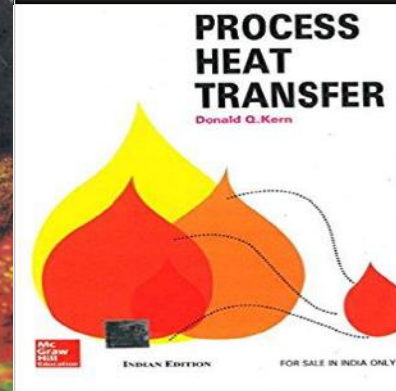
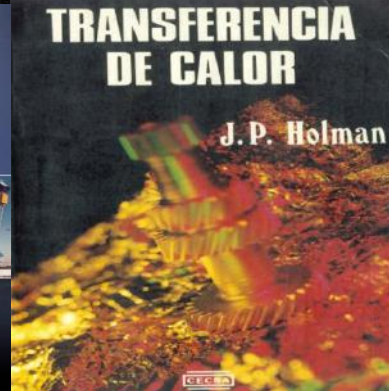
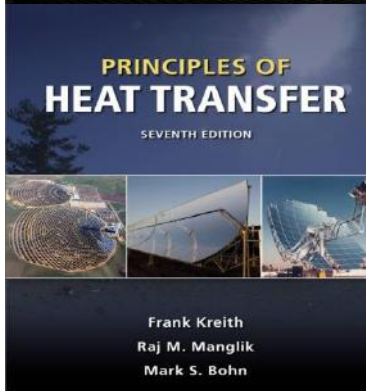
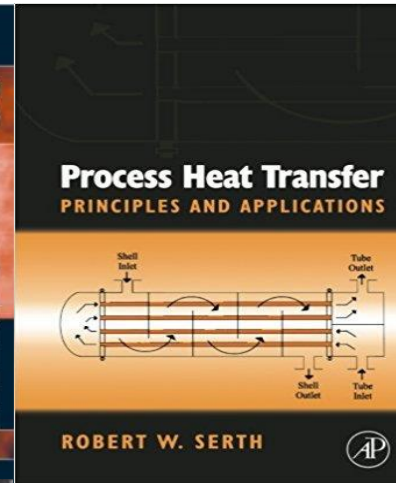
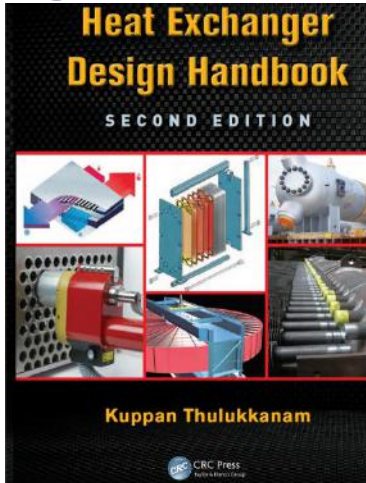


Bibliografia – TROCADORES DE CALOR



CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

Sempre que **existe um gradiente de temperatura** dentro de um sistema, ou sempre que dois sistemas a diferentes temperaturas estão em contato **energia é transferida**. O processo pelo qual a energia é transportada é conhecido **por transporte de calor**. A energia em trânsito, chamada calor, não pode ser observada ou medida diretamente, mas os seus efeitos podem ser identificados e quantificados através de medidas e análises.

O ramo da ciência que trata da relação entre o calor e outras formas de energia chama-se termodinâmica. Seus princípios, como todas as leis da natureza, são baseados em observações, e foram generalizados em leis julgadas verdadeiras para todos os processos que ocorrem na natureza, porque nenhuma exceção foi verificada.

Todos os processos de transmissão de calor envolvem a transferência e a conversão de energia. Dessa forma, eles devem obedecer à primeira e à segunda leis da termodinâmica. À primeira vista, pode-se ficar tentado a admitir que os princípios da transmissão de calor podem ser deduzidos das leis básicas da termodinâmica. Essa, entretanto, seria uma conclusão errônea, pois a termodinâmica clássica se restringe fundamentalmente ao estudo dos estados de equilíbrio, incluindo os equilíbrios mecânico e químico, além do térmico, sendo, assim, por si próprio, de pouca valia na determinação quantitativa das transformações que ocorrem devido à falta de equilíbrio em processos de engenharia. Sendo a transmissão de calor o resultado da falta de equilíbrio de temperatura, seu tratamento quantitativo deve ser baseado em outros ramos da ciência.

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

A termodinâmica clássica trata os estados dos sistemas a partir de uma visão macroscópica e não formula hipóteses sobre a estrutura da matéria. Para realizar uma análise termodinâmica é necessário descrever o estado de um sistema em termos das características macroscópicas – pressão, volume e temperatura -, que podem ser medidas diretamente e não envolvem considerações especiais relativas à estrutura da matéria. As variáveis ou propriedades termodinâmicas são significativas para o sistema como um todo somente quando forem uniformes através de todo ele, ou seja, quando o sistema estiver em equilíbrio. Assim, a termodinâmica clássica não se preocupa com os detalhes de um processo, mas com o estado estacionário e as relações entre eles. Os processos empregados em uma análise termodinâmica são processos idealizados, concebidos para fornecer informações acerca do estado estacionário.

Do ponto de vista da termodinâmica, a quantidade de calor transferida durante um processo simplesmente iguala a diferença entre a mudança de energia do sistema e o trabalho realizado. É evidente que esse tipo de análise não considera o mecanismo do fluxo de calor nem o tempo necessário para a transferência de calor. Ele simplesmente prescreve a quantidade de calor que deve ser fornecida ou retirada de um sistema durante um processo entre estados finais especificados, sem considerar se, ou como, isso pode ser realizado. A causa da falta de informação alcançável a partir de uma análise termodinâmica reside na ausência do tempo como uma variável. **A questão sobre o tempo necessário para a transferência de uma quantidade de calor especificada normalmente não entra na análise termodinâmica.**

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

Existe uma distância enorme entre dimensionamento e projeto

O exemplo esquemático de um motor de automóveis é ilustrativo das distinções entre análise termodinâmica e transferência de calor. Enquanto a lei básica de conservação de energia é aplicável em ambos, de um ponto de vista termodinâmico, a quantidade de calor transferida durante um processo equivale simplesmente à diferença entre a mudança de energia do sistema e o trabalho realizado. É evidente que esse tipo de análise não considera o mecanismo de fluxo de calor e nem o tempo necessário para transferir o calor. Ele simplesmente prescreve a quantidade de energia trocada no sistema durante um processo entre os estados finais especificados, sem considerar se, ou como, isso pode ser realizado. A questão de quanto tempo demoraria para transferir uma quantidade específica de calor, através de diferentes mecanismos ou modos de transferência de calor e seus processos (tanto em termos de espaço quanto de tempo) pelo qual eles ocorrem, embora de grande importância prática, geralmente não entra na análise termodinâmica.

A termodinâmica por sua vez não é capaz de dimensionar – já o projeto é multidisciplinar

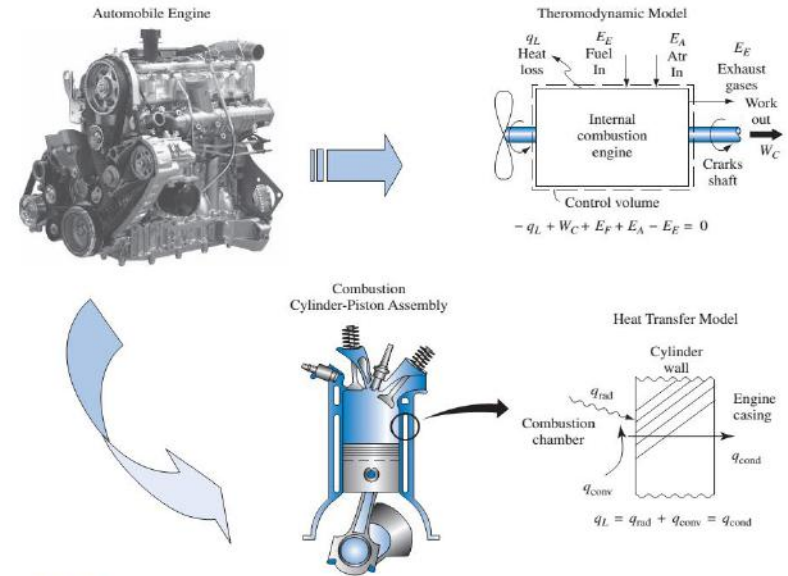


FIGURE 1.1 A classical thermodynamics model and a heat transfer model of a typical automobile (spark-ignition internal combustion) engine.

Source: Photo of automobile engine courtesy of Ajancso/shutterstock.

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

Para estimar o custo, a viabilidade e o tamanho do equipamento necessário para transferir uma quantidade especificada de calor em um determinado momento, deve ser feita uma análise detalhada da transferência de calor. As dimensões das caldeiras, aquecedores, refrigeradores e trocadores de calor dependem não só da quantidade de calor a ser transmitida, mas também da velocidade a que o calor deve ser transferido em condições determinadas.

A operação bem-sucedida de componentes do equipamento, como as lâminas de turbina ou as paredes das câmaras de combustão, depende da possibilidade de resfriamento de certas peças de metal, removendo o calor de uma superfície a uma velocidade rápida. Praticamente todos os ramos da engenharia encontram problemas de transferência de calor, o que mostra que eles não são capazes de solução apenas por meio de um raciocínio termodinâmico, mas requer uma análise baseada na ciência da transferência de calor.

Como será abordado durante o curso, a maior parte do dimensionamento de trocadores de calor será feita com base em equacionamentos alimentados por parâmetros obtidos via correlação. Essas correlações são fruto de estudos experimentais associados à experiência prática prévia e modelos matemáticos simplificados.

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

Na transferência de calor, como em outros ramos da engenharia, a solução bem sucedida de um problema impõe algumas premissas e idealizações. É quase impossível descrever com exatidão os fenômenos físicos e, para expressar um problema na forma de uma equação que possa ser resolvida, são necessárias algumas aproximações.

É importante ter em mente as premissas, idealizações e aproximações feitas no decorrer de uma análise quando os resultados finais forem interpretados. Algumas vezes, informações insuficiente sobre as propriedades físicas exigem a utilização de aproximações de engenharia para solucionar um problema. Por exemplo, no projeto de peças de máquinas para operação em temperatura elevadas, pode ser necessário estimar o limite proporcional ou a resistência à fadiga dos materiais a partir de dados em baixa temperatura. Alguns simuladores de plantas inteiras podem considerar propriedades de outros componentes pela falta de informações a respeito de materiais usados e não disponíveis no banco de dados do mesmo.

