma revisão sobre os principais tipos de trocadores de calor procurando falar um pouco sobre cada tipo e demonstrar imagens representativas para os mesmos.

2.6.1.1 Trocador de calor de tubo duplo

Este é um equipamento composto geralmente por dois tubos concêntricos, compostos por dois trechos retos e com conexões apropriadas nas extremidades de cada tubo. Esse conjunto com forma de U é denominado grampo. Na Figura 19 é possível visualizar o desenho esquemático de um trocador de tubo duplo.

Figura 20: Trocador duplo tubo.



Fonte: Araújo (2011).

Geralmente esse tipo de trocador de calor é composto por vários grampos interligados em série, para que seja possível alcançar uma área de troca razoável.

Nesse tipo de equipamento um fluido escoá sobre o tubo interno e outro passa pela área anular formada entre os dois tubos. A transferência de calor ocorre na parede do tubo interno (ARAÚJO, 2011).

O tubo interno pode apresentar aletas. Essas são recomendadas quando o fluido que escoá pelo espaço anular apresenta coeficiente de troca térmica por convecção muito baixo.

As vantagens desse tipo de equipamento são: facilidade de construção e montagem, ampliação de área e facilidade de manutenção. Já como desvantagem estão a necessidade de grande espaço físico requerido para instalação e o elevado custo por área de troca.

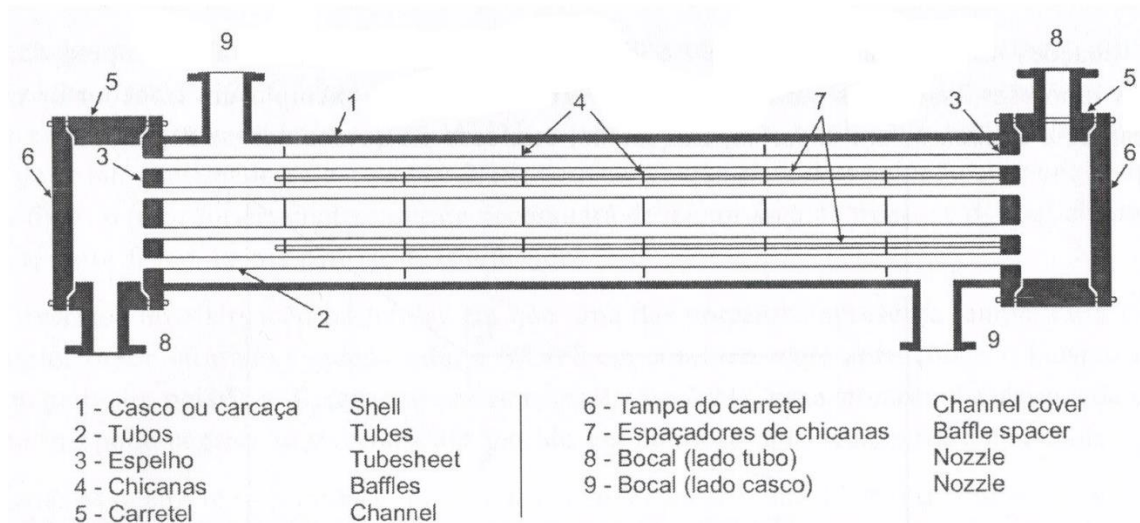
Os fluidos podem escoar de forma paralela ou contracorrente. Esse trocador é recomendado para áreas de troca de até 30 metros quadrados ou quando o trocador de casco e tubo não for recomendado (ARAÚJO, 2011).

2.6.1.2 Trocador de calor casco e tubo

Este é composto por um casco cilíndrico contendo em seu interior um conjunto de tubos colocados paralelos ao eixo longitudinal do casco. Os tubos são fixados nas extremidades por placas denominadas espelhos. Os tubos que compõem o feixe atravessam várias placas perfuradas que são denominadas chicanas, que tem o objetivo de direcionar o fluido que escoá no lado do casco e

também suportar os tubos. Na figura 21 é possível visualizar uma vista em corte de um trocador de calor casco e tubo, onde os principais componentes são sinalizados (ARAÚJO, 2011).

Figura 21: Vista em corte de um trocador de calor casco e tubo.



Fonte: Araújo (2011).

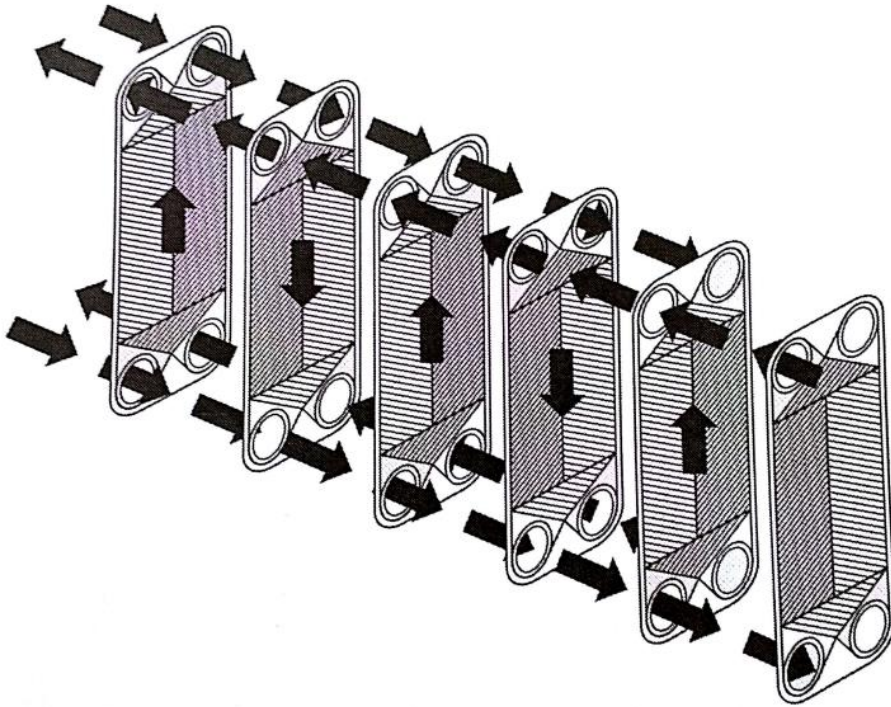
Esse tipo de equipamento é muito utilizado na área química devido a seu grande faixa de aplicação. Pode ser utilizado para amplas faixas de vazão, temperatura e pressão. Esse é um equipamento muito versátil e pode ser utilizados em quase todas as operações, possibilita a construção em diversos tipos de materiais além de poder operar com os mais variados tipos de fluidos (ARAÚJO, 2011).

2.6.1.3 Trocadores de calor de placas

Este consiste de um suporte onde placas de metal sustentadas por barras, são presas por compressão, entre uma extremidade móvel e outra fixa. Entre placas adjacentes formam-se canais por onde escoam os fluidos.

A troca de calor ocorre através das placas, de um lado da placa está o fluido frio e do outro o fluido quente. Na figura 22 é apresentado um conjunto de placas representando uma das maneiras dos fluidos escoarem nela (ARAÚJO, 2011).

Figura 22: Escoamento em um trocador de calor de placas.



Fonte: Araújo (2011).

Esse tipo de trocador de calor foi inicialmente introduzido na indústria alimentícia devido à grande facilidade em se realizar a limpeza do mesmo. Atualmente esse tipo de equipamento vem ganhando cada vez mais área no mercado.

Esse é um trocador que opera a pressões menos que 30bar, temperaturas inferiores a 180°C ou 260° se utilizar fibra de amianto, vácuo não muito elevado e volume moderado de gases e vapores, com ou sem mudança de fase.

Como vantagens desse equipamento pode-se citar: Facilidade de acesso a área de troca, substituição de placas, facilidade de limpeza, flexibilidade alteração da área de troca, bastando adicionar ou remover placas, grandes áreas de troca ocupando pouco espaço, possibilidade de operação com mais de dois fluidos, elevado coeficiente de transferência de calor podem ser obtidos em razão das corrugações das placas, baixo índice de incrustação, baixo custo inicial, não é

necessário o isolamento, não ocorre mistura das correntes mesmo com a falha da vedação e pequeno volume de fluido retido no trocador (ARAÚJO, 2011).

2.6.2 Coeficiente global de transferência de calor

Para chegar ao coeficiente global de transferência de calor é necessário ter em mãos o coeficiente convectivo dos fluidos, a resistência térmica da parede dos tubos e também o fator de incrustação. Partindo da equação básica de um trocador de calor é dada pela equação 97 (MATTJIE e RISTOF, 2013).

$$\dot{Q} = U * A * \Delta T_{ml} \quad (97)$$

Onde “ U ” é o coeficiente global de transferência de calor. Que é determinado pelo somatório do coeficiente de transferência de calor interno ao tubo e do coeficiente de transferência externo ao tubo como expresso pela equação 98.

$$U = U_i + U_e \quad (98)$$

Onde “ U_i ” e “ U_e ” representam o coeficiente global de transferência de calor do lado interno do tubo e do lado externo ao tubo e “ U ” representa o coeficiente global de todo sistema. Os valores de “ U_i ” e “ U_e ” podem ser determinados através da seguinte expressão:

$$U = \frac{1}{R_T * A} \quad (99)$$

Onde “ R_T ” é a resistência térmica total e pode ser obtida através do somatório de todas as resistências térmicas do tudo. Para um trocador de calor não aletado a resistência térmica total pode ser expressa pela equação 100.

$$R_T = \frac{1}{h_i * A_i} + \frac{R_i}{A_i} + \frac{\ln(D_e/D_i)}{2 * \pi * k * L} + \frac{R_e}{A_e} + \frac{1}{h_e * A_e} \quad (100)$$

É importante observar que quando um dos coeficientes convectivos é muito pequeno, este cria um “estrangulamento” que acaba por impedir a transferência de calor. Isso ocorre quando um dos fluidos é gás e outro líquido. Para solução desse problema é comum utilizar aletas no lado do gás para que a área de troca térmica aumente e conseqüentemente a transferência de calor (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

2.6.3 Incrustação

Na seção anterior citou-se o fator de incrustação, por tanto será abordado agora sobre o que é este fenômeno.

Segundo Valle (2012) a incrustação é o acúmulo de partículas, sejam elas orgânicas ou inorgânicas, microrganismos, macromoléculas e produtos de corrosão sobre superfícies.

Para Araújo (2012) incrustação é qualquer depósito que venha a aumentar a resistência a transferência de calor e ao escoamento.

O aumento da resistência térmica em um trocador de calor prejudica o desempenho do equipamento e aumenta a perda de carga.

A formação de depósitos de particulados pode acontecer na parte interna ou externa dos tubos. Estes depósitos se formam devido a diversas razões sendo algumas delas, sedimentação, corrosão e cristalização, dependendo do tipo de escoamento e do fluido.

O depósito pode ocorrer de forma não uniforme devido as características do escoamento, sua composição e propriedades físicas. É difícil prever como ocorrerá a incrustação dentro ou fora dos tubos devido a impossibilidade de determinar com precisão a velocidade de crescimento, espessura e local de depósito (ARAÚJO, 2012).

É possível remover estes depósitos através de abrasão ou tratamentos químicos. Porém, em trocadores de calor é difícil realizar esse processo uma vez que o acesso ao interior dos tubos é complicado. Por esse motivo o fluido é cuidadosamente tratado e qualquer partícula sólida é removida antes mesmo que possa entrar no banco de tubos (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

Fora o processo de depósito de particulados na superfície dos tubos têm-se também o processo de corrosão. Este processo tende a afetar muito mais

rapidamente a integridade do equipamento do que os outros mecanismos de incrustação que afetam o desempenho térmico. Existem estudos que mostram que a corrosão pode acelerar outros mecanismos de incrustação ou ainda iniciar novos.

A incrustação por corrosão pode se depositar na superfície de troca térmica por meio de precipitação ou por meio de particulados, dependendo se os produtos de corrosão são solúveis ou não nas condições no interior do fluido. (ARAÚJO, 2012).

Outra forma comum de incrustação é a cristalização. Esta ocorre devido a supersaturação de sais na superfície aquecida de trocadores de calor. Em equipamentos operando com água a mesma é geralmente colocada na parte interna dos tubos, devido à dificuldade de controlar a temperatura na parte externa onde podem existir pontos quentes que favorecem o desenvolvimento da cristalização.

Os sais se cristalizam na superfície dos tubos por meio de dois mecanismos que são solubilidade e vaporização. Os sais podem exibir solubilidade normal (aumenta com a temperatura) ou inversa (diminui com a temperatura). Sais com solubilidade inversa são os que costumam ser os mais problemáticos, como exemplo pode-se citar o carbonato de cálcio (ARAÚJO, 2012).

O fator de incrustação citado anteriormente no cálculo do coeficiente global de transferência de calor assume que a incrustação ocorre de forma uniforme na superfície de troca.

Para o dimensionamento é imprescindível considerar o fator de incrustação, uma vez que se desconsiderado o equipamento após algum tempo pode vir a não suprir as exigências de troca térmica especificadas no projeto (VALLE, 2012).

Considerar o fator de incrustação ajuda a aumentar a necessidade de troca térmica, automaticamente tornando-o mais caro. Outro problema ser levado em consideração é a necessidade de limpeza e o tempo parado para tal tarefa (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

Embora a incrustação venha reduzir a área de escoamento e por consequência aumente a perda de carga, o fator de incrustação leva em consideração apenas a parte térmica (VALLE, 2012).

Na tabela 12 é possível observar os valores do fator de incrustação para alguns fluidos. O TEMA (Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association) é responsável pela publicação de tabelas para o fator de incrustação para diversos fluidos. Porém é recomendado que sejam utilizados valores baseados

em experimentos ou com base na experiência. É sabido que o fator de incrustação sofre interferência devido a temperatura, velocidade do fluido e tipo de superfície (VALLE, 2012).

Tabela 12: Valores do fator de incrustação para alguns fluidos.

Tipo de Fluido	Fator de incrustação m ² K/W
Água do mar	
Abaixo de 325K	0,00009
Acima de 325K	0,0002
Óleo combustível	0,0009
Óleo de resfriamento	0,0007
Vapores de álcool	0,00009
Ar industrial	0,0004
Líquido refrigerante	0,0002

Fonte: ÇENGEL e GHAJAR (2012).

Existem diversas críticas a respeito dos valores do fator de incrustação tabelado (VALLE, 2012):

- Os valores não indicam o período de tempo de operação contínua;
- Inexistência da distinção entre os escoamentos;
- Falta de especificação segundo o material do tubo e nem do tipo de arranjo;
- Considerar a temperatura do fluido e não da parede do tubo;
- Não considerar a velocidade e temperatura do fluido;
- Não explicar a origem dos dados.