Propriedades físicas como a condutividade térmica ou viscosidade variam com a temperatura, mas se forem selecionados valores médios adequados, os cálculos podem ser consideravelmente simplificados sem a introdução de um erro apreciável no resultado final. Quando calor é transferido de um fluido para uma parede, como em uma caldeira, forma-se uma inscrutação com a operação contínua que reduz a taxa do fluxo de calor. Para garantir a operação satisfatória durante um longo período de tempo, um fator de segurança deve ser aplicado para levar em conta essa contingência.

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

Quando é necessário fazer uma suposição ou aproximação na solução de um problema, o engenheiro deve confiar em sua criatividade e experiência anterior. Não existem guias simples para solucionar problemas novos ou inexplorados, e uma suposição válida para um problema pode não o ser para outro. A experiência tem demonstrado, entretanto, que o primeiro requisito para fazer suposições ou aproximações de engenharia adequadas é uma compreensão física completa e perfeita do problema em questão.

No campo da transferência de calor isso significa familiaridade não só com as leis e os mecanismos físicos do fluxo de calor, mas também os da mecânica dos fluidos, da física e da matemática. A transferência de calor pode ser definida como a transmissão de energia de uma região a outra resultante de uma diferença de temperatura entre elas. Como existem diferenças de temperatura em todo o universo, os fenômenos de fluxo de calor são tão universais quanto aqueles associados às atrações gravitacionais. No entanto, ao contrário da gravidade, o fluxo de calor não é governado por uma única relação, e sim por uma combinação de várias leis independentes da física.

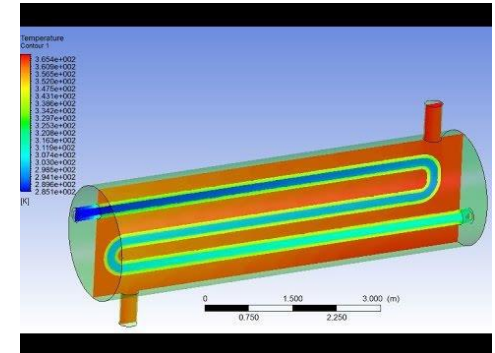
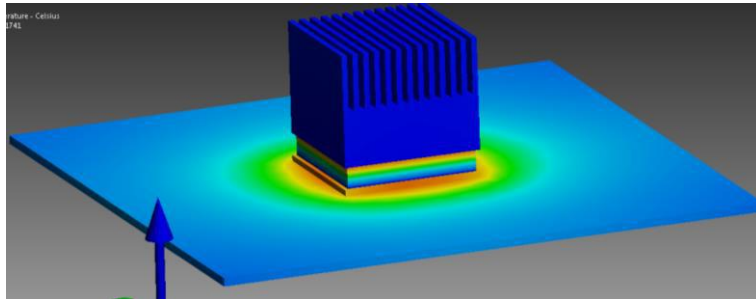
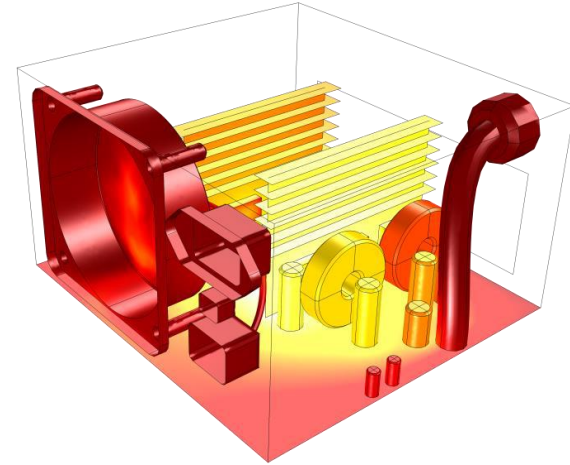
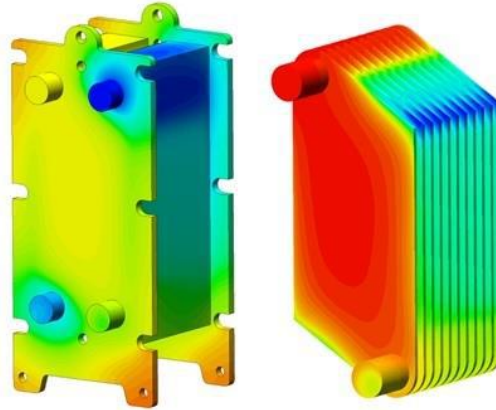
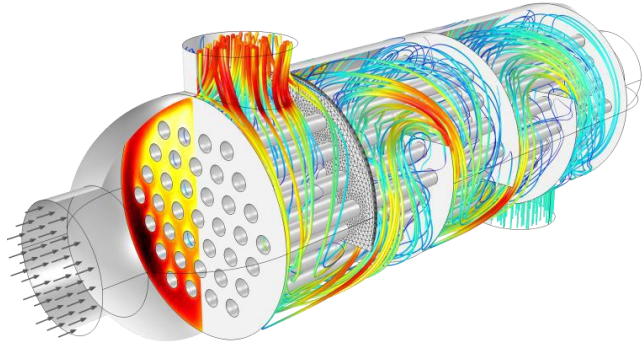
A literatura da transferência de calor geralmente reconhece três modos distintos de transmissão de calor: condução, radiação e convecção. Estritamente falando, somente a condução e a radiação devem ser classificadas como processo de transferência de calor, pois somente esses dois mecanismos dependem da mera existência de uma diferença de temperatura para operar. O último dos três modos, a convecção, não obedece estritamente à definição da transferência de calor, porque sua operação também depende do transporte mecânico de massa. Como, porém, a convecção também realiza a transmissão de energia de regiões de temperatura mais alta para regiões de temperatura mais baixa, o termo “ transferência de calor por convecção” tornou-se aceito de forma generalizada.

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

O CFD - Computational Fluid Dynamic se refere a uma técnica que pode ser muito útil no projeto de equipamentos empregados na transferência de calor, como é o caso dos trocadores de calor. Ao contrário dos métodos convencionais, que se baseiam em modelos simplificados e se sustentam correlações empíricas ou semi-empíricas, no CFD é possível descrever de forma discreta os perfis de temperatura, pressão e velocidade pontualmente no interior do equipamento. Ainda que exista a presença de escoamento turbulento, o que é bastante comum em várias situações. Um detalhe que merece destaque é que para se aplicar essa ferramenta, o projetista precisa definir uma dimensão para o equipamento e então realizar a simulação. Na prática, a simulação numérica será capaz de avaliar o desempenho do equipamento, mas exigindo um projeto preliminar (material das paredes, temperatura de pelo menos 2 correntes, espessura das paredes, vazão de alimentação de pelo menos uma corrente). Essa ferramenta é muito útil principalmente na construção de novos tipos de trocadores de calor. Para situações distintas, como é o caso por exemplo de um dissipador de calor para processadores de computador.

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

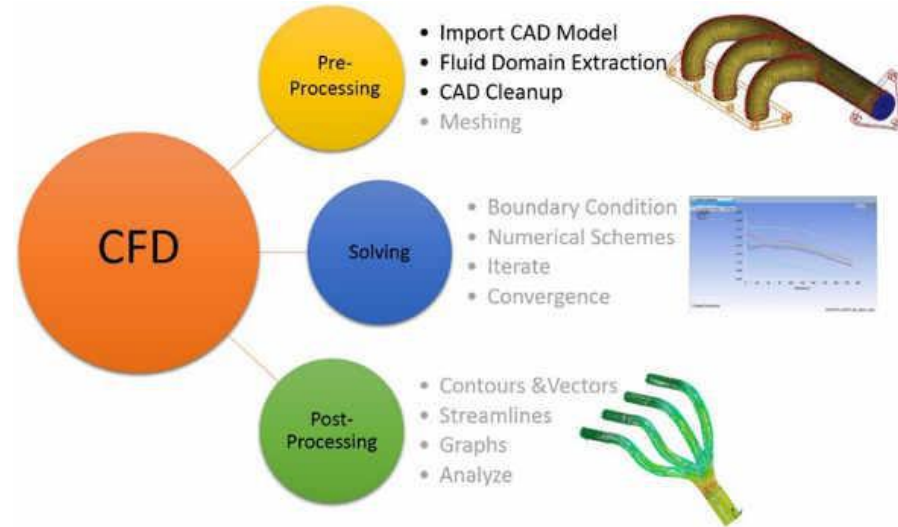
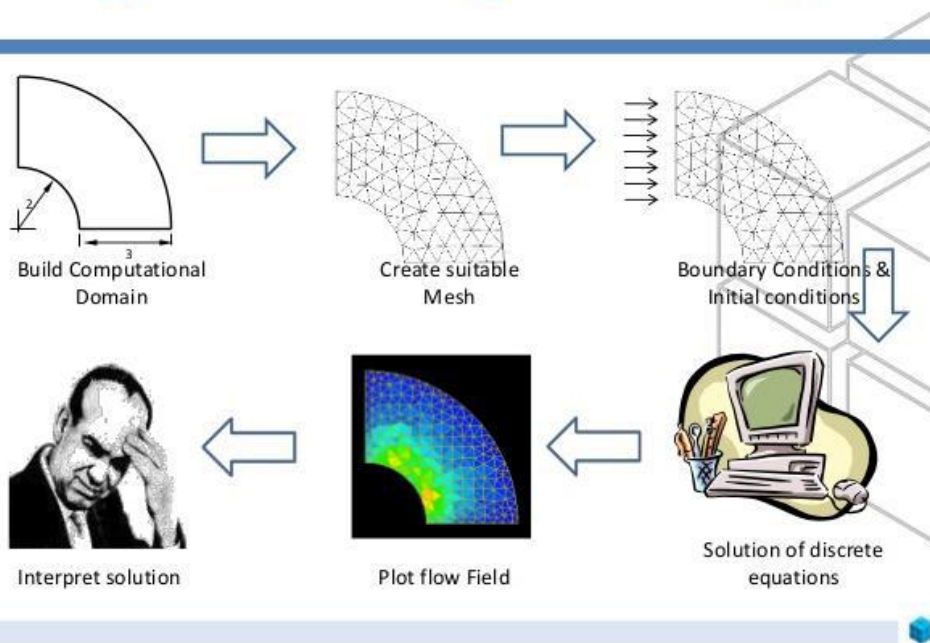
CFD



CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

CFD

Solving problems using CFD in 6 steps



CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA)
Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers
Association, 7th ed., Exchanger Manufacturers
Association, New York, 1988.

Visitem o site:

<http://www.tema.org>

TEMA Members



Foram publicadas nove edições dos padrões TEMA, cada uma incorporando os últimos desenvolvimentos em tecnologias voltadas para a área de troca térmica aplicada ao setor industrial. Em uma pesquisa de opinião dos compradores de padrões TEMA, 97% classificam os padrões TEMA como "bom a excelente".

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

Antes que uma empresa possa se tornar um membro da TEMA, deve ter um mínimo de 5 anos de serviço contínuo na fabricação, projeto e comercialização de trocadores de calor tubo e carcaça. Todas as empresas TEMA devem possuir capacidades de projeto térmico e mecânico internas e entender completamente os requisitos atuais do código e iniciar procedimentos rigorosos de controle de qualidade.

Além disso, toda a soldagem deve ser feita pelo próprio pessoal da empresa, e a empresa deve possuir seus próprios inspetores de controle de qualidade. Esses critérios garantem o mais alto nível de expertise técnica, o que dá aos membros TEMA uma vantagem significativa ao projetar ou fabricar trocadores de calor.



O QUE SIGNIFICA ISSO???

Um projeto de equipamento em escala industrial é para empresa especializada

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

1	Customer		Job No.	
2	Address		Reference No.	
3	Plant Location		Proposal No.	
4	Service of Unit		Date	
5	Size		Rev.	
6	Type	(Hor/Vert)	Item No.	Series
7	Surf/Unit (Gross/Eff.)	Sq m, Shells/Unit	Connected in	Parallel
8	PERFORMANCE OF ONE UNIT		Surf/Shell (Gross/Eff.)	Sq m
9	Fluid Allocation	Shell Side	Tube Side	
10	Fluid Name			
11	Fluid Quantity Total	kg/Hr		
12	Vapor (In/Out)			
13	Liquid			
14	Steam			
15	Water			
16	Noncondensable			
17	Temperature (In/Out)	°C		
18	Specific Gravity			
19	Viscosity, Liquid	Cp		
20	Molecular Weight, Vapor			
21	Molecular Weight, Noncondensable			
22	Specific Heat	J/kg °C		
23	Thermal Conductivity	W/m °C		
24	Latent Heat	J/kg @ °C		
25	Inlet Pressure	kPa(abs.)		
26	Velocity	m/sec		
27	Pressure Drop, Allow. /Calc.	kPa		
28	Fouling Resistance (Min.)	Sq m °C / W		
29	Heat Exchanged	W/MTD (Corrected)	°C	
30	Transfer Rate, Service	Clean	W/Sq m °C	
31	CONSTRUCTION OF ONE SHELL		Sketch (Bundle/Nozzle Orientation)	
32		Shell Side	Tube Side	
33	Design / Test Pressure	kPag		
34	Design Temp. Max/Min	°C		
35	No. Passes per Shell			
36	Corrosion Allowance	mm		
37	Connections In			
38	Size & Out			
39	Rating	Intermediate		
40	Tube No.	OD mm;Thk (Min/Avg)	mm;Length	mm;Pitch
41	Tube Type		Material	
42	Shell	ID OD mm	Shell Cover (Integ.) (Remov.)	
43	Channel or Bonnet		Channel Cover	
44	Tubesheet-Stationary		Tubesheet-Floating	
45	Floating Head Cover		Impingement Protection	
46	Baffles-Cross	Type	%Cut (Diam/Area)	Spacing: c/c Inlet mm
47	Baffles-Long		Seal Type	
48	Supports-Tube	U-Bend	Type	
49	Bypass Seal Arrangement		Tube-to-Tubesheet Joint	
50	Expansion Joint		Type	
51	pV-Inlet Nozzle	Bundle Entrance	Bundle Exit	
52	Gaskets-Shell Side		Tube Side	
53	Floating Head			
54	Code Requirements		TEMA Class	
55	Weight / Shell	Filled with Water	Bundle	kg
56	Remarks			
57				
58				
59				
60				
61				



BAIXEM O DOCUMENTO
COMPLETO NO SITE DO
PROFESSOR

Planilha TEMA de projeto
de trocadores de calor

CURIOSIDADE

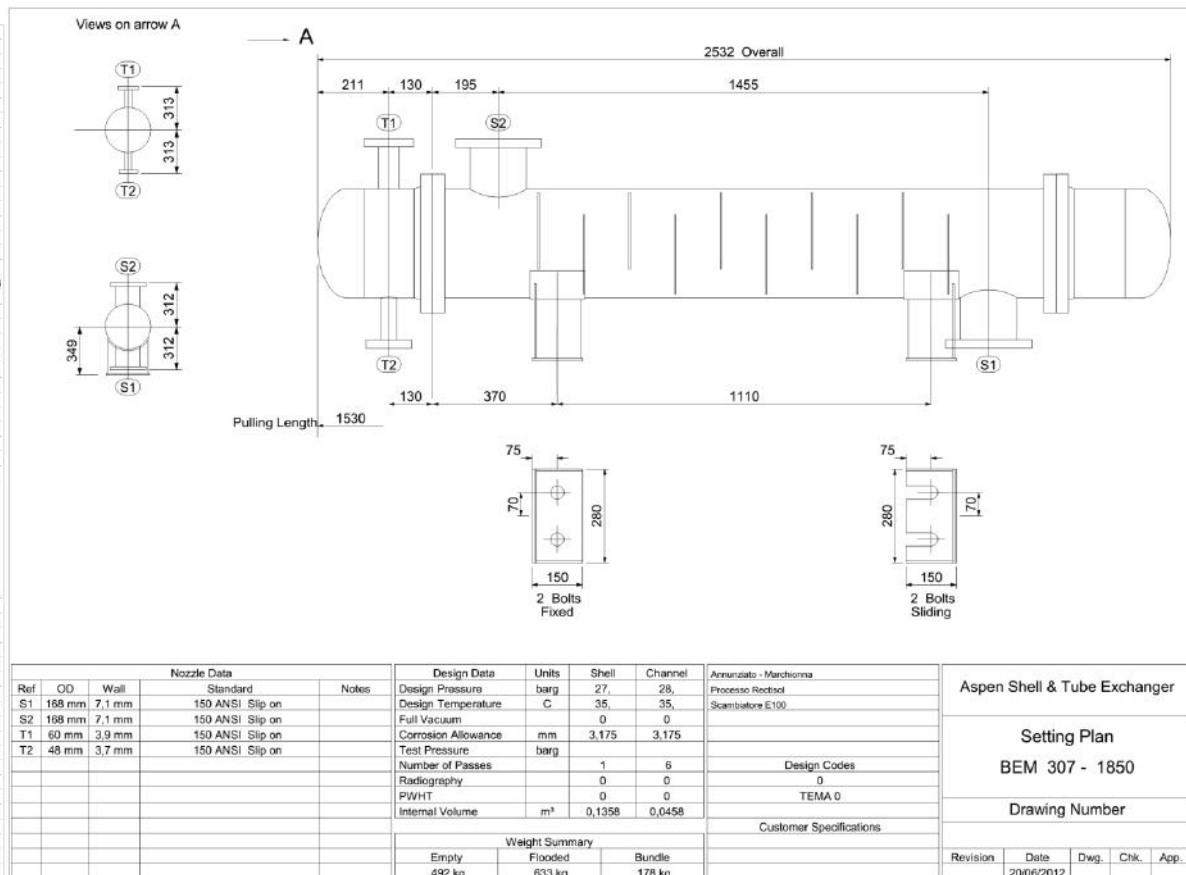
Visitar o site aliexpress
e consultar:

heat exchanger

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

Heat Exchanger Specification Sheet

1	Annunziato - Marchionna
2	Processo Rectisol
3	Scambiatore E100
4	
5	
6	Size 307 - 1850 mm Type BEM Hor Connected in 1 parallel 1 series
7	Surf/unit (eff.) 8.5 m ² Shell/unit 1 Surf/shell (eff.) 8.5 m ²
8	PERFORMANCE OF ONE UNIT
9	Fluid allocation Shell Side Tube Side
10	Fluid name 15a L2-
11	Fluid quantity, Total kg/s 4 3,309
12	Vapor (In/Out) kg/s 4 0
13	Liquid kg/s 0 3,309
14	Noncondensable kg/s 0 0
15	
16	Temperature (In/Out) °C -60 -50,71 -43,5 -50
17	Dew / Bubble point °C
18	Density Vapor/Liquid kg/m ³ 39,58 / 36,94 / 1130,64 / 1158,83
19	Viscosity mPa s 0,0141 / 0,0146 / 0,2166 / 0,2375
20	Molecular wt, Vap 28,23 28,23
21	Molecular wt, NC
22	Specific heat kJ/(kg K) 1,144 / 1,13 / 2,024 / 1,981
23	Thermal conductivity W/(m K) 0,0232 / 0,0239 / 0,1776 / 0,1864
24	Latent heat kJ/kg
25	Pressure bar 23,911 23,48083 25 24,83098
26	Velocity m/s 11,35 1,13
27	Pressure drop, allow./calc. bar 0,5 0,43017 0,35 0,16994
28	Fouling resist. (min) m ² K/W 0 0 0 0 As based
29	Heat exchanged 43,1 kW MTD corrected 7,1 °C
30	Transfer rate, Service 715 Dirty 725,6 Clean 725,6 W/(m ² K)
31	CONSTRUCTION OF ONE SHELL
32	Shell Side Tube Side
33	Design/Vac/Test pressure bar 27 / 28 / 35
34	Design temperature °C 35 36
35	Number passes per shell 1 8
36	Corrosion allowance mm 3,18 3,18
37	Connections In mm 1 152,4 / 1 80,8 /
38	Size/rating Out 1 152,4 / 1 38,1 /
39	Normal Intermediate
40	Tube No. 80 OD 19,05 Tks-Avg 1,65 mm Length 1850 mm Pitch 23,81 mm
41	Tube type Plain #/m Material Carbon Steel Tube pattern 30
42	Shell Carbon Steel ID 307,09 OD 323,85 mm Shell cover -
43	Channel or bonnet Carbon Steel Channel cover -
44	Tube-sheet-stationary Carbon Steel Tubesheet-floating -
45	Floating head cover - Impingement protection None
46	Baffle-crossing Carbon Steel Type Single segmental Cut(%d) 26,22 H Spacing: c/o 135 mm
47	Baffle-long Seal type Type Inlet 279,98 mm
48	Supports-tube U-band Type
49	Bypass seal Tube-tubesheet joint Exp.
50	Expansion joint Type
51	RhoV2-Inlet nozzle 1164 Bundle entrance 1010 Bundle exit 2069 kg/(m s ²)
52	Gaskets - Shell side Flat Metal Jacket Fibre Tube Side Flat Metal Jacket Fibre
53	Floating head
54	Code requirements ASME Code Sec VIII Div 1 TEMA class R - refinery service
55	Weight/Shell 492,3 Filled with water 633,1 Bundle 177,6 kg
56	Remarks
57	
58	



CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

A indústria de projeto e construção de trocadores de calor representa um faturamento multibilionário nos EUA. Somente nos EUA existem mais de 300 empresas dedicadas à construção de uma ampla variedade de trocadores de calor. No Brasil, a realidade é bem distinta, para o caso de demanda de equipamentos com maior incremento tecnológico é preciso importar. No curso de Operações Unitárias II – FEQ – UFU, os 5 principais tipos de trocadores de calor serão estudados, a saber: Tubo-Duplo, Tubo Carcaça, Placas, Superfície Estendida e Regeneradores. O acompanhamento do curso exige do aluno o conhecimento básico em termodinâmica e fenômeno de transporte.