2.6.4 Métodos de análise de trocadores de calor

Existe dois métodos básicos para análise de trocadores de calor, sendo eles, os métodos da temperatura média logarítmica e o método efetividade NTU.

Os trocadores de calor funcionam geralmente durante longos períodos de tempo sem alteração em suas condições de funcionamento. Devido a isso podem

ser considerados dispositivos de escoamento permanente. Onde, a vazão mássica, temperatura e velocidade permanecem constantes. A variação de energia cinética e potencial é desprezível a modelagem desses equipamentos. Considera-se também que a superfície externa do equipamento é completamente isolada, de modo que não existam perdas de calor para o ambiente. Esses apontamentos funcionam muito bem na prática sem que existam perdas de precisão significativas.

Para resultados que buscam análises precisas é necessário estudar os métodos descritos pelas seções 2.5.3.1 e 2.5.3.2.

2.6.4.1 Método da temperatura média logarítmica

As temperaturas dos fluidos em um trocador de calor não são constantes, estas variam de ponto a ponto a medida que o calor passa de um fluido para o outro. É importante observar que a variação de temperatura entre os fluidos é grande na entrada do trocador porém conforme os fluidos avançam essa variação diminui exponencialmente em direção a saída (KREITH e BOHN, 2003).

Sendo um trocador onde a superfície externa está bem isolada, fazendo com que a troca térmica ocorra apenas entre os fluidos quente e frio, ignorando mudanças na energia cinética e potencial um balanço de energia sobre uma determinada área pode ser expresso pela equação 101.

$$dq = -\dot{m}_h * c_{ph} * dT_h = \pm \dot{m}_c * c_{pc} * dT = U * dA * (T_h - T_c) \quad (101)$$

Onde “ \dot{m} ” é a vazão mássica, “ c_p ” é o calor específico a pressão constante, e “ T ” é a temperatura média aparente do fluido. E “ h ” e “ c ” na equação representa o fluido quente e frio respectivamente. O sinal positivo do terceiro termo aplica a corrente paralela e o sinal negativo a corrente oposta (KREITH e BOHN, 2003).

Se o valor do calor específico de ambos os fluidos não varia com a temperatura é possível determinar um balanço energético entre a entrada e uma seção transversal arbitraria no trocador da seguinte maneira:

$$-C_h * (T_h - T_{h, entrada}) = C_c * (T_c - T_{c, entrada}) \quad (102)$$

Onde “ C ” é a capacidade térmica dos fluidos quente e frio respectivamente e é expressa pela equação 103 a seguir.

$$C = \dot{m} * c_p \quad (103)$$

Considerando a transferência térmica dos fluidos com o ambiente desprezível e as mudanças de fase do fluido pode-se chegar a taxa de transferência de calor dos fluidos quente e frio expressas pelas equações 104 e 105 respectivamente (MATTJIE e RISTOF, 2013).

$$\dot{Q}_Q = \dot{m} * c_p * (T_e - T_s) \quad (104)$$

$$\dot{Q}_F = \dot{m} * c_p * (T_e - T_s) \quad (105)$$

Onde “ T_e ” e “ T_s ” são respectivamente a temperatura de entrada e saída do fluido. É importante se atentar ao fato que em cada equação deve-se analisar o fluido e suas propriedades adequadamente.

A partir das equações 104 e 105 é possível chegar através de métodos matemáticos a equação do “ ΔT_{lm} ” ou “ $LMTD$ ” mostrada anteriormente na seção 2.3.7 pela equação 41 como sendo:

$$LMTD = \left[\frac{\Delta T_{saída} - \Delta T_{entrada}}{\ln(\Delta T_{saída} / \Delta T_{entrada})} \right]$$

É muito comum usar a média aritmética da temperatura por ser um método prático e fácil de se resolver, porém existem ressalvas a serem feitas quanto utilização de média aritmética. Quando a temperatura “ $\Delta T_{saída}$ ” difere de “ $\Delta T_{entrada}$ ” em até 40% o erro é inferior a 1%, ou seja, caso a variação das temperaturas respeite esse percentual é possível utilizar a temperatura média aritmética. Quando estas se diferem em mais de 40% a taxa de erro assume valores indesejáveis e se faz necessário utilizar a diferença média logarítmica das temperaturas.

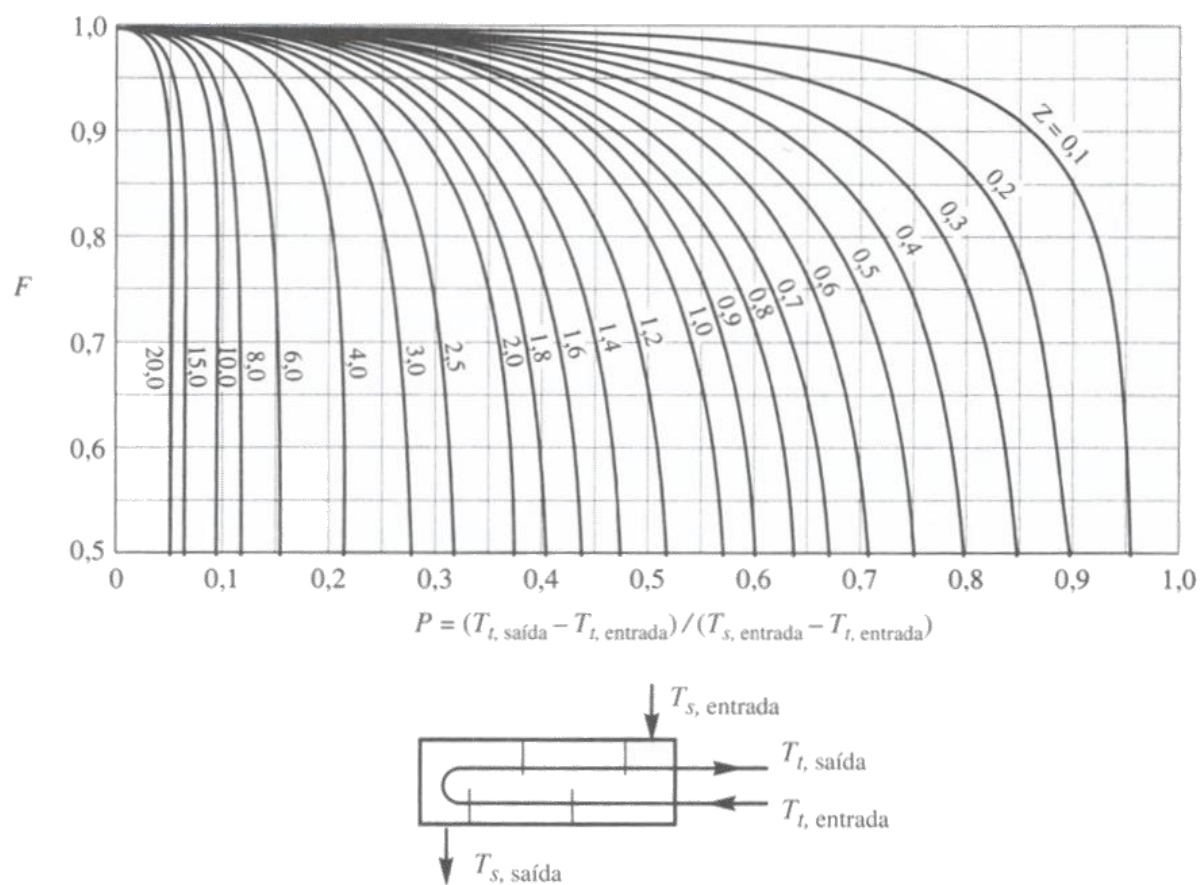
Apesar de ser possível utilizar a média aritmética é recomendado sempre utilizar o método da média logarítmica para garantir resultados mais precisos e

diminuir a taxa de erros no cálculo de um trocador de calor (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

É importante frisar que na prática a diferença logarítmica da temperatura é apenas uma aproximação já que o calor do coeficiente global de transferência de calor " U " não é constante nem uniforme. Porém, é comum no projeto avaliar o coeficiente global de troca através de uma seção média entre as extremidades do trocador e trata-lo como constante. Caso seja " U " presente significativa variação é necessário fazer uma análise numérica ponto a ponto minuciosa através de programas computacionais (KREITH e BOHN, 2003).

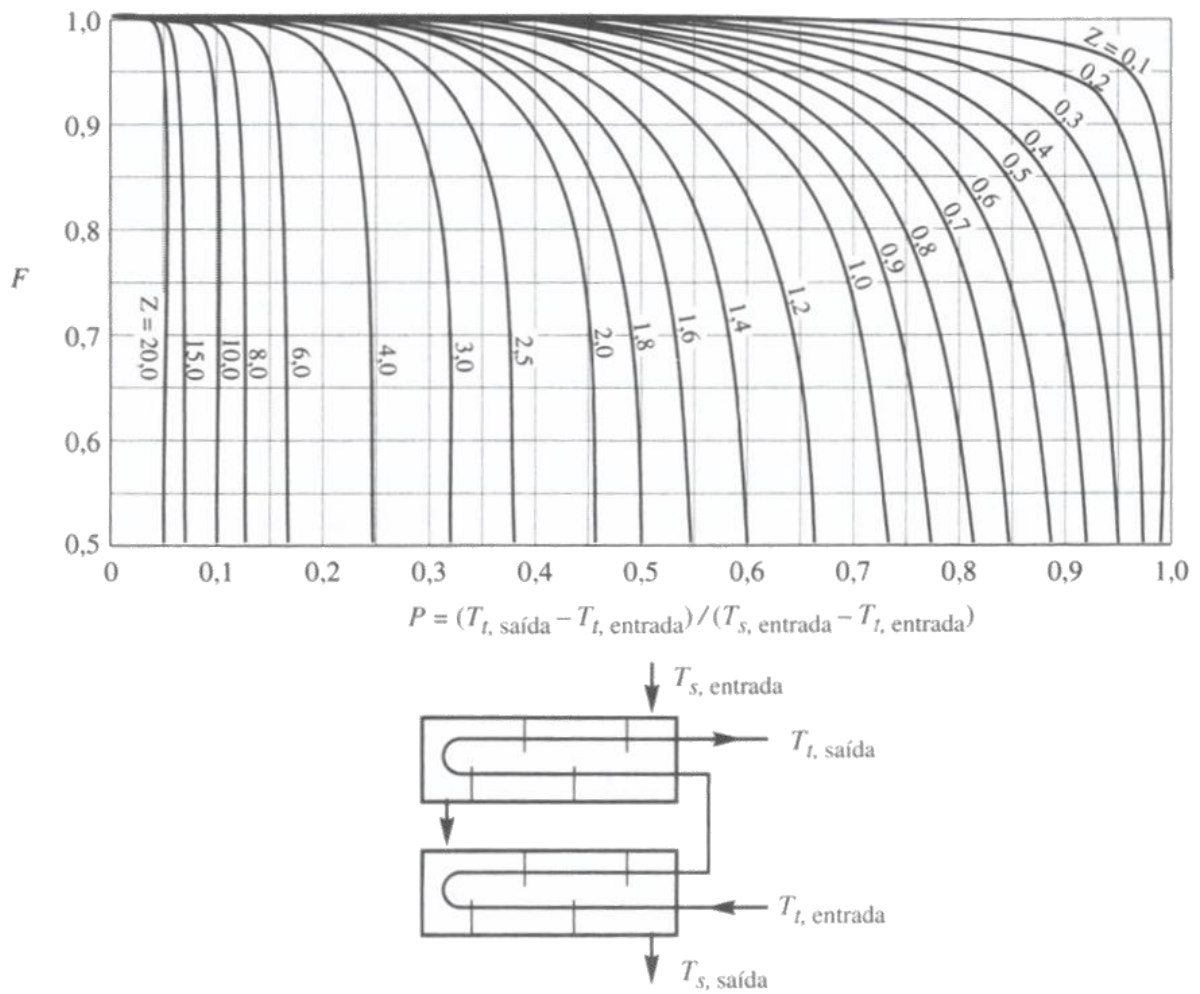
Para trocadores como os de casco e tubo que envolvem vários passes nos tubos e até na carcaça e trocadores de corrente cruzada de escoamento misto e não misto a análise através da diferença média logarítmica se torna complexa. Para solucionar esse problema é necessário modificar o LMTD através de fatores de correção " F " publicados pelo TEMA. Abaixo é possível verificar alguns gráficos que apresentam valores do fator de correção apresentado.

Gráfico 7: Fator de correção do LMTD para trocadores de correntes cruzadas com uma passagem pelo casco e duas (ou múltiplo de dois) passagens pelos tubos.



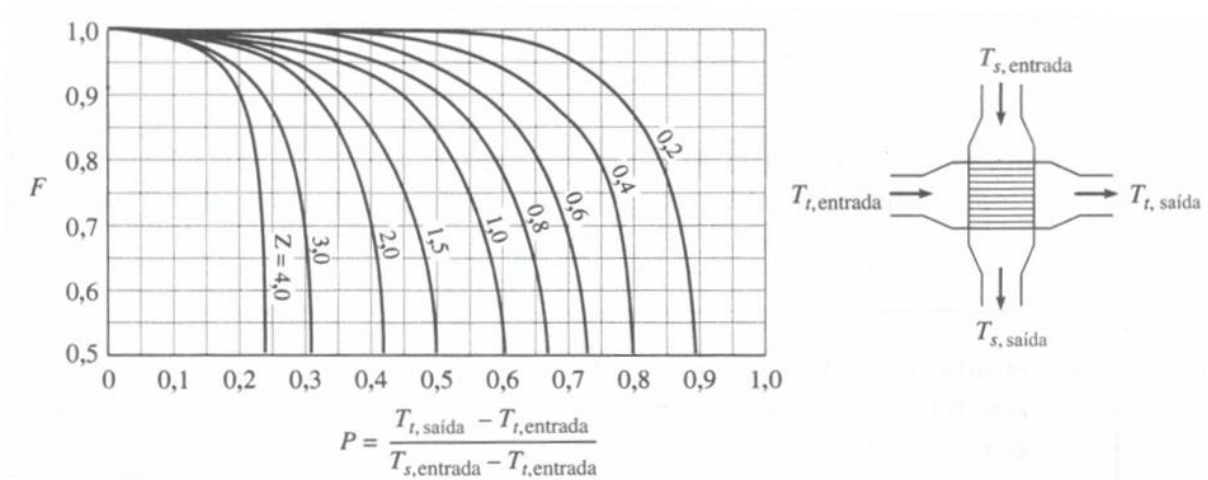
Fonte: KREITH e BOHN (2003).