<http://www.ocs.it/products/fabrication/shell-and-tube-heat-exchangers/>

← visitem



CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

Conversion Factors for Commonly Used Quantities in Heat Transfer

Quantity	SI → English	English → SI*
Area	$1 \text{ m}^2 = 10.764 \text{ ft}^2$ $= 1550.0 \text{ in}^2$	$1 \text{ ft}^2 = 0.0929 \text{ m}^2$ $1 \text{ in}^2 = 6.452 \times 10^{-4} \text{ m}^2$
Density	$1 \text{ kg/m}^3 = 0.06243 \text{ lb}_m/\text{ft}^3$	$1 \text{ lb}_m/\text{ft}^3 = 16.018 \text{ kg/m}^3$ $1 \text{ slug/ft}^3 = 515.38 \text{ kg/m}^3$
Energy†	$1 \text{ J} = 9.4787 \times 10^{-4} \text{ Btu}$	$1 \text{ Btu} = 1055.06 \text{ J}$ $1 \text{ cal} = 4.1868 \text{ J}$ $1 \text{ lb}_f \cdot \text{ft} = 1.3558 \text{ J}$ $1 \text{ hp} \cdot \text{h} = 2.685 \times 10^6 \text{ J}$
Energy per unit mass	$1 \text{ J/kg} = 4.2995 \times 10^{-4} \text{ Btu/lb}_m$	$1 \text{ Btu/lb}_m = 2326 \text{ J/kg}$
Force	$1 \text{ N} = 0.22481 \text{ lb}_f$	$1 \text{ lb}_f = 4.448 \text{ N}$
Heat flux	$1 \text{ W/m}^2 = 0.3171 \text{ Btu}/(\text{h} \cdot \text{ft}^2)$	$1 \text{ Btu}/(\text{h} \cdot \text{ft}^2) = 3.1525 \text{ W/m}^2$ $1 \text{ kcal}/(\text{h} \cdot \text{m}^2) = 1.163 \text{ W/m}^2$
Heat generation per unit volume	$1 \text{ W/m}^3 = 0.09665 \text{ Btu}/(\text{h} \cdot \text{ft}^3)$	$1 \text{ Btu}/(\text{h} \cdot \text{ft}^3) = 10.343 \text{ W/m}^3$
Heat transfer coefficient	$1 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) = 0.1761 \text{ Btu}/(\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F})$	$1 \text{ Btu}/(\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}) = 5.678 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
Heat transfer rate	$1 \text{ W} = 3.412 \text{ Btu/h}$	$1 \text{ Btu/h} = 0.2931 \text{ W}$ $1 \text{ ton} = 12,000 \text{ Btu/h} = 3517.2 \text{ W}$
Length	$1 \text{ m} = 3.281 \text{ ft}$ $= 39.37 \text{ in}$	$1 \text{ ft} = 0.3048 \text{ m}$ $1 \text{ in} = 0.0254 \text{ m}$
Mass	$1 \text{ kg} = 2.2046 \text{ lb}_m$	$1 \text{ lb}_m = 0.4536 \text{ kg}$ $1 \text{ slug} = 14.594 \text{ kg}$
Mass flow rate	$1 \text{ kg/s} = 7936.6 \text{ lb}_m/\text{h}$ $= 2.2046 \text{ lb}_m/\text{s}$	$1 \text{ lb}_m/\text{h} = 0.000126 \text{ kg/s}$ $1 \text{ lb}_m/\text{s} = 0.4536 \text{ kg/s}$
Power	$1 \text{ W} = 3.4123 \text{ Btu/h}$	$1 \text{ Btu/h} = 0.2931 \text{ W}$ $1 \text{ Btu/s} = 1055.1 \text{ W}$ $1 \text{ lb}_f \cdot \text{ft/s} = 1.3558 \text{ W}$ $1 \text{ hp} = 745.7 \text{ W}$
Pressure and stress (Note: $1 \text{ Pa} = 1 \text{ N/m}^2$)	$1 \text{ N/m}^2 = 0.02089 \text{ lb}_f/\text{ft}^2$ $= 1.4504 \times 10^{-4} \text{ lb}_f/\text{in}^2$ $= 4.015 \times 10^{-3} \text{ in Hg}$ $= 2.953 \times 10^{-4} \text{ in Hg}$	$1 \text{ lb}_f/\text{ft}^2 = 47.88 \text{ N/m}^2$ $1 \text{ psi} = 1 \text{ lb}_f/\text{in}^2 = 6894.8 \text{ N/m}^2$ $1 \text{ standard atmosphere} = 1.0133 \times 10^5 \text{ N/m}^2$ $1 \text{ bar} = 1 \times 10^5 \text{ N/m}^2$

Conversion Factors for Commonly Used Quantities in Heat Transfer (Continued)

Quantity	SI → English	English → SI*
Specific heat	$1 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K}) = 2.3886 \times 10^{-4} \text{ Btu}/(\text{lb}_m \cdot ^\circ\text{F})$	$1 \text{ Btu}/(\text{lb}_m \cdot ^\circ\text{F}) = 4187 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$
Surface tension	$1 \text{ N/m} = 0.06852 \text{ lb}_f/\text{ft}$	$1 \text{ lb}_f/\text{ft} = 14.594 \text{ N/m}$ $1 \text{ dyne/cm} = 1 \times 10^{-3} \text{ N/m}$
Temperature	$T(\text{K}) = T(^{\circ}\text{C}) + 273.15$ $= T(^{\circ}\text{R})/1.8$ $= [T(^{\circ}\text{F}) + 459.67]/1.8$ $T(^{\circ}\text{C}) = [T(^{\circ}\text{F}) - 32]/1.8$	$T(^{\circ}\text{R}) = 1.8T(\text{K})$ $= T(^{\circ}\text{F}) + 459.67$ $T(^{\circ}\text{F}) = 1.8T(^{\circ}\text{C}) + 32$ $= 1.8[T(\text{K}) - 273.15] + 32$
Temperature difference	$1 \text{ K} = 1^{\circ}\text{C}$ $= 1.8^{\circ}\text{R}$ $= 1.8^{\circ}\text{F}$	$1^{\circ}\text{R} = 1^{\circ}\text{F}$ $= (5/9)\text{K}$ $= (5/9)^{\circ}\text{C}$
Thermal conductivity	$1 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K}) = 0.57782 \text{ Btu}/(\text{h} \cdot \text{ft} \cdot ^\circ\text{F})$	$1 \text{ Btu}/(\text{h} \cdot \text{ft} \cdot ^\circ\text{F}) = 1.731 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ $1 \text{ kcal}/(\text{h} \cdot \text{m} \cdot ^\circ\text{C}) = 1.163 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$
Thermal diffusivity	$1 \text{ m}^2/\text{s} = 10.7639 \text{ ft}^2/\text{s}$	$1 \text{ ft}^2/\text{s} = 0.0929 \text{ m}^2/\text{s}$ $1 \text{ ft}^2/\text{h} = 2.581 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$
Thermal resistance	$1 \text{ K/W} = 0.5275^{\circ}\text{F} \cdot \text{h/Btu}$	$1^{\circ}\text{F} \cdot \text{h/Btu} = 1.896 \text{ K/W}$
Velocity	$1 \text{ m/s} = 3.2808 \text{ ft/s}$	$1 \text{ ft/s} = 0.3048 \text{ m/s}$
Viscosity (dynamic)	$1 \text{ N} \cdot \text{s}/\text{m}^2 = 0.672 \text{ lb}_m/(\text{ft} \cdot \text{s})$ $= 2419.1 \text{ lb}_m/(\text{ft} \cdot \text{h})$ $= 5.8016 \times 10^{-6} \text{ lb}_f \cdot \text{h}/\text{ft}^2$	$1 \text{ lb}_m/(\text{ft} \cdot \text{s}) = 1.488 \text{ N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$ $1 \text{ lb}_m/(\text{ft} \cdot \text{h}) = 4.133 \times 10^{-4} \text{ N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$ $1 \text{ centipoise} = 0.001 \text{ N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$
Viscosity (kinematic)	$1 \text{ m}^2/\text{s} = 10.7639 \text{ ft}^2/\text{s}$	$1 \text{ ft}^2/\text{s} = 0.0929 \text{ m}^2/\text{s}$ $1 \text{ ft}^2/\text{h} = 2.581 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$
Volume	$1 \text{ m}^3 = 35.3134 \text{ ft}^3$	$1 \text{ ft}^3 = 0.02832 \text{ m}^3$ $1 \text{ in}^3 = 1.6387 \times 10^{-5} \text{ m}^3$ $1 \text{ gal (U.S. liq.)} = 0.003785 \text{ m}^3$
Volume flow rate	$1 \text{ m}^3/\text{s} = 35.3134 \text{ ft}^3/\text{s}$ $= 1.2713 \times 10^5 \text{ ft}^3/\text{h}$	$1 \text{ ft}^3/\text{h} = 7.8658 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$ $1 \text{ ft}^3/\text{s} = 2.8317 \times 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s}$

*Some units in this column belong to the cgs and mks metric systems.

†Definitions of the units of energy which are based on thermal phenomena:

1 Btu = energy required to raise 1 lb_m of water 1°F at 68°F

1 cal = energy required to raise 1 g of water 1°C at 20°C

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

EXERCÍCIO PROPOSTO 1 – RESOLVER EM SALA DE AULA

Uma parede de tijolo de alvenaria de uma casa tem uma temperatura interna da superfície de 55°F e uma temperatura média da superfície externa de 45°F . A parede tem $1,0\text{ ft}$ de espessura e, devido a diferença de temperatura, a perda de calor através da parede é de $3,4\text{ Btu/h.ft}^2$. Expresse a perda de calor em unidades SI. Além disso, calcule o valor desta perda de calor para uma superfície de 100 ft^2 em um período de 24 h , se a casa for aquecida por um aquecedor de resistência elétrica e o custo gasto com eletricidade perdida. Sabe-se que o custo de energia elétrica é de $33\text{ centavos de real o kWh}$.