Gráfico 8: Fator de correção do LMTD para trocadores de correntes cruzadas com duas passagens pela carcaça e um número par de passagens pelos tubos.



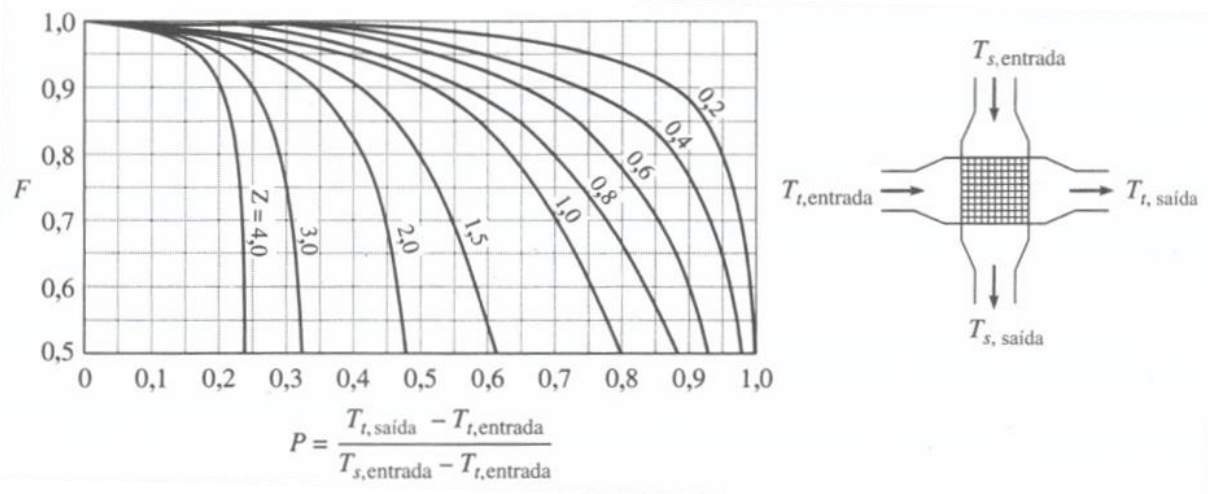
Fonte: KREITH e BOHN (2003).

Gráfico 9: Fator de correção para trocadores de correntes cruzadas com fluido misto no lado da carcaça, fluido não misto com uma passagem pelos tubos.



Fonte: KREITH e BOHN (2003).

Gráfico 10: Fator de correção para trocador de corrente cruzada com dois fluidos não mistos e uma passagem pelos tubos.



Fonte: KREITH e BOHN (2003).

O fator de correção para trocadores de calor casco tubo de escoamento cruzado e multipasse é inferior a uma unidade já para trocadores contracorrente o fator de correção se torna igual a uma unidade (ÇENGEL e GHAJAR, 2012). Na aplicação deste fator não importa se o fluido quente se desloca no lado dos tubos ou da carcaça. Se a temperatura de qualquer um dos fluidos permanecer constante, o sentido de escoamento também é irrelevante, uma vez que F assumirá o valor de uma unidade (KREITH e BOHN, 2003).

Para chegar ao valor real do LMTD é necessário extrair o valor de “ F ” e realizar o produto com o valor calculado de LMTD para correntes opostas. Ou seja, a temperatura média assumira a seguinte forme:

$$\Delta T_{\text{médio}} = LMTD * F \quad (106)$$

Os valores mostrados no eixo “ x ” de cada gráfico são referentes a diferença de temperatura adimensional expressa na equação 107.

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (107)$$

Onde “ T ” e “ t ” se refere as temperaturas no lado do casco e do tubo respectivamente e os subscritos “1” e “2” representa a temperatura de entrada e saída.

O valor expresso pela resolução da equação 107 é uma indicação da efetividade de aquecimento ou arrefecimento, esta pode variar de zero a uma unidade. Para o caso de um dos fluidos apresentar temperatura constante a mesma assume valores menores que um e para a temperatura de entrada do fluido quente igual a temperatura do fluido frio esta assume o valor de uma unidade (KREITH e BOHN, 2003).

As curvas representadas em cada gráfico são expressas pela equação 108 como sendo

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (108)$$

O método do LMTD é indicado para seleção do tamanho do trocador de calor. A tarefa é selecionar um equipamento que satisfaça a necessidade de troca térmica.

O procedimento básico a ser executado nesse método consiste em: selecionar o tipo de trocador de calor, determinar as temperaturas de entrada e saída e a taxa de transferência de calor, calcular a diferença média logarítmica e o fator de correção “*F*”, obter o valor do coeficiente global de troca térmica “*U*” e por fim calcular a área de troca térmica.

O objetivo é alcançado com a escolha de um trocador de calor que atenda a uma área de transferência de calor maior ou igual a área calculada.

2.6.4.2 Método da efetividade (NTU)

Este método consiste em determinar a taxa de transferência de calor e as temperaturas de entrada e saída dos fluidos para vazões e temperaturas pré-determinadas, quando o tipo e o tamanho do trocador de calor não são conhecidos.

Neste o objetivo principal é determinar o desempenho do equipamento ou se o equipamento disponível será capaz de atender as necessidades (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

O método se baseia em um parâmetro adimensional proposto por Kays e London em 1955 que simplificou muito a análise dos trocadores de calor. O mesmo pode ser expresso segundo a equação 109 apresentada a baixo.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\text{máx}}} = \frac{\text{Taxa de transferencia de calor real}}{\text{Taxa de transferencia de calor máxima possível}} \quad (109)$$

A taxa real de transferência pode ser determinada através de um balanço energético dos fluidos quente e frio, expressa por:

$$\dot{Q} = C_c * (T_{c, \text{ saída}} - T_{c, \text{ entrada}}) = C_h * (T_{h, \text{ entrada}} - T_{h, \text{ saída}}) \quad (110)$$

Para determinação da taxa máxima de transferência de calor é preciso verificar que a diferença entre as temperaturas de entrada dos fluidos é a máxima variação de temperatura possível.

Só é possível atingir a taxa máxima de transferência de calor se o fluido frio é aquecido até a temperatura de entrada do fluido quente ou o fluido quente ser resfriado até a temperatura de entrada do fluido frio. Assim a máxima taxa de transferência de calor é dada por: (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

$$\dot{Q}_{\text{máx}} = C_{\text{min}} * (T_{h, \text{ entrada}} - T_{c, \text{ entrada}}) \quad (111)$$

Sendo assim a equação 109 pode ser reescrita da seguinte forma:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\text{máx}}} = \frac{C_c * (T_{c, \text{ saída}} - T_{c, \text{ entrada}})}{C_{\text{min}} * (T_{h, \text{ entrada}} - T_{c, \text{ entrada}})}$$

Ou

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\text{máx}}} = \frac{C_h * (T_{h, \text{ entrada}} - T_{h, \text{ saída}})}{C_{\text{min}} * (T_{h, \text{ entrada}} - T_{c, \text{ entrada}})}$$

A efetividade de um trocador de calor depende da geometria do mesmo e também do arranjo do escoamento. E devido a isso, cada tipo de trocador de calor possui sua forma para relações de efetividade.

A efetividade normalmente envolve o número de unidades de transferência (NTU) expressa como:

$$NTU = \frac{U \cdot A_t}{C_{min}} \quad (112)$$

Onde “ A_t ” é a área de troca térmica. Através da equação 107 é possível concluir que quanto maior o NTU maior será o trocador de calor, uma vez que o valor de NTU é proporcional a área de troca (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

Para análise de trocadores é conveniente também definir a razão entre as capacidades expressa abaixo pela equação 113, uma vez que o seu conhecimento é necessário para posteriormente encontrar o NTU.

$$c = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (113)$$

Na tabela 13 que se segue é possível visualizar algumas relações para efetividade. A efetividade de alguns tipos de trocadores de calor também pode ser obtida por gráficos como os apresentados a seguir. É necessário fazer algumas observações sobre essas relações (ÇENGEL e GHAJAR, 2012):

- 1- O valor da efetividade aumenta consideravelmente com NTU para valores baixos, mas não tão consideravelmente para valores altos. Ou seja, a utilização de trocadores de calor com grande NTU muitas vezes não é recomendado devido à grande dimensão do mesmo.
- 2- Para um dado valor de NTU e uma razão da capacidade o trocador de calor contracorrente apresenta melhor desempenho, em seguida vem o trocador de escoamento cruzado com fluidos sem mistura. Os equipamentos que apresentam menor efetividade são os de escoamento paralelo.
- 3- A efetividade é independente da razão de capacidade para NTU menor que 0,3.

Tabela 13: Algumas relações de efetividade para trocadores de calor.

Tipo de trocador de calor		Relação de efetividade
1	Tubo duplo	
	Escoamento paralelo	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU * (1 + c)]}{1 + c}$
	Contracorrente	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU * (1 - c)]}{1 - c * \exp[-NTU * (1 - c)]}$
2	Casco e tubo	
	Um passe no casco 2, 4 passes nos tubos	$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + c + \sqrt{1 + c^2} * \frac{1 + \exp[-NTU\sqrt{1 + c^2}]}{1 - \exp[-NTU\sqrt{1 + c^2}]} \right\}^{-1}$
3	Escoamento cruzado em um único passe. Com ambos os fluidos sem mistura	$\varepsilon = 1 - \exp\left\{\frac{NTU^{0,22}}{c} * [\exp(-c * NTU^{0,78}) - 1]\right\}$
	$C_{m\acute{a}x}$ com mistura	$\varepsilon = \frac{1}{c} * (1 - \exp[-c * [1 - \exp(-NTU)]])$
	C_{min} sem mistura	
	$C_{m\acute{a}x}$ sem mistura	$\varepsilon = 1 - \exp\left\{\frac{-1}{c} * [1 - \exp(-c * NTU)]\right\}$
C_{min} com mistura		
4	Trocadores de calor com $c=0$	$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$

Fonte: ÇENGEL e GHAJAR (2012).

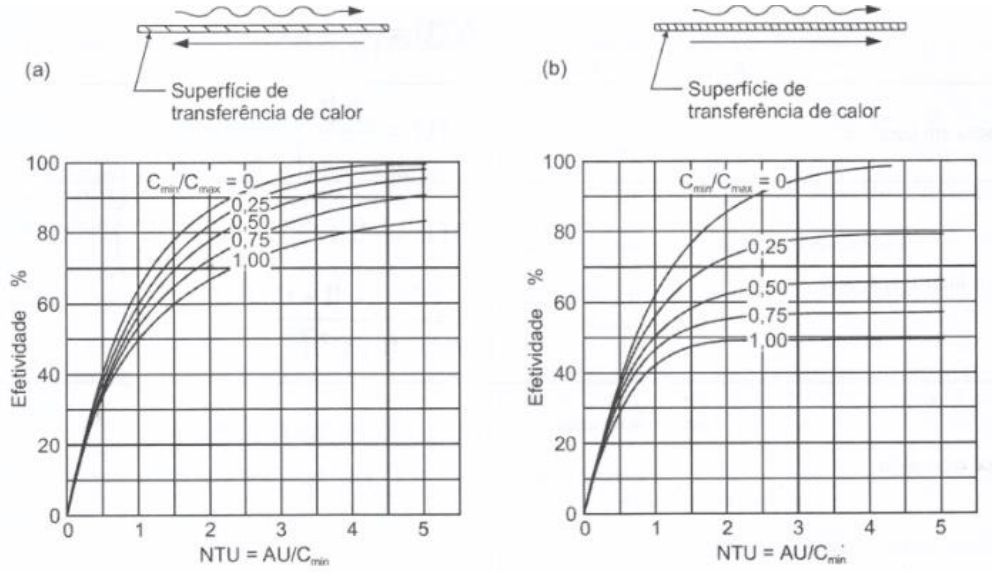
Existem gráficos desenvolvidos para NTU determinar o valor de NTU quando se possui “ ε ” e “ C ” e também equações que podem ser usadas para determinar esses valores, esses são apresentados a seguir pelos gráficos e tabela 14:

Tabela 14: Algumas relações para NTU.

Aranjo	Equação	Observação
Operação em contracorrente	$NTU = \frac{1}{C-1} * \ln\left(\frac{\epsilon-1}{(\epsilon * C)-1}\right)$	para $C < 1$
	$NTU = \frac{\epsilon}{1-\epsilon}$	para $C = 1$
Operação em paralelo	$NTU = -\frac{\ln[1-\epsilon(1+C)]}{1+C}$	
Casco e tubo 1-2, 4,6...	$NTU = -(1+C^2)^{-1/2} * \ln\left(\frac{E-1}{E+1}\right)$	$E = \frac{2/\epsilon - (1+C)}{(1+C^2)^{1/2}}$
Casco e tubo n-2n	$\epsilon = \frac{F-1}{F-C}$	$F = \left[\frac{(\epsilon * C)-1}{\epsilon-1}\right]^{1/n}$
Escoamento cruzado (uma passagem)		
$C_{m\acute{a}x}$ misturado e $C_{m\acute{i}n}$ não misturado	$NTU = -\ln\left[1 + \left(\frac{1}{C}\right) * \ln(1 - \epsilon * C)\right]$	
$C_{m\acute{i}n}$ misturado e $C_{m\acute{a}x}$ não misturado	$NTU = -\left(\frac{1}{C}\right) * \ln[C * \ln(1 - \epsilon) + 1]$	
Todos os trocadores com nulo	$NTU = -\ln(1 - \epsilon)$	

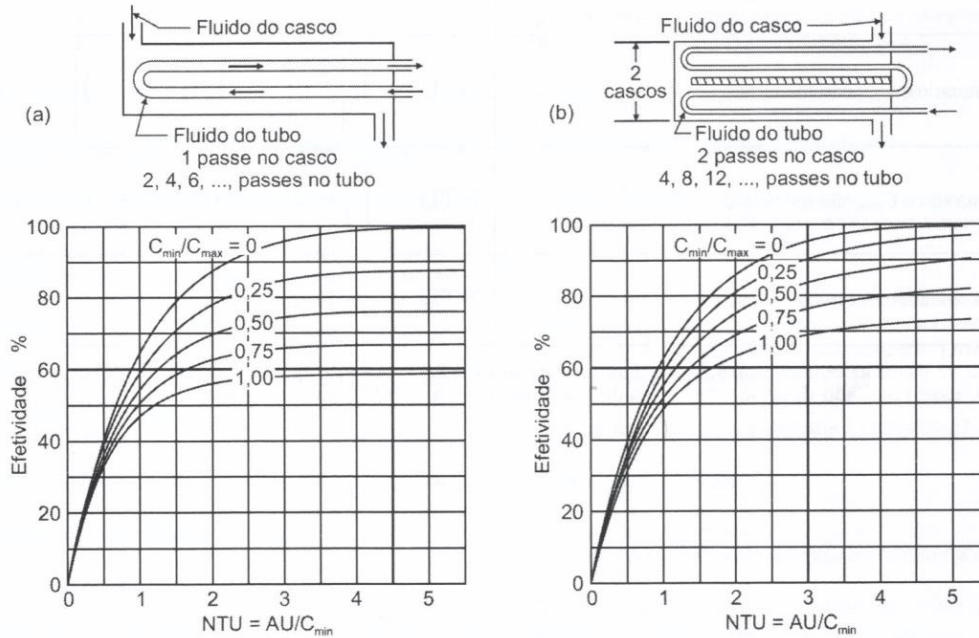
Fonte: (INCROPERA e DEWITT. 2008).