EXERCÍCIO PROPOSTO 2 – RESOLVER EM SALA DE AULA

A equação de Colburn para transmissão de calor é:

$$\left(\frac{h}{CG}\right)\left(\frac{C\mu}{k}\right)^{2/3} = \frac{0,023}{(DG/\mu)^{0,2}}$$

onde:

C = capacidade calorífica, Btu/(lb)(°C)

μ = viscosidade, lb/(h)(ft)

k = condutividade térmica, Btu/(h)(ft)(°F)

D = diâmetro da tubulação, ft

G = fluxo mássico, lb/(h)(ft²)

Quais são as unidades do coeficiente de transmissão de calor h ?



Convertendo unidades de Temperatura

As seguintes relações podem ser usadas para converter uma temperatura expressa em unidades de uma determinada escala para o seu equivalente em uma outra escala:

TEMPERATURA	$\begin{aligned}T(\text{K}) &= T(^{\circ}\text{C}) + 273.15 \\&= T(^{\circ}\text{R})/1.8 \\&= [T(^{\circ}\text{F}) + 459.67]/1.8 \\T(^{\circ}\text{C}) &= [T(^{\circ}\text{F}) - 32]/1.8\end{aligned}$	$\begin{aligned}T(^{\circ}\text{R}) &= 1.8T(\text{K}) \\&= T(^{\circ}\text{F}) + 459.67 \\T(^{\circ}\text{F}) &= 1.8T(^{\circ}\text{C}) + 32 \\&= 1.8[T(\text{K}) - 273.15] + 32\end{aligned}$
DIFERENÇA DE TEMPERATURA	$\begin{aligned}1 \text{ K} &= 1^{\circ}\text{C} \\&= 1.8^{\circ}\text{R} \\&= 1.8^{\circ}\text{F}\end{aligned}$	$\begin{aligned}1^{\circ}\text{R} &= 1^{\circ}\text{F} \\&= (5/9)\text{K} \\&= (5/9)^{\circ}\text{C}\end{aligned}$

Convertendo unidades de Temperatura

Um grau é tanto uma temperatura quanto um intervalo de temperatura, um fato que costuma causar alguma confusão. Considere o intervalo de temperatura entre 0°C e 5°C. Existem nove graus Fahrenheit e nove graus Rankine neste intervalo, e apenas cinco graus Celsius e cinco Kelvin. Um intervalo de 1 grau Celsius ou 1 Kelvin contém portanto 1,8 graus Fahrenheit ou Rankine, o que leva aos fatores de conversão

$$\frac{1,8^{\circ} F}{1^{\circ} C}, \frac{1,8^{\circ} R}{1K}, \frac{1^{\circ} F}{1^{\circ} R}, \frac{1^{\circ} C}{1K}$$

Estes fatores de conversão se referem a intervalos de temperatura, não a temperaturas. Por exemplo, para encontrar o número de graus Celsius entre 32°F e 212°F você pode dizer que

Cuidado para encontrar a temperatura em graus Celsius a 32°F você não pode usar esta equação

————→ $\Delta T(^{\circ}C) = (212 - 32)^{\circ} F \frac{1^{\circ} C}{1,8^{\circ} F} = 100^{\circ} C$

ERRADO —→ $T(^{\circ}C) = 32^{\circ} F \frac{1^{\circ} C}{1,8^{\circ} F} = 17,77^{\circ} C$

CORRETO —→ $T(^{\circ}C) = [T(^{\circ}F) - 32]/1.8$

EXERCÍCIO PROPOSTO 3 - RESOLVER EM SALA DE AULA

Convertendo unidades de Temperatura

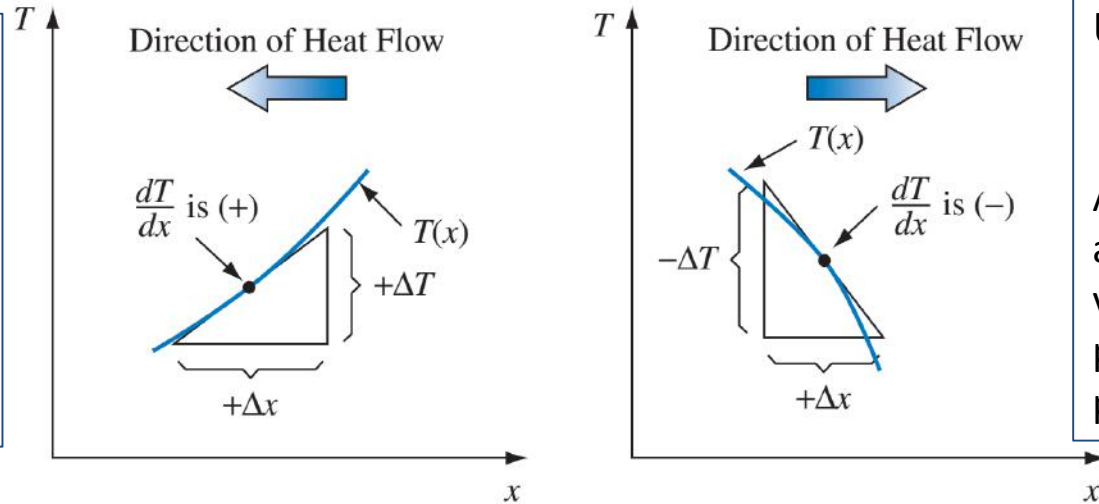
|O calor específico da amônia, definido como a quantidade de calor necessário para elevar em exatamente 1° a temperatura de uma unidade de massa de amônia a pressão constante, é dada, ao longo de um intervalo limitado de temperatura, pela expressão:

$$C_p \left(\frac{Btu}{lb_m \cdot ^\circ F} \right) = 0,487 + 2,29 \cdot 10^{-4} T(^{\circ} F)$$

Determine uma expressão para o C_p em $J/g \cdot ^\circ C$ em termos de $T(^{\circ} C)$

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

$$q_k \propto A \frac{dT}{dx}$$



Unidades de K no SI
W/m K

Apesar de variar com a temperatura, essa variação costuma ser pequena o suficiente para ser desprezada.

FIGURE 1.2 The sign convention for conduction heat flow.

10 Chapter 1 Basic Modes of Heat Transfer

Lei da Condução de Fourier → $q_k = -kA \frac{dT}{dx}$

O calor transmitido não diminui com x , mas a diferença de potencial térmico sim. A força motriz para a transferência de calor diminui com x até zera.

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

TABLE 1.3 Thermal conductivities of some metals, nonmetallic solids, liquids, and gases

Material	Thermal Conductivity at 300 K (540 °R)	
	W/m K	Btu/h ft °F
Copper	399	231
Aluminum	237	137
Carbon steel, 1% C	43	25
Glass	0.81	0.47
Plastics	0.2–0.3	0.12–0.17
Water	0.6	0.35
Ethylene glycol	0.26	0.15
Engine oil	0.15	0.09
Freon (liquid)	0.07	0.04
Hydrogen	0.18	0.10
Air	0.026	0.02

O K influencia apenas na velocidade para se atingir o estado estacionário.
O perfil é definido pelas fronteiras.

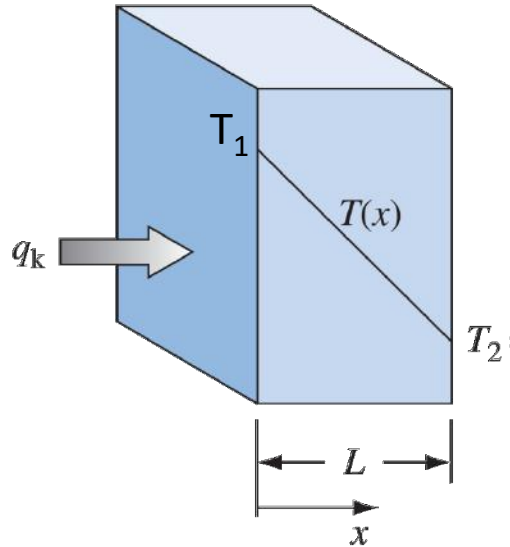
CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

$$\frac{q_k}{A} \int_0^L dx = - \int_{T_{\text{hot}}}^{T_{\text{cold}}} k dT = - \int_{T_1}^{T_2} k dT$$

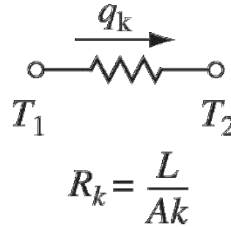
$$q_k = \frac{Ak}{L} (T_{\text{hot}} - T_{\text{cold}}) = \frac{\Delta T}{L/Ak}$$

$$R_k = \frac{L}{Ak}$$

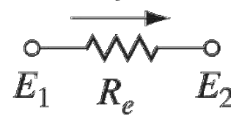
Sistema Físico



Circuito Térmico



Circuito Elétrico



$$K_k = \frac{Ak}{L}$$

Condutância Térmica
 $\frac{k}{L}$

Resistência Térmica
 $\frac{L}{k}$

Estado Estacionário

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

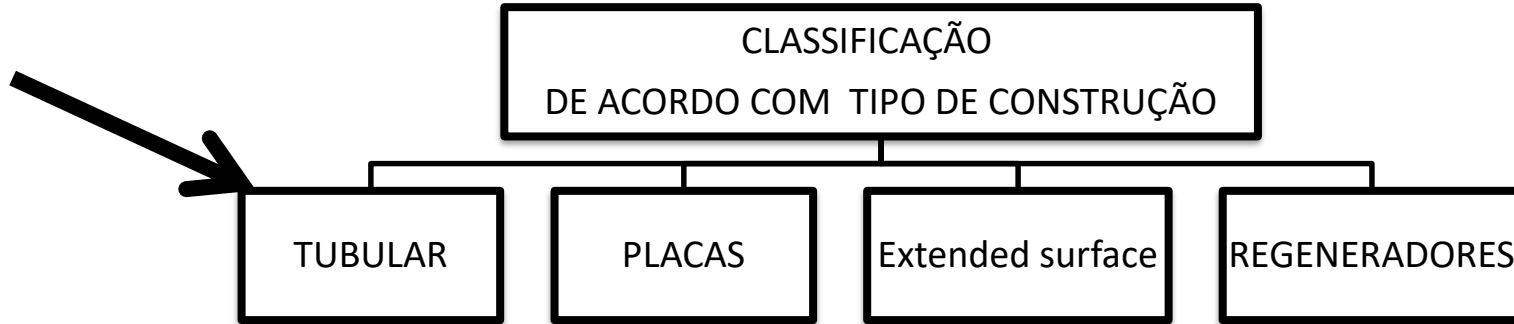
A transferência de calor de um fluido para outro é uma operação importante para a maioria das indústrias químicas. A aplicação mais comum de transferência de calor é a concepção de equipamentos de transferência para trocar calor de um fluido para outro. Tais dispositivos para transferência eficiente de calor geralmente são chamados de **Trocadores de calor**. Os trocadores de calor são normalmente classificados dependendo do processo de transferência que ocorre neles. A classificação geral dos trocadores é mostrada na Figura ao lado.