Gráfico 11: Efetividade para trocadores com escoamento em contracorrente e paralelo respectivamente.



Fonte: (INCROPERA e DEWITT. 2008).

Gráfico 12: Efetividade para trocadores com um passe no casco e 2, 4, 6... passes nos tubos e trocador com dois passes no casco e 4, 8, 12... passes nos tubos respectivamente.



Fonte: (INCROPERA e DEWITT. 2008).

2.6.4.3 Método de Kern

O método criado pelo pesquisador Donald Q. Kern em 1965 é sabiamente menos preciso que os demais métodos apresentados, devido sua sistemática para determinar o coeficiente global de transferência de calor no lado do casco ser muito “rústica”, porém esse ainda pode ser utilizado desde que se substitua esse processo por outro mais preciso (ARAUJO, 2011).

Para que seja possível desenvolver os cálculos é necessário que algumas condições sejam conhecidas ou que pelo menos possam ser determinadas posteriormente, sendo elas, as temperaturas de entrada e saída dos fluidos quente e frio e também a vazão mássica dos mesmos (KERN, 1999).

Outras propriedades como o espaçamento entre os tubos, diâmetros, disposição dos fluidos podem ser especificados pela prática industrial ou determinados através da literatura (KERN, 1999).

A aplicação deste método consiste primeiramente em realizar o balanço energético dos fluidos quente e frio através das equações 104 e 105. Realizado o balanço energético deve ser determinada a temperatura real, para isso deve-se aplicar a diferença média logarítmica de temperatura, como feito anteriormente na seção 2.6.4.1 através da equação 41 e também determinar o fator de correção “ F ” (KERN, 1999).

É necessário supor um valor para o coeficiente global de transferência de calor com ajuda da tabela 15 para que seja possível determinar a área da superfície através da equação 114 (KERN, 1999):

$$A_s = \frac{Q}{U_d \cdot \Delta T_{lm}} \quad (114)$$

É interessante supor um valor alto visto que isso possibilita chegar a superfície mínima requerida.

Tabela 15: Valores aproximados para coeficiente global.

Fluido Quente	Fluido Frio	U_d (W/m ² K)
Água	Água	1420-2840
Soluções aquosas	Soluções aquosas	1420-2840
Orgânicos leves	Orgânicos leves	227-425
Orgânicos médios	Orgânicos médios	113-340
Orgânicos pesados	Orgânicos pesados	57-227
Orgânicos pesados	Orgânicos leves	170-340
Orgânicos leves	Orgânicos pesados	57-227

Fonte: Adaptado de (KERN, 1999).

Onde na tabela:

- Os orgânicos leves são líquidos com viscosidade menor que “0,5 mPa * s”. Incluindo benzeno, tolueno, acetona, etanol, metil-etil-cetona, gasolina, querosene leve e nafta.
- Os orgânicos médios são líquidos com viscosidade entre ” 0,5 – 1,0 mPa * s”. Incluindo querosene, óleo absorvedor, gásóleo quente, óleo absorvedor quente e alguns óleos brutos.
- E os orgânicos pesados são os que possuem viscosidade acima de “1,0 mPa * s”. Incluindo gásóleo frio, óleos lubrificantes, óleos combustíveis, óleos brutos reduzidos, alcatrão e asfalto.

Tendo a área determina-se então o número de tubos do trocador. Deve-se entrar na tabela 16 com o diâmetro desejado para os tubos.

Tabela 16: Dados sobre tubos utilizados em trocadores de calor.

D_e (mm)	BWG	Espessura da parede (mm)	D_i (mm)	Área de escoamento por tubo mm ²
12,7	12	2,768	7,163	40,323
	14	2,108	8,484	56,516
	16	1,651	9,398	69,419
	18	1,245	10,211	81,935
	20	0,889	10,922	93,548
19,05	10	3,404	12,243	117,419
	11	3,048	12,954	131,613
	12	2,769	13,513	143,871
	13	2,413	14,224	159,355
	14	2,108	13,919	172,903
	15	1,829	15,392	186,451
	16	1,651	15,748	194,838
	17	1,473	16,104	202,580
25,4	18	1,245	16,561	215,483
	8	4,191	17,018	229,032
	9	3,759	17,882	250,967
	10	3,404	18,593	271,612
	11	3,048	19,304	293,548
	12	2,769	19,863	309,032
	13	2,413	20,574	332,257
	14	2,108	21,184	352,257
	15	1,829	21,742	371,612
	16	1,651	22,098	383,225
	17	1,473	22,454	395,483
31,75	18	1,245	22,911	412,257
	8	4,191	23,368	429,031
	9	3,759	24,232	460,644
	10	3,404	24,943	488,386
	11	3,048	25,654	516,128
	12	2,769	26,162	539,354
	13	2,413	26,924	570,321
	14	2,108	27,432	595,483
	15	1,829	28,194	619,354
	16	1,651	28,448	635,483
	17	1,473	28,702	651,612
38,1	18	1,245	29,210	670,966
	8	4,191	29,718	693,547
	9	3,759	30,480	735,482
	10	3,404	31,242	767,740
	11	3,048	32,004	806,450
	12	2,769	32,512	832,256
	13	2,413	33,274	870,966
	14	2,108	33,782	903,224
	15	1,829	34,544	929,030
	16	1,651	34,798	948,385
	17	1,473	35,052	967,740
	18	1,245	35,560	993,546

Fonte: Adaptado de (KERN, 1999).

É importante que o diâmetro dos tubos é encontrado comercialmente em polegadas, porém, para padronização das unidades e maior facilidade serão utilizados valores em milímetros.

$$N_t = \frac{A_s}{\pi * D_e * L} \quad (115)$$

Supondo então um número plausível de tubos através da equação 115 para que se atenda a queda de pressão permitida é necessário selecionar o trocador de calor que tenha o número de tubos aproximado usando a tabela 17 (KERN, 1999).

Tabela 17: Contagem dos tubos para disposição em passo quadrado.

D_e de 19,05 mm com passo quadrado de 25,4 mm						D_e de 25,4 mm com passo quadrado de 31,75 mm					
D_i da carcaça	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P	D_i da carcaça	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
203,2	32	26	20	20		203,2	21	16	14		
254	52	52	40	36		254	32	32	26	24	
304,8	81	76	68	68	60	304,8	48	45	40	38	36
336,55	97	90	82	76	70	336,55	61	56	52	48	44
387,35	137	124	116	108	108	387,35	81	76	68	68	64
438,15	177	166	158	150	142	438,15	112	112	96	90	82
488,95	224	220	204	192	188	488,95	138	132	128	122	116
539,75	277	270	246	240	234	539,75	177	166	158	152	148
590,55	341	324	308	302	292	590,55	213	208	192	184	184
635	413	394	370	356	346	635	260	252	238	226	222
685,8	481	460	432	420	408	685,8	300	288	278	268	260
736,6	553	526	480	468	456	736,6	341	326	300	294	286
787,4	657	640	600	580	560	787,4	406	398	380	368	358
838,2	749	718	688	676	648	838,2	465	460	432	420	414
889	845	824	780	766	748	889	522	518	488	484	472
939,8	934	914	886	866	838	939,8	596	574	562	544	532
990,6	1049	1024	982	968	948	990,6	665	644	624	612	600
D_e de 31,75 mm com passo quadrado de 39,69 mm						D_e de 38,1 mm com passo quadrado de 51,67 mm					
D_i da carcaça	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P	D_i da carcaça	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
254	16	12	10								
304,8	30	24	22	16	16	304,8	16	16	12	12	
336,55	32	30	30	22	22	336,55	22	22	16	16	
387,35	44	40	37	35	31	387,35	29	29	25	24	22
438,15	56	53	51	48	44	438,15	39	39	34	32	29
488,95	78	73	71	64	56	488,95	50	48	45	43	39
539,75	96	90	86	82	78	539,75	62	60	57	54	50
590,55	127	112	106	102	96	590,55	78	74	70	66	62
635	140	135	127	123	115	635	94	90	86	84	78
685,8	166	160	151	146	140	685,8	112	108	102	98	94
736,6	193	188	178	174	166	736,6	131	127	120	116	112
787,4	226	220	209	202	193	787,4	151	146	141	138	131
838,2	258	252	244	238	226	838,2	176	170	164	160	151
889	293	287	275	268	258	889	202	196	188	182	176
939,8	334	322	311	304	293	939,8	224	220	217	210	202
990,6	370	362	348	342	336	990,6	252	252	237	230	224

Fonte: Adaptado de (KERN, 1999).

Encontrado o número de tubos é necessário então realizar a correção do valor suposto para o coeficiente global para isso basta entrar com a quantidade de tubos e o diâmetro externo dos tubos novamente na equação 115 onde encontra-se um novo valor para área superficial do trocador. Encontrada a área basta aplicar a mesma na equação 114 e obter o valor do coeficiente global corrigido (KERN, 1999).

Nesse ponto se definido o espaçamento entre as chicanas todo trocador estará definido. Bastando apenas verificar se este é viável ou não. Para isso é necessário analisar o coeficiente convectivo do lado dos tubos e do casco e verificar se estes atendem as exigências de queda de pressão.

Para o lado dos tubos com fluido operando em regime turbulento pode-se utilizar a equação 116.

$$Nu = 0,027 * R_e^{0,8} * Pr^{1/3} * \left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0,14} \quad (116)$$

Essa apresentou um erro entre 15% e 10% do real para números de Reynolds acima de 10000 (KERN, 1999).

Para o caso em que sem tem escoamento laminar no interior dos tubos é utilizada a equação 117.

$$Nu = 1,86 * \left[R_e * Pr * \left(\frac{d_i}{L}\right) \right]^{1/3} * \left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0,14} \quad (117)$$

Onde “L” é a trajetória da do líquido antes deste entrar no estado de escoamento em transição. Esta equação apresentou desvio médio de $\pm 12\%$ para números de Reynolds de 100 a 2100 (KERN, 1999).

Ambas as equações apresentadas podem ser usadas para líquidos orgânicos, soluções aquosas, gases, porém não são recomendadas para água devido ao grande desvio obtido nos resultados.

Para fluido escoando no lado do casco deve-se utilizar a equação 118 apresentada a seguir que expressa com bastante exatidão valores do coeficiente convectivo para Reynolds de 2000 a 1000000 (KERN, 1999).

$$Nu = 0,36 * R_e^{0,55} * Pr^{1/3} * \left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0,14} \quad (118)$$

Onde o número de Reynolds é definido pela equação 24 como sendo:

$$Re = \frac{\dot{m} * D_h}{\nu}$$

E o diâmetro hidráulico no lado do casco pode ser conforme as equações 119 e 120.

$$D_h = \frac{4*(P_t^2 - \pi*d_e^2/4)}{\pi*d_o} \quad (119)$$

Onde “ P_t ” é o espaçamento dos tubos, essa equação é válida para arranjo quadrado. Para tubos em arranjo triangular o diâmetro hidráulico é dado pela equação 120 (KERN, 1999):

$$D_h = \frac{4*\left(\frac{P^2*\sqrt{3}}{4} - \frac{\pi*d_e^2}{8}\right)}{\pi*d_e/2} \quad (120)$$

As equações para o coeficiente convectivo apresentadas podem ser apresentadas de forma gráfica pela equação 121 como sendo:

$$j_h = \left(\frac{h_i*d_i}{k}\right) * (Pr)^{-1/3} \quad (121)$$

Onde “ $\left(\frac{h_i*d_i}{k}\right)$ ” deve ser analisada conforme o escoamento.

Em Kern (1999) é possível visualizar nas figuras 24 e 28 o coeficiente “ j_h ” para o lado dos tubos e do casco respectivamente. Aqui a representação gráfica será descartada devido a imprecisão dos dados e será dado foco na resolução da equação.

Caso a equação 121 seja utilizada as equações 116 e 117 assumirão a forma das equações 122 e 123 respectivamente. Nelas as variáveis devem ser obtidas levando em consideração as características do lado do casco e do lado dos tubos.

$$h_i = j_h * \frac{k}{d_e} * Pr^{1/3} * \left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0,14} \quad (122)$$

$$h_e = j_h * \frac{k}{d_e} * \left(\frac{C_p * \mu}{k}\right)^{1/3} * \left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0,14} \quad (123)$$

Onde para efeitos práticos a correção da viscosidade “ $\left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0,14}$ ” pode ser considerada igual a 1.

Tendo os coeficientes interno e externo definidos é necessário então realizar o cálculo da área de escoamento “ a_e ” do lado do casco e dos tubos sendo elas definidas pelas equações 124 e 125 respectivamente.