Um trocador de calor é um dispositivo que é usado para transferir energia térmica (entalpia) entre dois ou mais fluidos, entre uma parede sólida e um fluido, ou entre partículas sólidas e um fluido, a diferentes temperatura e em **CONTATO TÉRMICO**.

Em geral, os trocadores de calor industriais têm sido classificados de acordo com:

1. **Tipo/detalhes de construção;**
2. **Processo de Transferência;**
3. **Grau de compactação;**
4. **Arranjo de fluxo das correntes;**
5. **Número de passagens;**
6. **Número de fases/ fluidos envolvidos;**
7. **Mecanismo de transferência de Calor**

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE



TUBULAR - Quanto a Característica de Construção

Um trocador do tipo tubo duplo é composto por dois tubos concêntricos, usualmente em forma de U. O trocador tubo duplo “U-bend “ é conhecido como um “hairpin heat exchanger” , isso pq os tubos são organizados em grampos. O fluxo pode ser do tipo contracorrente ou concorrente. Geralmente, o fluxo empregado é do tipo contracorrente. A área de troca térmica varia entre 300 e 6000 ft². A faixa de pressão de operação varia desde vácuo até 14.000 psi (limitado pelo tamanho, material, condições de projeto e condição operacional), a temperatura indicada é desde -100°C até 600°C.

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

TUBULAR – TUBO DUPLO

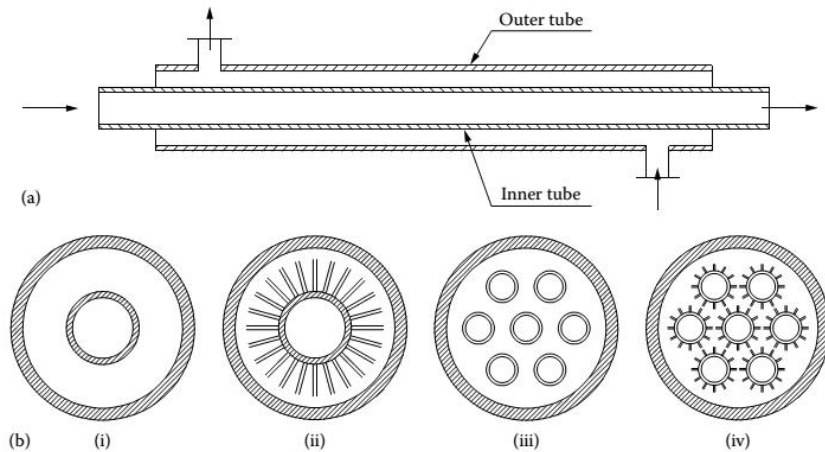


FIGURE 1.2 Double pipe/twin pipe hairpin heat exchanger. (a) Schematic of the unit, (b): (i) double pipe with bare internal tube, (ii) double pipe with finned internal tube, (iii) double pipe with multibare internal tubes, and (iv) double pipe with multifinned internal tubes. (Courtesy of Peerless Mfg. Co., Dallas, TX, Makers of Alco and Bos-Hatten brands of heat exchangers.)

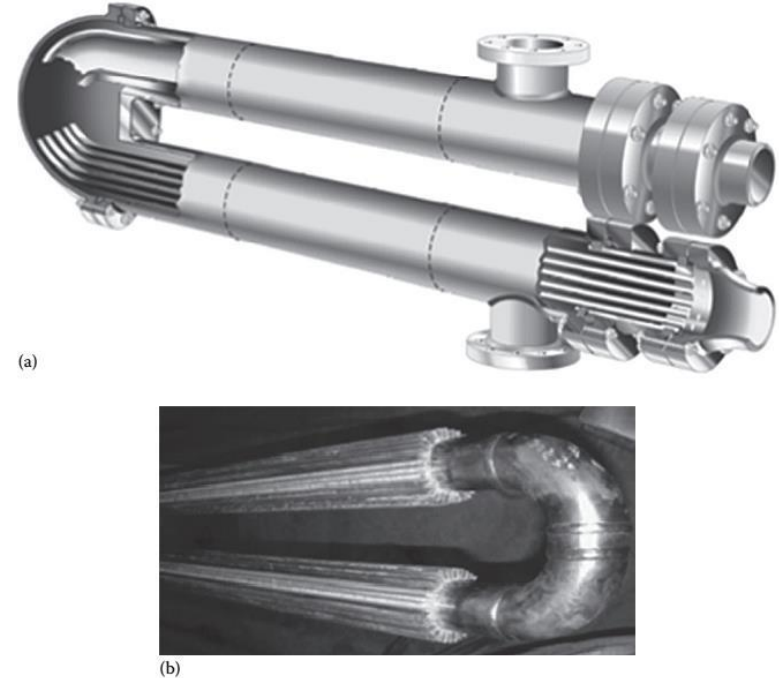
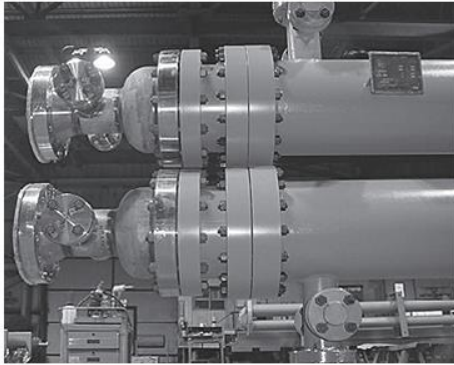


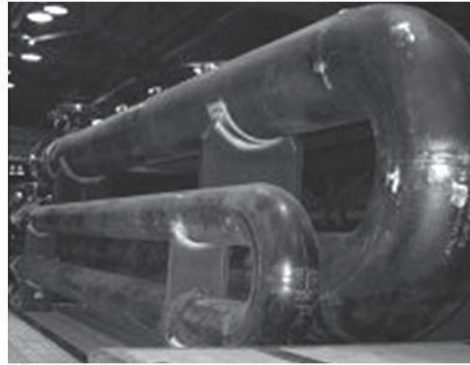
FIGURE 1.3 Double pipe/hairpin heat exchanger. (a) 3-D view and (b) tube bundle with longitudinal fins. (Courtesy of Peerless Mfg. Co., Dallas, TX, Makers of Alco and Bos-Hatten brands of heat exchangers.)

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

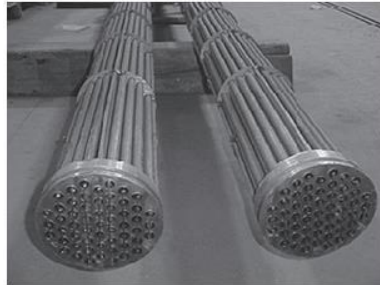
TUBULAR



(a)



(b)



(c)

HAIRPIN - GRAMPO

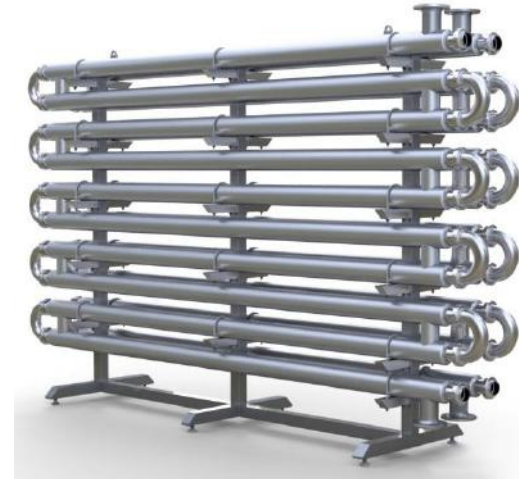


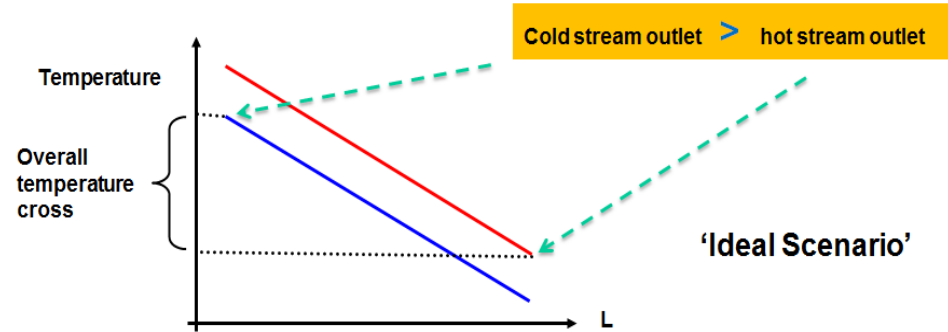
FIGURE 1.4 Hairpin heat exchanger. (a) Separated head closure using separate bolting on shellside and tube-side and (b) Hairpin exchangers for high-pressure and high-temperature applications and (c) multitubes (bare) bundle. (Photo courtesy of Heat Exchanger Design, Inc., Indianapolis, IN.)

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

TUBULAR – TUBO DUPLO

A sua aplicação deve ser considerada quando uma ou mais das seguintes condições estiverem presentes:

1. o processo resulta em “Temperature Cross”;
2. opera a alta pressão do lado do tubo;
3. uma baixa queda de pressão é desejada em um dos lados;
4. quando o trocador é submetido a choque térmico;
5. quando o escoamento induz à vibração e isso seja um problema;
6. Quando partículas sólidas, lamas, poupas estão presentes em pelo menos uma das correntes.