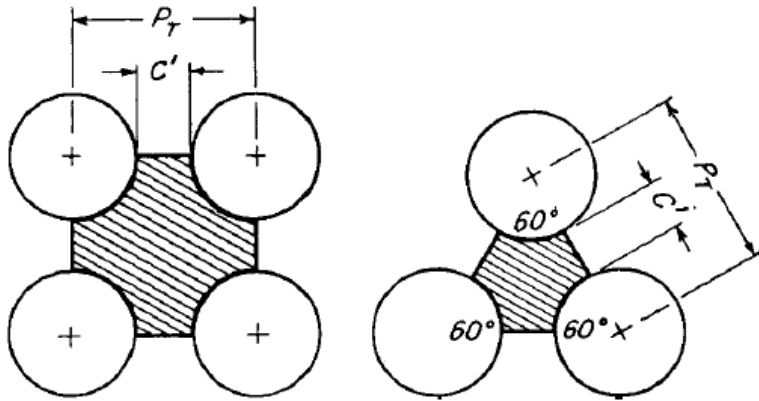
$$a_e = \frac{D_s * C' * B}{P_t * 144} \quad (124)$$

Onde deve ser arbitrado um valor para “ B ” e em seguida ver se esta irá respeitar a queda de pressão do projeto (KERN, 1999).

$$a_e = \frac{N_t * a_t}{144 * n} \quad (125)$$

Onde “ D_s ” é o diâmetro interno do casco, “ C' ” é o espaço vazio entre os tubos, “ B ” é o espaço entre os defletores, “ P_t ” é o diâmetro do tubo mais o espaço vazio, “ N_t ” é o número de tubos, “ a_t ” é a área de escoamento (tabela 16) e “ n ” número de passos nos tubos.

Figura 23: Representação esquemática de como obter os valores de “ P_t ” e “ C' ”.



Fonte: Kern, 1999.

Corrigir então o “ h_i ” para área externa utilizando a tabela 16 para obter os valores de “ D_e ” e “ D_i ” para aplicá-los na equação 126 (KERN, 1999).

$$h_{io} = h_i * \frac{D_e}{D_i} \quad (126)$$

Com isso é possível realizar o cálculo da queda de pressão em ambos os lados do trocador de calor para verificar se estes estão dentro do nível aceitável de projeto. Para isso utilizar-se das equações 127 e 128 para o lado do casco e do tubo respectivamente (KERN, 1999).

$$\Delta P = \frac{f * \dot{m}^2 * D_e * \left(\frac{12 * L}{B}\right)}{5,22 * 10^{10} * D_h * \left(\frac{\rho}{\rho_s}\right) * \left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0,14}} \quad (127)$$

$$\Delta P = \frac{f * \dot{m}^2 * L * \eta}{5,22 * 10^{10} * d_i * \left(\frac{\rho}{\rho_s}\right) * \left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0,14}} \quad (128)$$

Verificada a validade da queda de pressão é possível dar sequência ao dimensionamento do trocador através do cálculo do coeficiente global de transferência de calor limpo “ U_c ” através da equação 129 (KERN, 1999):

$$U_c = \frac{h_{io} * h_e}{h_{io} - h_e} \quad (129)$$

É necessário também calcular o fator de incrustação calculado “ R_d ” pela equação 130:

$$R_d = \frac{U_c - U_d}{U_c * U_d} \quad (130)$$

É preciso então obter o valor do fator de incrustação real da instalação e compará-lo com o valor calculado. Se “ $R_d > R_{real}$ ” o trocador de calor é viável (KERN, 1999).

Como visto anteriormente na seção 2.6.3 o TEMA é responsável pela publicação de tabelas para o fator de incrustação para diversos fluidos. Porém é recomendado que sejam utilizados valores baseados em experimentos ou com base na experiência adquirida (VALLE, 2012).

2.6.5 Considerações importantes sobre a seleção de equipamentos de troca térmica

Como é possível observar trocadores de calor são equipamentos complexos e tudo que foi estudado até o presente momento deve ser aplicado de forma cuidadosa para que seja possível selecionar o melhor equipamento para utilização. Çengel e Ghajar (2012) afirmam que o valor calculado do coeficiente global de transferência de calor pode exceder em 30% o valor real, e por esse motivo é muito comum superestimar o dimensionamento desse equipamento com o objetivo de evitar problemas.

Outro problema a ser levado em consideração é o aumento da queda de pressão que ocorre devido ao aumento da troca térmica e resulta na necessidade de uma maior potência de bombeamento. Com isso é necessário avaliar se o aumento da transferência térmica compensa o aumento em relação ao custo causado pela queda de pressão (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

Hoje com os muitos tipos de equipamentos no mercado é necessário ter muito cuidado na hora de escolher qual equipamento é o mais adequado. Para isso devem ser analisados vários fatores como os que se seguem.

2.6.5.1 Taxa de transferência de calor

A taxa e transferência de calor é o fator mais importante ao se selecionar um trocador de calor. O mesmo deve ser capaz de transferir calor em uma taxa especificada, com o objetivo de que o fluido alcance a variação desejada na temperatura com uma vazão já especificada (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

2.6.5.2 Custo

É muito comum um cliente que solicita o projeto de um trocador de calor estipular um limite no orçamento disponível para desenvolver o projeto. Um trocador de calor padrão, que seria um modelo que já é vendido comercialmente é muito mais barato do que um equipamento feito sobre encomenda.

Custos de manutenção e custos operacionais também devem ser analisados na escolha (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

2.6.5.3 Potência de bombeamento

Nesse tipo de equipamento os fluidos são forçados a escoar através de dispositivos que consomem energia elétrica. Com o aumento significativo que de energia que ocorreu nos últimos anos esse é um fator que deve ser estudado cuidadosamente.

A velocidade dos fluidos pode variar de 0,7 a 7 m/s para líquidos e de 3 a 30m/s para gases. Velocidades baixas são recomendadas para evitar problemas como erosão, vibração, ruídos e perda de pressão (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

2.6.5.4 Dimensão e peso

O tamanho de um trocador de calor é outro fator a ser analisado uma vez que o mesmo pode não caber no espaço disponível. Esse é um fator muito importante para trocadores da indústria automotiva e aeronáutica que buscam

aproveitar da melhor forma o espaço disponível e com o menor peso possível (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

2.6.5.5 Tipos de trocadores de calor e materiais de construção

O tipo do equipamento depende principalmente do tipo de fluido a ser utilizado e também da aplicação a que este será submetido.

Os materiais de construção devem ser outro fator a ser estudado uma vez que a pressões ou temperaturas altas o material pode não resistir e sofrer dilatação. No caso de utilizar fluidos corrosivos o material construtivo também deve ser estudado a não ser que quisesse investir em equipamentos de baixo custo e substituí-los com frequência (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

3 METODOLOGIA

Segundo Çengel e Ghajar (2012), trocadores de calor são equipamentos complicados, e por isso deve-se tomar cuidado com o coeficiente global de transferência que pode exceder 30% do valor previsto. Devido a isso é comum os engenheiros superestimarem o dimensionamento desse tipo de equipamento com a finalidade de evitar problemas futuros, por esse motivo será realizada uma revisão sobre como obter esse coeficiente de transferência de calor e sobre os aspectos possam a vir influenciar em seu valor. Depois de feita a revisão será realizada a análise de cada elemento que influencia este aumento para que então possam ser desenvolvidos métodos de dimensionamento que sejam capazes de nos indicar com maior precisão o equipamento a ser usado.

Este aumento do coeficiente de transferência de calor é geralmente acompanhado por um aumento na queda de pressão e a necessidade de uma maior potência de bombeamento. Devido a isso será estudado até que ponto esse aumento da transferência de calor é benéfico em relação ao custo adicional que o acompanha.

Serão feitas considerações sobre como os fluídos impactam neste coeficiente de transferência, levando em consideração fatores como, incrustação, temperaturas de ebulição e condensação, entre outros fatores. Outro fator que impacta muito são as limitações orçamentárias e por esse motivo se faz necessário analisar esses fatores e indicar como melhorar o processo de dimensionamento para que possa se obter uma maior relação de custo benefício ao final do projeto.

5 RESULTADOS E DISCUÇÕES

Nesta seção são apresentados os resultados obtidos a partir das simulações geradas através dos métodos de cálculo apresentados levando em consideração dois tipos de trocador de calor, sendo eles, casco e tubo e tubo duplo.

Para tais simulações foram utilizados os dados listados na tabela 18, considerando os fluidos de trabalho sendo água e óleo.

Tabela 18: Condições do sistema para simulação.

Propriedades	Água	Óleo
Temperatura de entrada	15°C	120°C
Temperatura de saída	75°C	46,48°C
Vazão mássica	0,5kg/s	0,8kg/s
Calor específico	4180J/kg°C	2132J/kg°C

Fonte: Autor.

Como primeira problemática do dimensionamento pelos métodos estudados tem-se a obtenção dos dados do ambiente onde esses serão instalados, se o cliente tem espaço suficiente disponível para instalação e se os dados de temperatura de entrada e saída e vazões mássicas foram obtidos de forma válida e confiável, uma vez que, dados pouco confiáveis podem vir a acarretar erros de dimensionamento que envolve o superdimensionamento ou subdimensionamento do equipamento, que pode levar a custos muitos elevados ou mesmo não atender os parâmetros pré-estabelecidos. Outro fator que deve ser levado em consideração é se o dimensionamento está sendo feito para posteriormente se obter um equipamento já

disponível no mercado ou se este fará parte de um novo projeto a ser comercializado.

5.1 SIMULAÇÃO DE UM TROCADOR DO TIPO DUPLO TUBO

Para dimensionar esse tipo de equipamento primeiro é necessário fazer algumas considerações a respeito do sentido de fluxo dos fluidos, material dos tubos e propriedades dos fluidos em questão (água e óleo). Na tabela 19 serão apresentadas as propriedades dos fluidos estudados nesse dimensionamento, é importante que esses dados podem ser obtidos através de tabelas apresentadas em diferentes literaturas e esses valores podem divergir, mesmo que pouco, de autor para autor.

Tabela 19: Propriedades dos fluidos utilizados na simulação.

Propriedades	Água	Óleo
ρ	990,1 kg/m ³	852 kg/m ³
k	0,637 W/mK	0,138 W/mK
Pr	3,91	499,3
ν	0,00000602 m ² /s	0,00003794 m ² /s

Fonte: ÇENGEL e GHAJAR (2012).

Além das propriedades apresentadas deve-se considerar, tubulação de cobre ($k=401\text{W/mK}$) com diâmetro interno de 2cm, diâmetro externo de 2,2cm e que não existam perdas para o ambiente.

Como primeiro passo para o dimensionamento do coeficiente global de transferência de calor é necessário determinar o coeficiente interno de transferência de calor " h_i ". Este pode ser determinado pela equação 45 apresentada anteriormente. Na equação é possível observar que já se possui o diâmetro hidráulico da tubulação, uma vez que este é igual ao diâmetro da tubulação para o caso de uma seção transversal circular, se conhece também o coeficiente de condução de calor do fluido, faltando apenas determinar o número de Nusselt para esta situação. É importante que este depende essencialmente do número de Reynolds que pode ser obtido pela equação 24 e do número de Prandtl que pode ser determinado pela equação 27 ou por tabelas presentes na literatura.

Recomenda-se que ao obter as propriedades dos fluidos se tenha um cuidado muito grande para que não sejam anotados valores errados e também que essas sejam obtidas todas de uma mesma literatura para que não ocorram divergências nos cálculos. Com o que foi estudado é possível através da equação 24 chegar ao número de Reynolds abaixo:

$$R_e = 534900$$

Ao obter o número de Reynolds é possível determinar a faixa de escoamento em que este fluido se encontra, logo ao entrarmos com o valor calculado na tabela 3 verifica-se que este fluido apresenta escoamento turbulento completamente desenvolvido. Desta forma basta encontrar a equação mais adequada para o número de Nusselt que nesse caso será a equação 52:

$$Nu = 0,023 * Re^{0,8} * Pr^n$$

Nesta sabe-se que a variável “n” pode assumir dois valores, que são, 0,4 para aquecimento e 0,3 para resfriamento do fluido. No caso é possível verificar na tabela 18 que o fluido analisado no momento, a água, recebe calor do óleo, logo neste caso utiliza-se “n=0,4”. Sendo assim basta aplicar os valores a equação 52 e encontra-se o valor de Nusselt como sendo:

$$Nu = 240,55$$

Bastando então voltar a equação 45 onde será obtido o valor do coeficiente convectivo interno como sendo:

$$h_i = 7661,72 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Na sequência é necessário então determinar o coeficiente convectivo externo, ou seja, o coeficiente de troca por convecção do óleo. Seguindo o mesmo procedimento inicial encontra-se o número de Reynolds como sendo:

$$R_e = 630$$

Nesse caso o número de Nusselt pode ser consultado na tabela 11 considerando um escoamento laminar completamente desenvolvido com uma superfície isolada e outra isotérmica. Desta forma através de interpolação chega-se a:

$$Nu = 5,45$$

O coeficiente convectivo externo é também calculado através da equação 45 sendo assim este assume o valor de:

$$h_e = 75,2 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Até o momento considerou-se um trocador de calor onde não existem meios que venham a diminuir sua capacidade térmica. Porém, um trocador de calor sempre ira sofrer com problemas que irão afetar seu desempenho. Um desses problema é a incrustação que se forma no interior e exterior dos tubos e age como um isolante térmico, impedindo que o calor seja trocado entre os fluidos.

Para realizar esse cálculo é necessário ter conhecimento do diâmetro interno do tubo " D_i ", diâmetro externo do tubo " D_e ", comprimento do tubo " L ", a condutividade térmica do material " k " e fatores de incrustação interno " R_i " e externo do tubo " R_e ". Sendo assim possível calcular a resistência térmica total do trocador que possibilita posteriormente o cálculo do coeficiente global de transferência de calor.

É importante salientar que é possível desconsiderar o cálculo da incrustação no dimensionamento, mas deve-se ter consciência de que fazendo isso pode-se no futuro, quando começarem a se formar depósitos nos tubos o trocador não ser mais capaz de trabalhar com a mesma eficiência térmica, podendo até não conseguir suprir a demanda de troca de calor. Por isso é importante sempre considerar esse fator.

O valor da resistência térmica da incrustação pode ser obtido em diferentes manuais, porém existe grande incerteza nos valores fornecidos uma vez que esses manuais ocultam muitas informações importantes de como esses dados foram obtidos. É recomendado então que se possível esses dados sejam determinados

através de ensaios de laboratório ou através da experiência obtida com os dimensionamentos já feitos. Para efeito de exemplificação serão adotados valores empíricos para incrustação, na tabela 20 estão apresentados os dados necessários para o cálculo.

Tabela 20: Dados necessários para cálculo da resistência térmica total.

R_i	0,0004 m ² K/W
R_e	0,0001 m ² K/W
D_i	2 cm
D_e	2,2 cm
L	1 m
k	401 W/mK

Fonte: Autor.