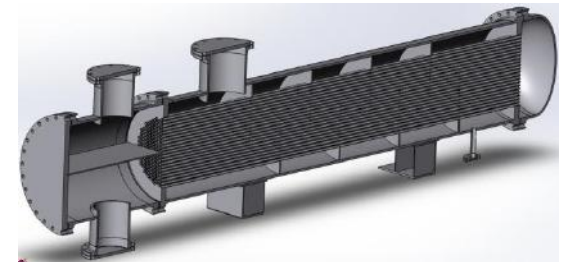
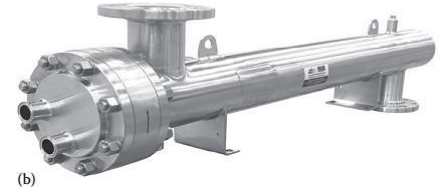
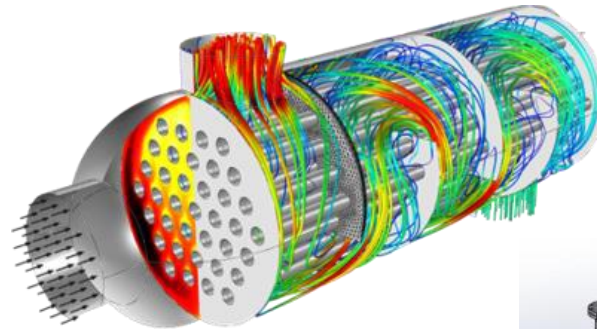


“Temperature Cross”: o termo descreve o cenário onde a temperatura de saída do Fluido frio é maior que a temperatura de saída do fluido quente. O chamado “Temperature cross point” é o ponto onde os dois fluidos possuem a mesma temperatura. Obrigatoriamente, o escoamento precisa ser do tipo contracorrente e com um passo.

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

Em processos industriais, os trocadores de calor do tipo tubo-carcaça são usados em grande número, mais que qualquer outro tipo de trocador. Eles correspondem a mais de 90% dos trocadores de calor empregados industrialmente. Por conta de sua extensa aplicação, os procedimentos de projeto e construção já são bem estabelecidos e consagrados. Sua construção pode ser feita utilizando uma ampla variedade de materiais, atualmente, existem uma variedade de códigos e padrões de projeto e fabricação. Esse tipo de trocador é construído em uma ampla faixa de tamanho e configurações.

TUBULAR – TUBO CARCAÇA



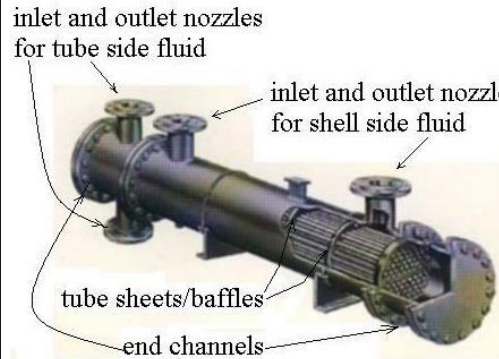
CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

TUBULAR – TUBO CARCAÇA

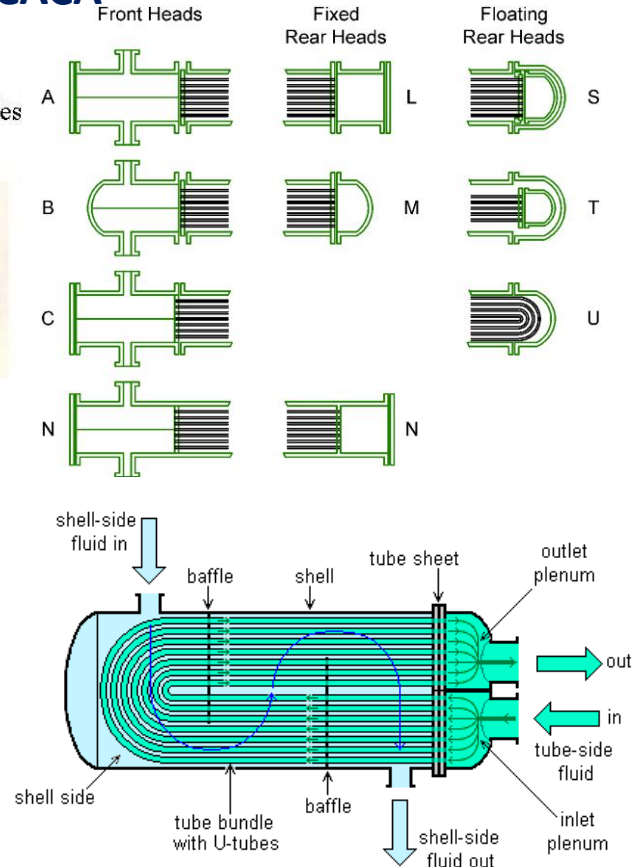
Os principais componentes de um trocador de calor tubo-carcaça são: tubos, carcaça, “baffle” /chicanas, “front head”, “rear head” e “nozzles”/ bocais de alimentação e saída. Diâmetro da carcaça varia entre 60 e 2000 mm, temperatura de operação entre -10 e 500°C, pressão de operação máxima 600 bar.

Como vantagens destacam-se, a robustez de seu projeto, flexibilidade, facilidade de manutenção e reparo.

Como desvantagens destacam-se: exigência de uma área grande para sua instalação e frequente necessidade de espaço extra para remover os “bundles”/agrupamento de tubos. O equipamento é pesado, o custo do material para confecção pode ser alto.



Bundle of tubes

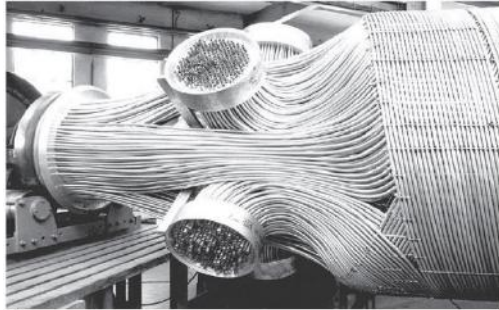


CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

TUBULAR – Coiled Tube

Tubos em espiral ou “enrolados”
Coiled Tube

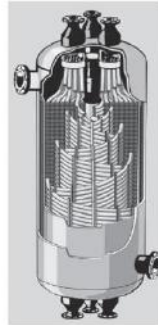
Alta complexidade de modelagem



(a)



(b)



(c)



FIGURE 1.6 Coiled tube heat exchanger. (a) End section of a tube bundle, (b) tube bundle under fabrication, and (c) construction details. (From Linde AG, Engineering Division. With permission.)

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

TUBULAR – Coiled Tube Heat Exchanger CTHes

A construção desses trocadores de calor envolve o “enrolamento” de um grande número de tubos dúcteis de pequeno diâmetro em torno de um tubo central, com cada trocador contendo várias camadas de tubos ao longo do eixo principal e radial.

Devido aos tubos de pequeno diâmetro, os CTHes não permitem a limpeza mecânica e portanto, são usados para manejar fluidos ou fluidos limpos e sem sólidos, cujos depósitos de incrustação possam ser limpos por produtos químicos. Os materiais utilizados são geralmente ligas de alumínio para criogenia e aço inoxidável para aplicações de alta temperatura.

O CTHE oferece vantagens exclusivas, especialmente ao lidar com aplicações de baixa temperatura, com destaque para:

- A transferência de calor simultânea entre mais de dois fluxos. Um dos três trocadores de calor mais usados atualmente para sistemas de liquefação em larga escala.
- Um grande número de unidades de transferência de calor associado.

O CTHE não é barato devido aos custos de material, à alta mão-de-obra no enrolamento dos tubos e ao mandril central.

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

TUBULAR – Coiled Tube Heat Exchanger CTHes

Os trocadores de calor enrolados em bobinas são compactos e confiáveis, com ampla faixa de temperatura e pressão, e adequados para fluxos de uma e duas fases. Eles são conhecidos por sua robustez em particular durante as condições de partida e parada ou de traslado de fábrica. Os CTHes encontram destaque na aplicação em processos de liquefação.

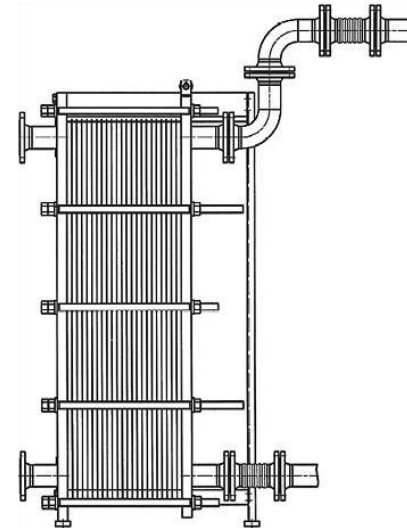
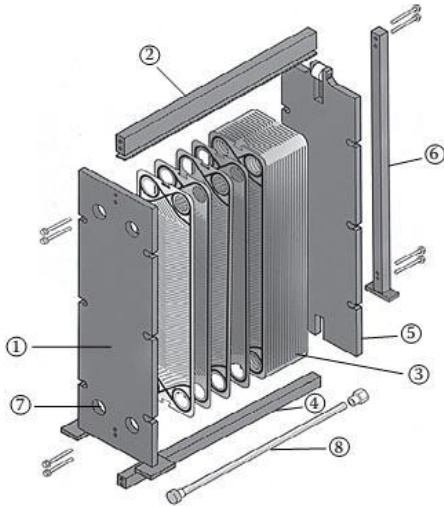
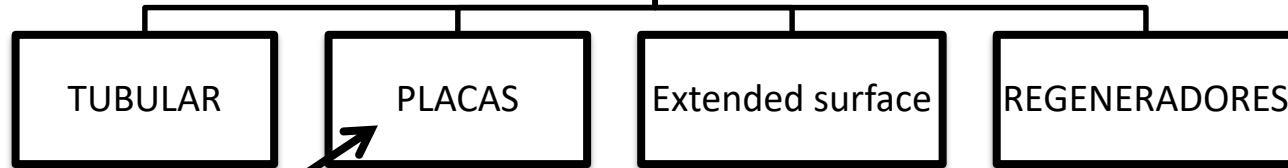


Trocadores de calor de bobina de vidro têm uma bobina fundida ao invólucro para fazer uma unidade de peça única. Isso proíbe vazamentos entre a bobina e os fluidos da carcaça. O coeficiente de transferência de calor reduzido do equipamento de vidro de boro-silicato compara favoravelmente com muitos materiais de tubos alternativos. Isto deve-se à superfície lisa do vidro que melhora o coeficiente de película e reduz a tendência a incrustações.