Como primeiro passo deve-se encontrar a área ocupada pelos depósitos dentro e fora do tubo:

$$A_i = \pi * D_i * L \rightarrow A_i = \pi * 0,02 * 1 \rightarrow A_i = 0,0683 \text{ m}^2$$

$$A_e = \pi * D_e * L \rightarrow A_e = \pi * 0,022 * 1 \rightarrow A_e = 0,06911 \text{ m}^2$$

Com isso basta utilizar a equação 100 para chegar ao valor da resistência térmica total, onde aplicando os valores chega-se a:

$$R_T = 0,00993 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{W}$$

Sabe-se que o coeficiente global total é dado pelo somatório dos coeficientes de transferência de calor interno e externo aos tubos. Dessa forma através das equações 98 e 99 chega-se ao valor de “ U ” como sendo:

$$U = 3060,11 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}$$

Nesse ponto termina o dimensionamento do coeficiente global de transferência de calor para esse trocador de calor. Nas próximas seções serão apresentados dois métodos para se determinar a área superficial necessária para que o trocador de calor consiga suprir a demanda de energia.

5.1.2 Aplicando o método LMTD para um trocador de calor duplo tubo

Em primeiro lugar recomenda-se analisar a equação básica dos trocadores de calor (equação 97) e verificar quais informações faltam para que seja possível determinar a área superficial necessária. Verifica-se que será preciso determinar a quantidade de energia trocada “ Q ” e o diferencial logarítmico de temperatura “ ΔT_{lm} ”. Para determinar esses valores é importante ter conhecimento das temperaturas de entrada e saída de cada fluido bem como a vazão de cada um deles. Na tabela 21 são apresentados os valores utilizados para exemplificar o dimensionamento.

Tabela 21: Informações necessárias para cálculo de um trocador de calor.

Propriedades	Água	Óleo
T_e	15 °C	120 °C
T_s	75 °C	?
\dot{m}	0,5 kg/s	0,8 kg/s

Fonte: Autor.

Das seis variáveis apresentadas na tabela 21 é necessário conhecer pelo menos cinco delas para que seja possível dar continuidade ao dimensionamento. Nesse caso a temperatura de saída “ T_s ” do óleo será determinada através do balanço de energia onde a energia trocada entre os dois fluidos deve ser igual, ou seja, a energia que a água recebe tem de ser igual à que o óleo fornecesse, portanto:

$$Q_{\text{água}} = Q_{\text{óleo}}$$

Dessa forma através da equação 105 determina-se a quantidade de calor recebido pela água, onde:

$$Q_{\text{água}} = 0,5 * 4180 * (75 - 15) \rightarrow Q_{\text{água}} = 125400W$$

Com isso basta utilizar a mesma metodologia para o óleo, levando em consideração igualdade entres o calor trocado entre eles e isolando a variável “ T_s ” e:

$$Q_{\text{óleo}} = \dot{m}_{\text{óleo}} * C_{p\text{óleo}} * \Delta T_{\text{óleo}}$$

Desta forma:

$$125400 = 0,8 * 2132 * (120 - T_s) \rightarrow T_s = 46,48^\circ C$$

A partir desse ponto se torna possível a aplicação para encontrar o diferencial logarítmico de temperatura do sistema (ΔT_{lm} ou $LMTD$), através da equação 41, onde aplicando os valores chega-se a:

$$LMTD = \frac{(120 - 75) - (46,48 - 15)}{\ln \left[\frac{(120 - 75)}{(46,48 - 15)} \right]} \rightarrow LMTD = 37,84^\circ C$$

Com isso é necessário verificar se é preciso aplicar o fator de correção “F” ao cálculo do trocador. Para isso é fundamental ter cuidado ao obter dos valores de “R” e “P” que são necessários para chegar ao valor de “F” através da análise gráfica. Ambos os valores podem ser obtidos através das equações 107 e 108 da seguinte forma:

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \rightarrow P = \frac{75 - 15}{120 - 15} \rightarrow P = 0,57$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \rightarrow \frac{120 - 46,48}{75 - 15} \rightarrow R = 1,22$$

Agora com os valores é necessário retornar aos gráficos 7 a 10 e verificar segundo o tipo de trocador qual destes deverá utilizar. Neste caso foram usados gráficos

retirados de (KREITH, 2003) porém esses dados podem ser obtidos em muitas outras literaturas bem como em softwares especializados. É importante ter muita atenção ao realizar a aplicação desses dados para retirada do fator de correção uma vez que esta irá impactar diretamente no tamanho do trocador de calor. Nesse caso o mais adequado para aplicação estudada é o gráfico 10 onde se obteve:

$$F = 0,78$$

Com isso basta realizar a aplicação dos valores na equação 97 isolando a variável da área superficial:

$$125400 = 3060,11 * A_s * 37,84 * 0,78 \rightarrow A_s = 1,13m^2$$

A valor calculado representa a área necessária de troca para que estes fluidos sejam capazes de trocar os 125400 watts de energia calculados para situação proposta.

5.1.3 Aplicando o método da efetividade para um trocador duplo tubo.

Anteriormente utilizou-se para analisar um trocador de calor o método do LMTD, que para situações onde se conhece as temperaturas de entrada e saída dos fluidos ou pode-se determina-las através do balanço energético, é bastante adequado e de fácil aplicação. No entanto quando em situações em que se conhece somente as temperaturas de entrada do fluido esse método se torna iterativo. Nessas situações a aplicação do método da efetividade é mais facilmente aplicável.

Para iniciar o cálculo deve-se levar em consideração a equação 112 onde é necessário encontrar os valores das variáveis que faltam para que seja possível determinar o valor da área superficial.

Para este caso em específico será utilizado o mesmo trocador de calor apresentado no método do LMTD não sendo necessário realizar o cálculo do coeficiente global de transferência de calor, onde esse como já visto assume o valor de:

$$U = 3060,11 W/m^2K$$

Dessa forma é apenas necessário determinar a mínima capacidade térmica entre os fluidos “ C_{min} ” e o número de unidades de transferência “ NTU ”.

Para determinar o “ C_{min} ” é necessário realizar o balanço energético de cada fluido e determinar a capacidade térmica de cada um deles para então saber qual destes será o valor limitante, para isso utiliza-se a equação 110. Nesta é possível observar que “ C ” é função da razão entre o calor específico e a vazão mássica dos fluidos, ou seja:

$$C = \dot{m} * C_p$$

Onde realizando a aplicação das propriedades do fluido quente e frio (água e óleo) encontra-se:

$$C_c = 0,5 * 4180 \rightarrow C_c = 2090 \text{ W/}^\circ\text{C}$$

$$C_h = 0,8 * 2132 \rightarrow C_h = 1705,6 \text{ W/}^\circ\text{C}$$

Verifica-se então que neste caso o fluido quente será o fluido com menor capacidade térmica. Sendo necessário determinar taxa máxima de transferência de calor expressa pela equação 111 onde se obtém:

$$\dot{Q}_{m\acute{a}x} = 1705,6 * (120 - 15) \rightarrow \dot{Q}_{m\acute{a}x} = 179088 \text{ W}$$

Com isso é através da equação 109 determina-se a efetividade da transferência de calor. Onde o valor da taxa de transferência de calor que foi determinado anteriormente no método do LMTD como sendo:

$$\dot{Q} = 125400 \text{ W}$$

Desta forma ao aplicar os valores a equação chega-se a:

$$\varepsilon = \frac{125400}{179088} \rightarrow \varepsilon = 0,7$$

Para que seja possível chegar ao número de unidades de transferência é necessário ainda calcular a razão entre as capacidades dos fluidos:

$$C = \frac{C_{min}}{C_{máx}} \rightarrow C = \frac{1705,6}{2090} \rightarrow C = 0,82$$

Desta forma basta entrar com os valores de “ ε ” e “ C ” no gráfico adequado ou realizar o cálculo com base nas equações da tabela 14. É importante ressaltar que a análise manual através dos gráficos pode gerar incertezas consideráveis no valor obtido e, portanto, é recomendado utilizar os mesmos somente quando a verificação é feita de forma computacional.

Nesse caso será utilizado a equação da tabela 14 para um trocador de calor com operação em contracorrente com $C < 1$. Onde ao aplicar os dados chega-se a:

$$NTU = \frac{1}{0,82 - 1} * \ln\left(\frac{0,7 - 1}{(0,7 * 0,82) - 1}\right) \rightarrow NTU = 1,948$$

Feito isso basta voltar a equação 112 e aplicar os valores encontrados:

$$NTU = \frac{U * A_t}{C_{min}} \rightarrow 1,948 = \frac{3060,11 * A_t}{1705,6} \rightarrow A_t = 1,085 \text{ m}^2$$

Da mesma que para o método do LMTD a área de troca aqui calculada representa a área superficial necessária para que os fluidos consigam realizar a troca térmica.

5.2 DIMENSIONAMENTO DE UM TROCADOR DE CALOR CASCO E TUBO

Para esse tipo de equipamento primeiro são necessárias algumas considerações sobre o sentido de fluxo dos fluidos, material dos tubos, a quantidade de passes nos tubos e no casco, e as propriedades dos fluidos em questão (água e óleo). Existe na literatura muitos métodos propostos para determinar essas características, uma vez que o objetivo é analisar somente o dimensionamento a

partir dos métodos da efetividade, LMTD, não será explanado sobre, porém recomenda-se consultar ARAÚJO (2011).

Nesse caso será dimensionado um trocador de calor casco e tubo de corrente cruzada com tubos escalonados sendo um passe no casco e um passe nos tubos. Os tubos são de cobre com diâmetro externo de 2,2cm, diâmetro interno de 2cm e comprimento de 1m, estes têm passo longitudinal e transversal de 5cm em ambas as direções com 5 tubos longitudinais e 6 tubos transversais, o fluido. As características apresentadas na tabela 22 devem ser analisadas na temperatura média aritmética.

Tabela 22: Propriedades dos fluidos utilizados na simulação do trocador de calor casco e tubo

Propriedades	Água	Óleo
T_e	15 °C	120 °C
T_s	75 °C	?
$T_{méd}$	45°C	80°C
ρ	991,1 kg/m ³	852 kg/m ³
k	0,637 W/mK	0,138 W/mK
Pr	3,91	499,3
ν	0,00000602 m ² /s	0,00003794 m ² /s
\dot{m}	0,5 kg/s	0,8 kg/s

Fonte: ÇENGEL e GHAJAR (2012).

Sendo assim é possível dá início ao processo de dimensionamento, para este basta seguir a mesma metodologia usada para dimensionar o trocador de duplo tubo.

A primeira parte consiste em determinar o coeficiente convectivo externo, ou seja, o coeficiente convectivo do óleo. Para isso deve-se calcular o número de Reynolds com base na equação 84 onde a velocidade máxima será dada pela equação 85. Desta forma realizando os cálculos chega-se a:

$$V_{máx} = 4,41 \text{ m/s}$$

$$R_e = 2557,7$$

Tendo o número de Reynolds basta com ajuda da tabela 9 encontrar a equação correta para o número de Nusselt. É importante observar que a equação para o número de Nusselt varia conforme varia o escoamento, o arranjo dos tubos, por esse motivo deve-se ter muita atenção no momento da escolha, uma vez que, selecionada uma equação errada o impacto vai ser sentido no momento do dimensionamento do equipamento, onde este poderá ficar maior ou menor que o necessário. Desta forma a equação escolhida na tabela 9 será:

$$Nu_d = 0,35 * (S_T/S_L)^{0,2} * Re_D^{0,6} * Pr^{0,36} * (Pr/Pr_s)^{0,25}$$

Todos os valores na equação são analisados com base na temperatura média do fluido, exceto “ Pr_s ” que deve ser analisado a temperatura superficial que neste caso pela tabela 22 é 120 °C. Logo realizando a aplicação dos valores encontrados o número de Nussel assume o seguinte valor:

$$Nu_d = 471,21$$

Aplicando então a equação 46 encontra-se:

$$h_e = 2955 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Na sequência como para o trocador de calor duplo tubo é necessário calcular o coeficiente convectivo interno. Novamente é necessário o cálculo do número de Reynolds. Seguindo a mesma sequência executada para o coeficiente externo tem-se:

$$V = \frac{0,5}{990,1 * 3,14 * 10^{-4}} \rightarrow V = 1,6 \text{ m/s}$$

O Reynolds para esse caso é e função da velocidade média e não da velocidade máxima como para o coeficiente externo:

$$Re = 53404,1$$

Com a tabela 3 verifica-se que o escoamento é turbulento, logo pode-se dar sequência e escolher qual será a equação mais adequada para o número de Nusselt. Nesse caso a equação 52 mostra-se a mais adequada a situação, nesta como visto anteriormente o valor de “n” pode variar entre 0,4 para aquecimento e 0,3 para resfriamento. Como no caso anterior o fluido analisado é a água e está recebendo calor do óleo logo o valor utilizado será 0,4, com isso obtém-se:

$$Nu = 240,25$$

Bastando então a aplicação novamente da equação 45, onde:

$$h_i = 7651,87 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Agora como no primeiro exemplo é necessário determinar o coeficiente global de transferência de calor, mas para isso primeiro deve-se calcular os efeitos da incrustação sobre o sistema. Na tabela 23 a seguir são apresentados os dados de incrustação necessários para o cálculo bem como a condutividade do tubo e seus diâmetros interno e externo

Tabela 23: Dados necessários para cálculo da resistência térmica total.

R_i	0,0004 m ² K/W
R_e	0,0001 m ² K/W
D_i	2,0 cm
D_e	2,2 cm
L	1 m
k	401 W/mK

Fonte: Autor.

A princípio deve-se encontrar a área ocupada pelos depósitos dentro e fora do tubo. Vale ressaltar que a área encontrada nesse caso deve ser multiplicada pelo número de tubos no arranjo.

$$A_i = N * \pi * D_i * L \rightarrow A_i = 30 * \pi * 0,02 * 1 \rightarrow A_i = 1,8849 \text{ m}^2$$

$$A_e = N * \pi * D_e * L \rightarrow A_e = 30 * \pi * 0,022 * 1 \rightarrow A_e = 2,0734 \text{ m}^2$$

A partir daí basta aplicar a equação 100 para encontrar a resistência térmica total, que será:

$$R_T = 5,308 * 10^{-4} \text{ } ^\circ\text{C}/\text{W}$$

Sabendo que o coeficiente global total é dado pelo somatório dos coeficientes de transferência de calor presentes no ambiente basta utilizar as equações 98 e 99 para realizar o cálculo e obter:

$$U = 1908,05 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}$$

Tendo terminado o dimensionamento do coeficiente global de transferência de calor é possível dar seguimento e realizar a aplicação dos métodos de dimensionamento.

5.2.1 Aplicando o método LMTD para um trocador de calor casco e tubo

O processo para aplicação deste método para um trocador casco e tubo segue a mesma metodologia aplicada no dimensionamento do trocador duplo tubo. Desta forma deve-se primeiramente analisar as variáveis que faltam para o cálculo da equação 97.

Da mesma forma que anteriormente são necessárias seis características básicas do fluido para poder aplicar o método, estas podem ser consultadas na tabela 22. Nesse caso como é possível observar das seis variáveis, cinco são conhecidas e sexta que é a temperatura de saída do óleo será determinada pelo balanço de energia do sistema. Nota-se que, como as variáveis para aplicação são iguais as utilizadas no primeiro exemplo os valores obtidos para taxa de transferência de calor, temperatura de saída do óleo e o diferencial logarítmico de

temperatura serão iguais, e por isso não é necessário seu cálculo, esses valores estão novamente apresentados abaixo.

$$Q_{\text{água}} = 125400W$$

$$T_s = 46,48^{\circ}C$$

$$LMTD = 37,84^{\circ}C$$

Logo se esses valores são iguais os calculados anteriormente os valores de “R” e “P” utilizados para determinar o fator de correção também serão iguais ao anteriores:

$$P = 0,57$$

$$R = 1,22$$

Como o trocador de calor analisado contém apenas um passe no casco e um passe nos tubos será utilizado o gráfico 10 onde é possível obter o valor de “F” sendo como:

$$F = 0,78$$

Desta forma basta agora aplicar os valores obtidos na equação 97 para que seja possível obter o valor da área necessária de troca.

$$125400 = 1908,05 * A_s * 37,84 * 0,78 \rightarrow A_s = 2,23 \text{ m}^2$$

5.2.2 Aplicando o método da efetividade para um trocador de calor casco e tubo

Partindo da equação 112 é possível determinar quais as variáveis serão necessárias para dar seguimento ao processo. Desse modo observa-se que será necessário calcular o valor de “NTU” e “ C_{min} ” sendo que “U” já foi determinado. Como serão utilizadas as mesmas características do trocador de calor de duplo tubo

alterando somente o tipo de trocador sabe-se que os valores de “ NTU ” e “ C_{min} ” serão iguais aos calculados anteriormente.

$$NTU = 1,948$$

$$C_{min} = 1705,6 \text{ W}/^{\circ}\text{C}$$

Sendo necessário então aplicar os valores a equação 112:

$$1,948 = \frac{1908,05 * A_t}{1705,6} \rightarrow A_t = 1,74 \text{ m}^2$$

A área de troca como já visto representa a área necessária que a troca de calor atinja os níveis necessários.

5.2.3 Aplicando o método de Kern para um trocador de calor casco e tubo

Muito se diz sobre o método desenvolvido por Donald Q. Kern ser menos preciso que os demais métodos estudados. Pensando nisso será realizado o dimensionamento de um trocador de calor casco e tubo através deste para que seja possível analisar se o mesmo consegue se equiparar com os demais em sua precisão. Para dimensionamento as características dos fluidos serão consideradas as mesmas utilizadas até o momento, bastando então consultar as tabelas 18 e 19.

Como nos demais métodos o primeiro passo é realizar o balanço energético para que seja possível determinar a taxa de transferência de calor e também a temperatura de saída do óleo, para então determinar. Como as propriedades assumidas são iguais aos casos estudados anteriormente tem-se que:

$$Q = 125400W$$

$$T_s = 46,48^{\circ}\text{C}$$

Este método assim como o método do LMTD também utiliza a equação 97 como base logo é necessário determinar a diferença média logarítmica e o fator de

correção para o mesmo, neste caso ambos os valores serão iguais aos obtidos anteriormente:

$$LMTD = 37,84^{\circ}C$$

$$F = 0,78$$

O segundo passo é necessário com ajuda da tabela 15 supor um valor para o coeficiente global de transferência de calor. Como recomendado por Kern é interessante supor um valor alto visto que este possibilitara chegar a uma área mínima requerida. O valor suposto para cálculo neste caso será " $U_d = 2100 W/m^2K$ ", desta forma basta realizar a aplicação na equação 114 onde se encontrara:

$$A_s = 1,58 m^2$$

Tendo a área superficial deve-se utilizar a tabela 16 para escolha dos diâmetros da tubulação a ser utilizada no projeto. Neste caso sendo utilizado um tubo com 38.1mm de diâmetro externo e 35.56 mm de diâmetro interno. Após feita a seleção deve-se entrar com os valores na equação 115 para determinar o número de tubos. Logo:

$$N_t \approx 20$$

Calculado então o número de tubos é escolhido então através da tabela 17 um trocador de calor com número de tubos igual ou aproximado ao calculado que atenda a queda de pressão permitida. No caso o trocador com diâmetro interno do casco de 203,2mm, diâmetro externo de 25,4mm, passo quadrado e 21 tubos. Feito isso é necessário retornar à equação 115 e aplicar os novos dados obtidos para chegar a uma nova área superficial de troca, que será:

$$A_s = 1,67 m^2$$

Encontrada a nova área aplica-se a mesma na equação 114 para corrigir o valor do coeficiente global que será:

$$U_d = 1977,62 \text{ W/m}^2\text{K}$$

A partir desse ponto termina a aplicação do método de Kern sendo necessário então somente definir se o trocador ira respeitar a especificações de queda de pressão e incrustação. Não foram feitas considerações sobre o mínimo admissível desses parâmetros logo não será feita a verificação dos mesmos.

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Este estudo visou somente a análise teórica dos métodos mais conhecidos e utilizados para o dimensionamento de trocadores de calor, sendo eles, o método da diferença média logarítmica de temperatura, método da efetividade e o método de Kern. É possível verificar que cada um destes possui suas particularidades em seu desenvolvimento onde todos os três analisam equações empíricas e por esse motivo nem um é capaz de demonstrar com 100% de certeza os resultados obtidos. Foi verificado que grande parte das incertezas obtidas nos valores se encontram no coeficiente de película adimensional ou como é comumente conhecido, número de Nusselt. É por esse motivo que Çengel e Ghajar (2012) afirmam que a incerteza no dimensionamento de um trocador de calor pode chegar a 30% do valor obtido.

Todos os três métodos analisam um grande número de variáveis que abrem espaço para erros na obtenção de valores e por isso deve-se ter muito cuidado ao buscar os mesmos na literatura. Além disso a análise de gráficos só é recomendada caso seja realizada de forma computacional uma vez que a verificação manual se torna pouco confiável. Abaixo na tabela 24 são apresentados os resultados obtidos através de cada um dos métodos.

Tabela 24: Apresentação dos resultados obtidos através das simulações realizadas

Propriedades	LMTD	Efetividade	Kern
Trocador duplo tubo			
U (W/m ² K)	3060,11	3060,11	-
As (m ²)	1,13	1,085	-
Trocador casco e tubo			
U (W/m ² K)	1908,05	1905,05	1977,6
As (m ²)	2,23	1,74	1,58

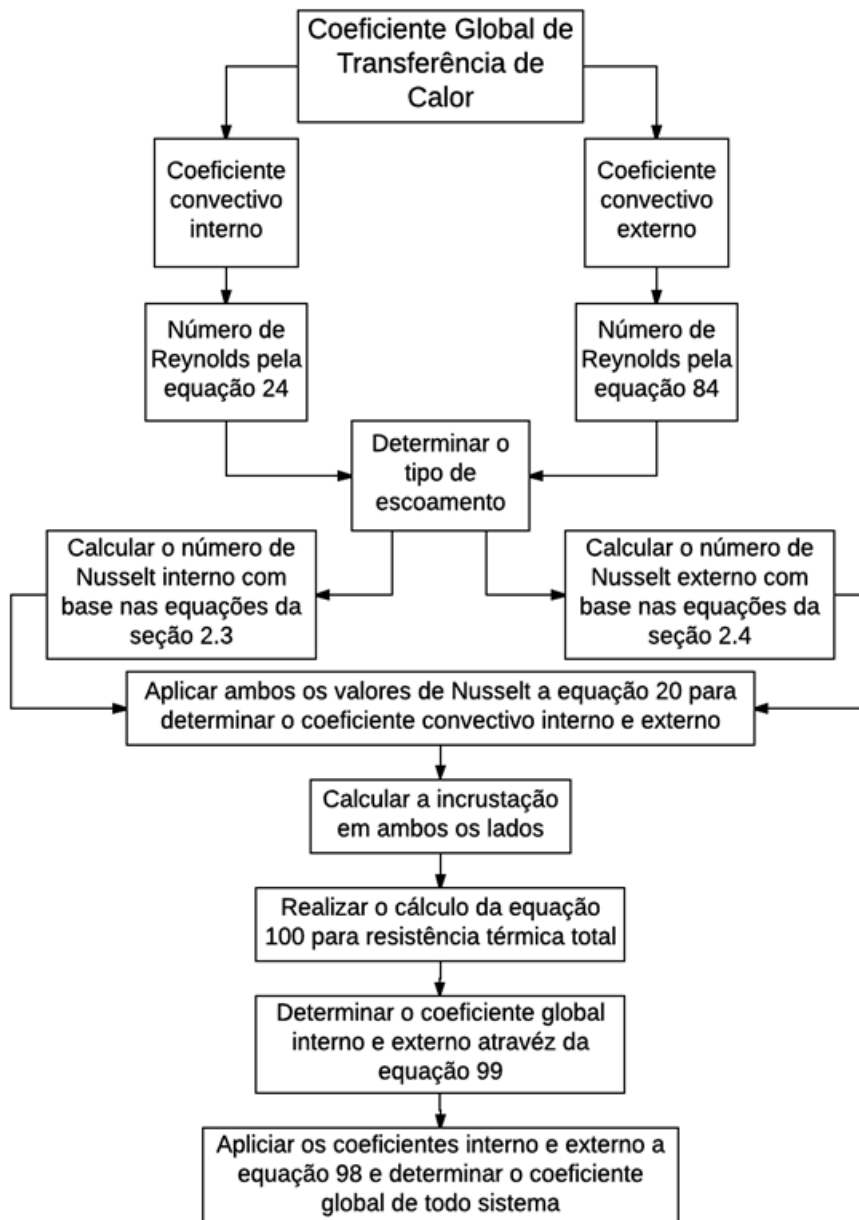
Fonte: Autor

É possível visualizar na tabela 24 que no caso do trocador de calor de duplo tubo o dimensionamento da área superficial de troca apresenta uma diferença de 4% entre os valores obtidos para cada método. Já no caso de um trocador de calor casco e tubo a diferença entre o método do LMTD e da efetividade chega a 22% entre um outro. O método de Kern por outro lado apesar de apresentar uma abordagem mais simples é capaz de se aproximar consideravelmente dos demais

métodos e pode ser usado com tranquilidade como meio para uma primeira análise do equipamento.

Através das simulações realizadas foi possível desenvolver um roteiro de cálculo para cada método demonstrando de forma detalhada e simples os passos a serem seguidos em cada um. Acompanhando os roteiros está um comentário breve sobre cada um onde busca-se verificar os pontos onde deve-se dar atenção no momento do cálculo.

Figura 24: Fluxograma representativo dos passos para o dimensionamento do coeficiente global de transferência de calor.



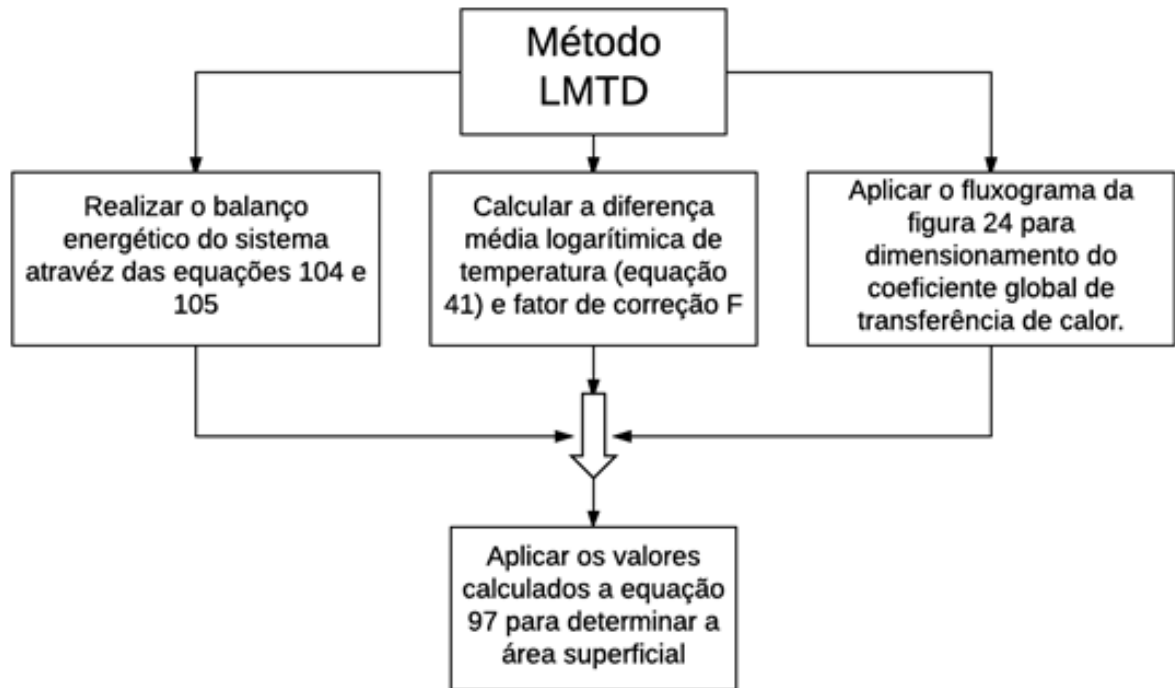
No primeiro roteiro apresentado pela figura 24 abaixo estão descritos os passos para dimensionamento do coeficiente global de transferência de calor. Este como visto leva em consideração os processos de transferência de calor por convecção e condução, além de também considerar as perdas de transferência por condução ocasionadas devido a incrustação. São dois os fatores que influenciam significativamente a precisão do coeficiente global de transferência de calor sendo eles, a incrustação, onde seu valor é obtido através de tabelas disponibilizadas pelo TEMA, ensaios de laboratório ou pela experiência prática em outros dimensionamentos, outro fator é o número de Nusselt que é obtido através de equações empíricas que também não expressam com exatidão seus valores. O coeficiente adimensional de Nusselt também pode levar ao erro devido ao grande número de equações desenvolvidas através dos anos, por isso é recomendado ter muita atenção no momento da escolha da equação para que não sejam cometidos equívocos que venham a prejudicar todo dimensionamento.

É importante verificar que por mais que esses valores não sejam 100% confiáveis estes ainda são aceitos para fins práticos uma vez que são capazes de prever muito bem o comportamento do sistema.

No segundo roteiro apresentado na figura 25 é possível visualizar o procedimento para aplicação do método da diferença média logarítmica ou como é comumente conhecido método do LMTD.

Este é de fácil utilização em casos que se conhece as temperaturas de entrada e saída dos fluidos ou estas podem ser determinadas através do balanço energético do sistema. Por isso este é recomendado para determinar a área de troca quando se tem as temperaturas e as vazões especificadas.

Figura 25: Fluxograma representativo da aplicação do método do LMTD para um trocador de calor.

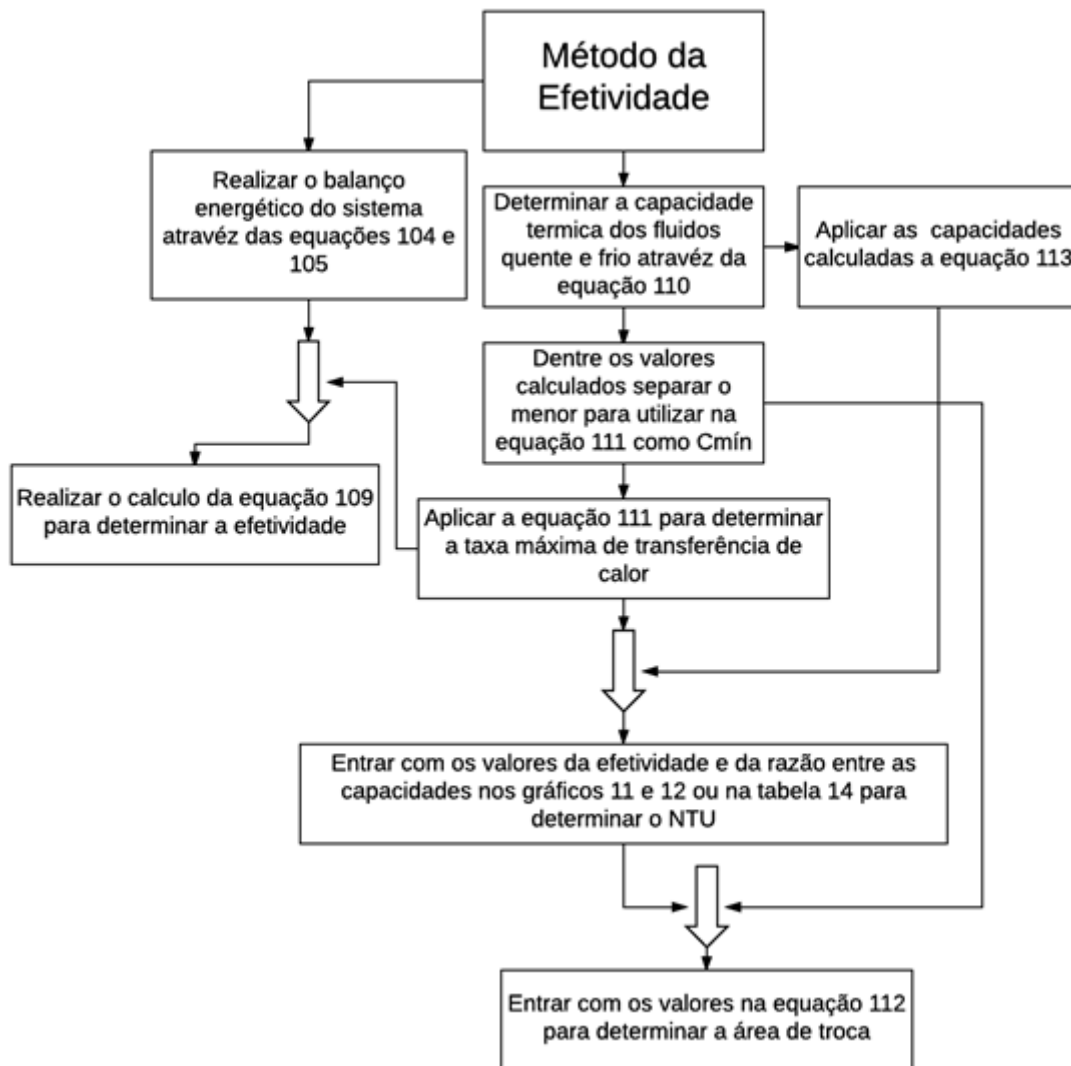


Fonte: Autor.

O método da efetividade é mais adequado para tentar prever as temperaturas de saída do fluido quente e frio para um determinado trocador de calor. Este apesar de aparentar alta complexidade tem um nível de dificuldade parecido com o método do LMTD. Quem está executando a aplicação deste método deve ficar atento ao realizar a aplicação das equações para efetividade e número de trocas por unidades presentes nas tabelas 13 e 14. Além das equações da tabela também são disponibilizados gráficos para análise do valor de NTU.

O roteiro desenvolvido para cálculo do mesmo é apresentado a seguir pela figura 26.

Figura 26: Fluxograma representativo da aplicação do método da efetividade para um trocador de calor.

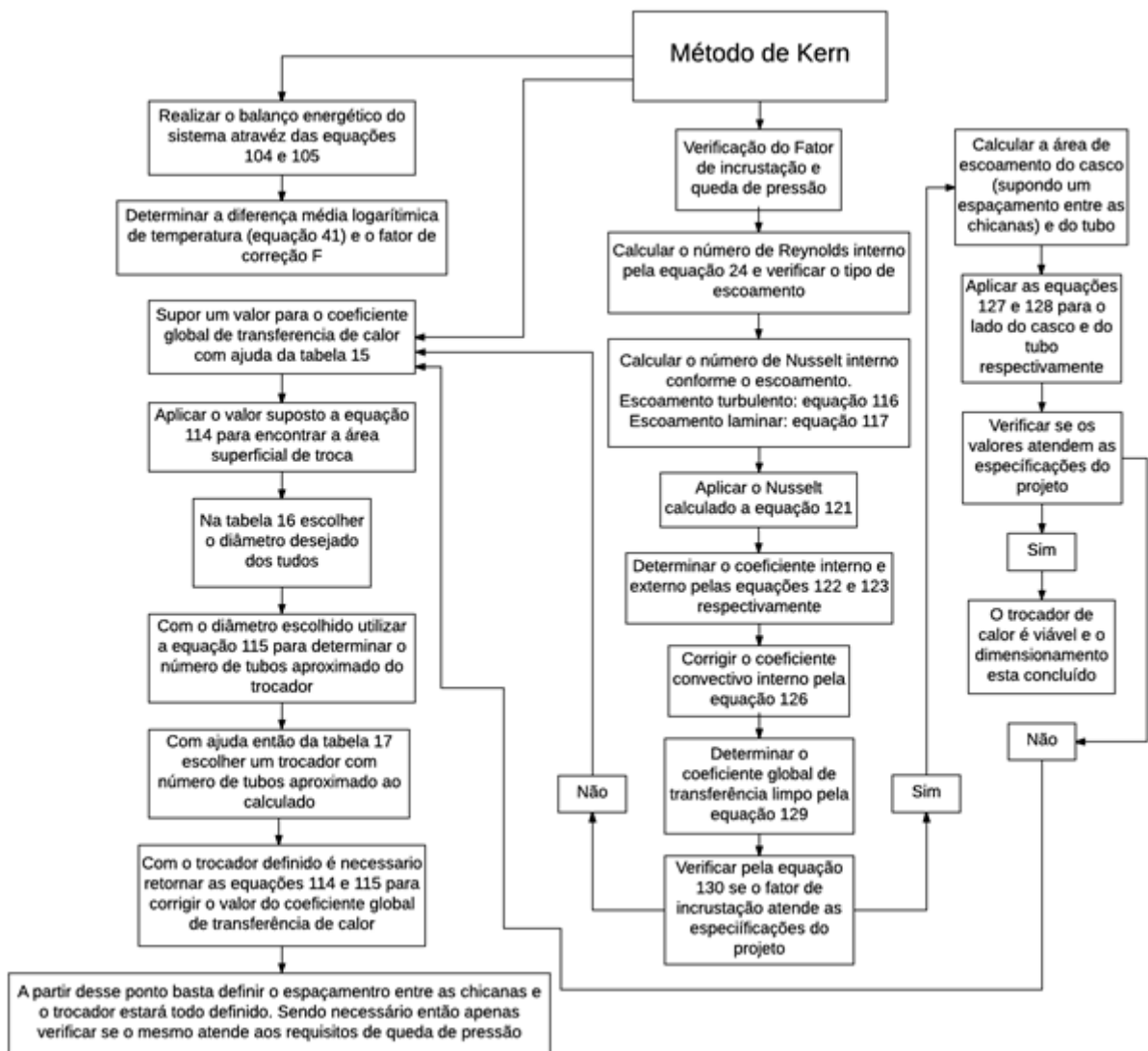


Fonte: Autor.

O método proposto por Kern é recomendado para utilização em dimensionamentos em que não se utilize água como fluido de trabalho, uma vez que o mesmo apresenta grande incerteza nos valores. Este método apresenta uma estrutura inicial simples e fácil de se resolver, porém pouco confiável visto que o mesmo trabalha com suposições de valores para o coeficiente de transferência de calor que como já abordado anteriormente é um dos fatores que mais influencia no dimensionamento. Outro ponto importante é que como o próprio Kern avisa as equações utilizadas para cálculo do número de Nusselt apresentam incertezas que vão de 10% a 15% do valor real. Além disso deve-se ter cuidado na análise do coeficiente adimensional “ j_h ” utilizado para determinar os coeficientes convectivos

interno e externo do sistema. Na figura 27 esta apresentado o roteiro de cálculo para este método, nota-se que apesar de ser de fácil aplicação caso seja determinado uma valor errado para o coeficiente de transferência de calor o processo pode se tornar cansativo.

Figura 27: Fluxograma representativo da aplicação do método de Kern para um trocador de calor.



Fonte: Autor.

6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.

Como possíveis sugestões trabalhos futuros, pode-se apontar:

- Análise dos métodos estudados para um trocador de calor real, onde será possível determinar a precisão desses métodos tornando possível dizer qual é mais recomendado.
- Análise do dimensionamento de trocadores de calor com mudança de fase, onde entram tópicos como ebulição e condensação que não foram tratados no presente estudo e podem surtir grande influência no projeto;
- Verificação de trocadores com fluido misto;
- Estudo dos métodos de dimensionamento do Tinker e Bell-Delaware. Esses são métodos que abordam o escoamento através do casco, onde para esse caso o método de Bell-Delaware é o mais preciso e recomendado;
- Análise de trocadores de placa, que são equipamentos relativamente novos no mercado e apresentam como principal vantagem a exposição dos fluidos a uma maior área superficial o que facilita a troca térmica;
- Verificação da queda de pressão para o lado dos tubos e do casco, onde esse parâmetro pode tornar inviável a execução do projeto de um trocador que não atende aos parâmetros de queda de pressão aceitável.

BIBLIOGRAFIA

ARAÚJO. E. C. C.; **Apontamentos sobre trocadores de calor.** Universidade Federal de São Carlos. São Carlos. 2012.

ARAÚJO. E. C. C.; **Série apontamentos: trocadores de calor.** Universidade Federal de São Carlos. São Carlos. 2011.

CARDOSO. M. C.; **Intensificação da ebulição nucleada em espaços confinados.** 2010. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina. Santa Catarina.

CAREY, V. P. **Liquid-vapor phase-change phenomena: an introduction to the thermophysics of vaporization and condensation processes in heat transfer Equipment.** London: Taylor & Francis, 1992.

ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. **Transferência de calor e massa: uma abordagem prática.** 4ed. Porto Alegre: AMGH Editora Ltda. 2012.

COUTO, S.M.; DOS SANTOS, A.E.O.; VIEIRA, S.M.J.; DA SILDA, D.J.P. Determinação da força de arrasto e da velocidade terminal de frutos de café pela técnica de elementos finitos. **Revista brasileira de engenharia agrícola e ambiental.** Campina Grande, n 2/3, p.274-283, 2004.

HEWITT, G. F.; SHIRES, G. L.; BOTT, T. R. **Process heat transfer.** 1 ed. Boca Raton: CRC Press. 1994.

HSU, Y. Y.; "On the size range of active nucleation cavities on a heating surface", Transactions of ASME – **Journal of Heat Transfer**, vol.84, 207-215, 1962.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S. **Fundamentos da transferência de calor e massa.** 6ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

KAYS, W. M.; CRAWFORD, M.E. **Convective heat and mass transfer.** 3 ed. Singapore: McGraw-Hill, 1993.

KERN, D. Q. **Procesos de transferencia de calor.** 31 ed. México: Compañía editorial continental. 1999.

KIYOMURA, I, S.; **Efeito das superfícies nano e micro estruturadas sobre a ebulição nucleada.** 2016. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Estadual Paulista, São Paulo.

KREITH, F.; BOHN, M. S. **Princípios da transferência de calor.** São Paulo: Thomson, 2003.

LAVINE, A. S.; **Fundamentos da transferência de calor e massa.** 6ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

MANETTI, L. L.; **Estudo teórico e experimental da influência de nano fluidos sobre a ebulição nucleada**. 2017. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. Universidade Estadual Paulista. São Paulo.

MATTJI, C. A.; RISTOF, R. **Dimensionamento de um trocador de calor para resfriamento de fluido em um circuito hidráulico utilizado em uma plantadeira**. 2013. Engenharia Mecânica – Faculdade Horizontina. Horizontina.

RUBBO, P. N.; **Determinação do coeficiente global de transferência de calor de um condensador do tipo casco e tubo de um chiller por absorção de amônia em NaBr**. 2014. Engenharia de Energia – Universidade Federal de Santa Catarina. Santa Catarina.

VALLE, R. O. **Determinação da taxa de incrustação em trocadores de calor com o auxílio de métodos de otimização**. Instituto Alberto Luiz Coimbra de Pós-Graduação e Pesquisa de Engenharia. Rio de Janeiro. 2012.

VILLAR, A. J. **Mecânica dos fluidos: Curso básico**. Pontifícia Universidade Católica do Rio Grande do Sul, Rio Grande do Sul: PUCRS, 2011. Disponível em <http://paginapessoal.utfpr.edu.br/fandrade/teaching/files/apostila_mec_flu_PUCRS.pdf> acesso em: 03 mai. 2017.

OZISIK, M.N. **Heat transfer: A basic approach**. Singapore: McGraw-Hill, 1985.