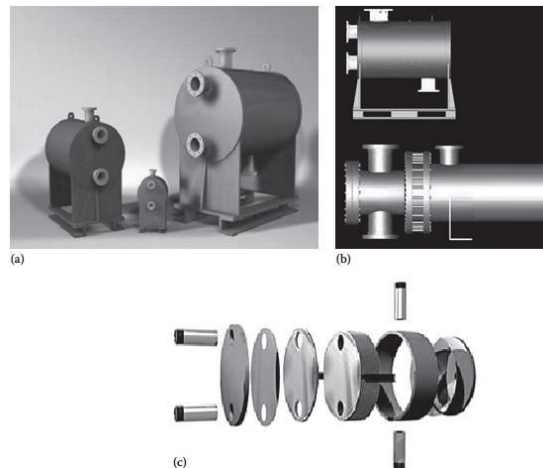
CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

CLASSIFICAÇÃO DE ACORDO COM TIPO DE CONSTRUÇÃO



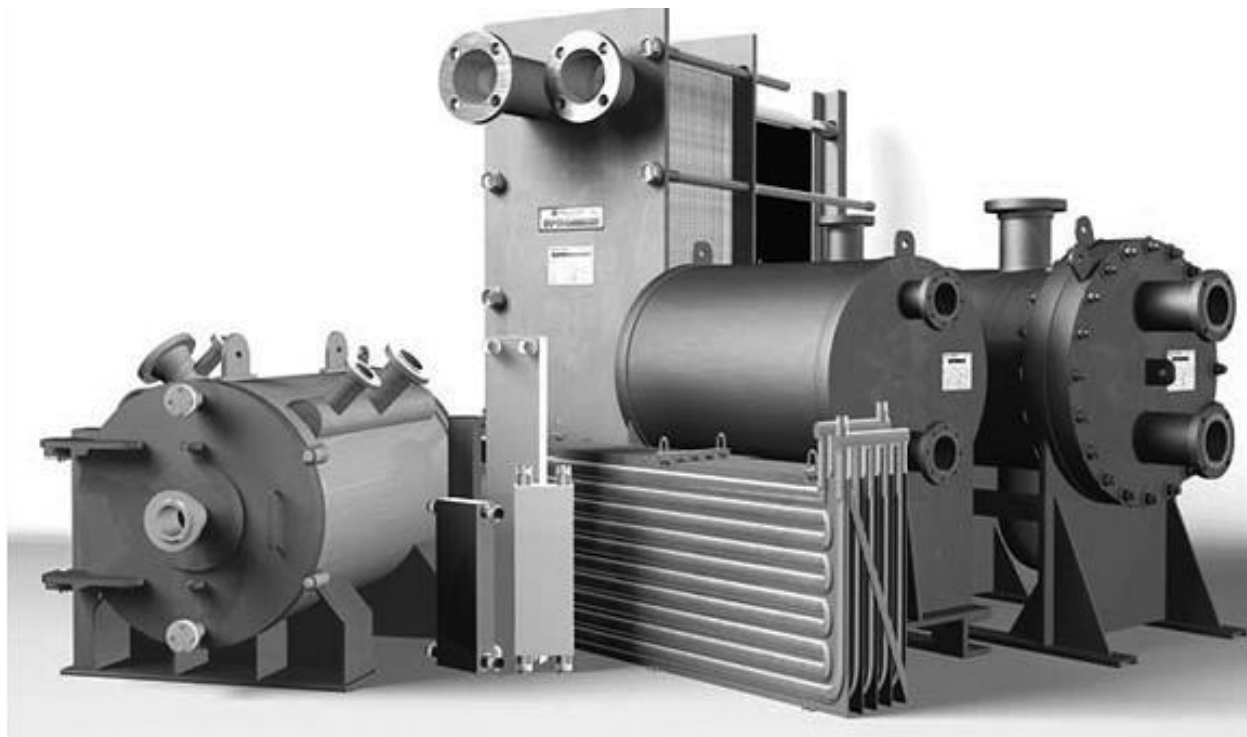
CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

TROCADORES DE CALOR DO TIPO PLACAS



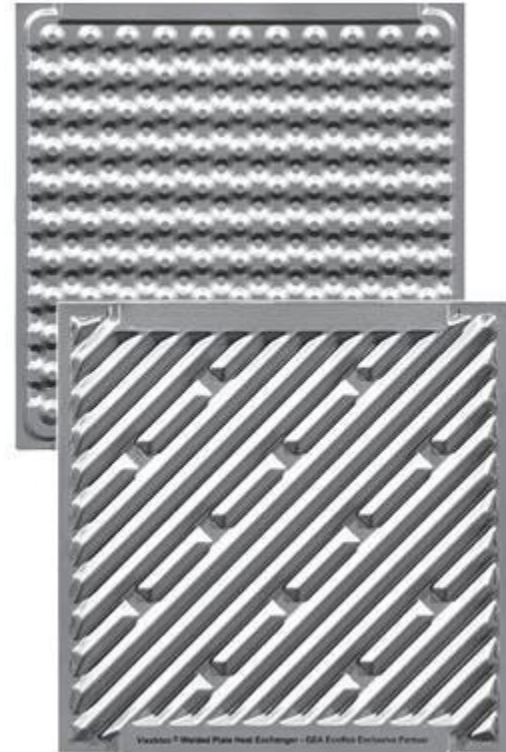
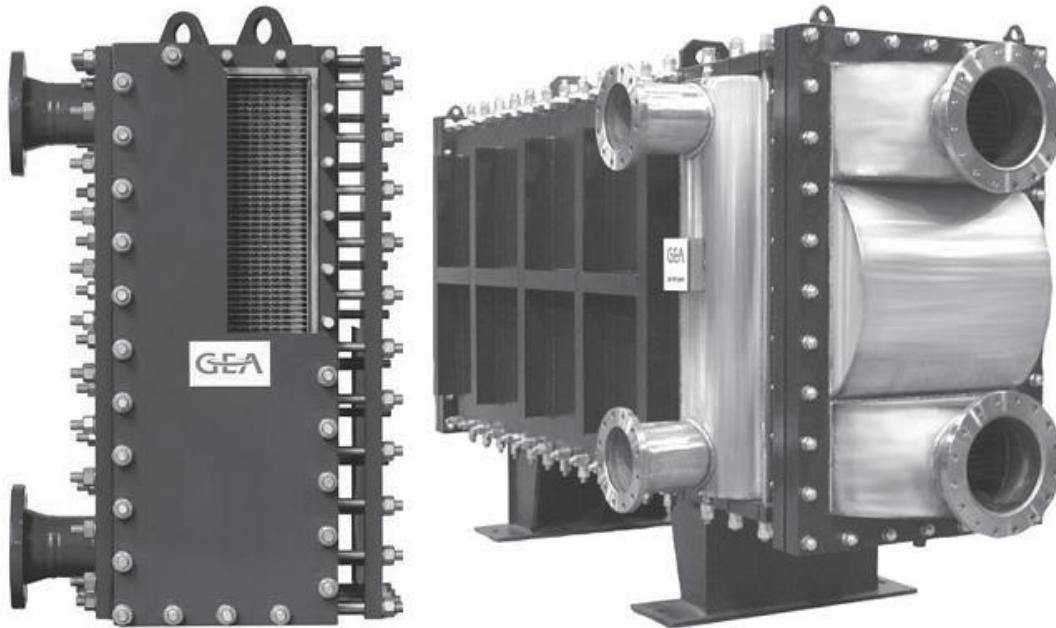
CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

TROCADORES DE CALOR DO TIPO PLACAS



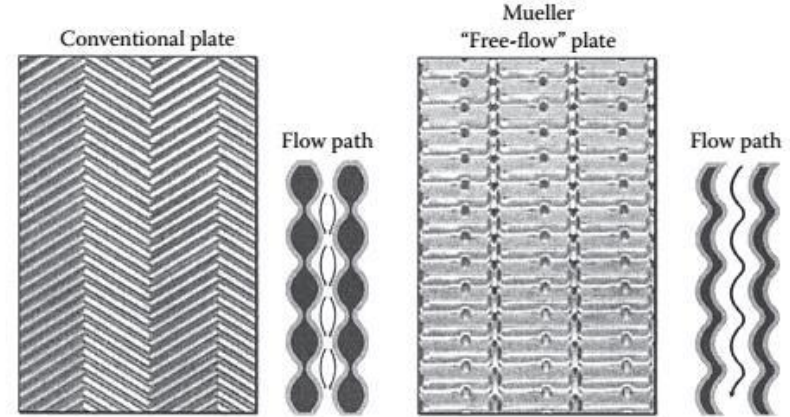
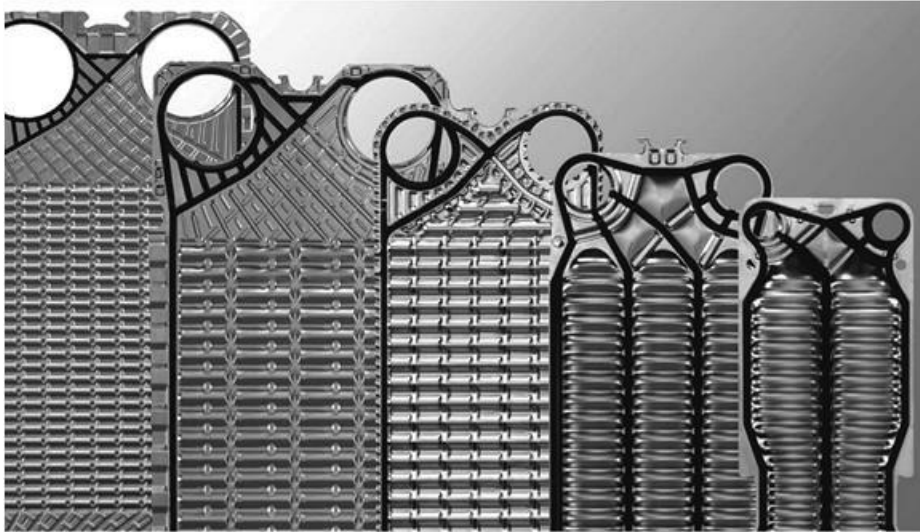
CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

TROCADORES DE CALOR DO TIPO PLACAS

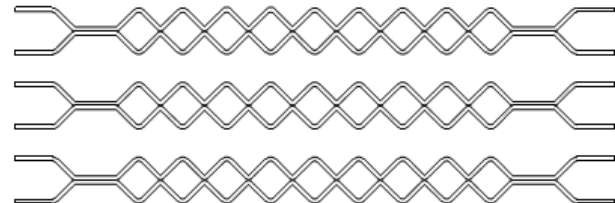


CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

TROCADORES DE CALOR DO TIPO PLACAS



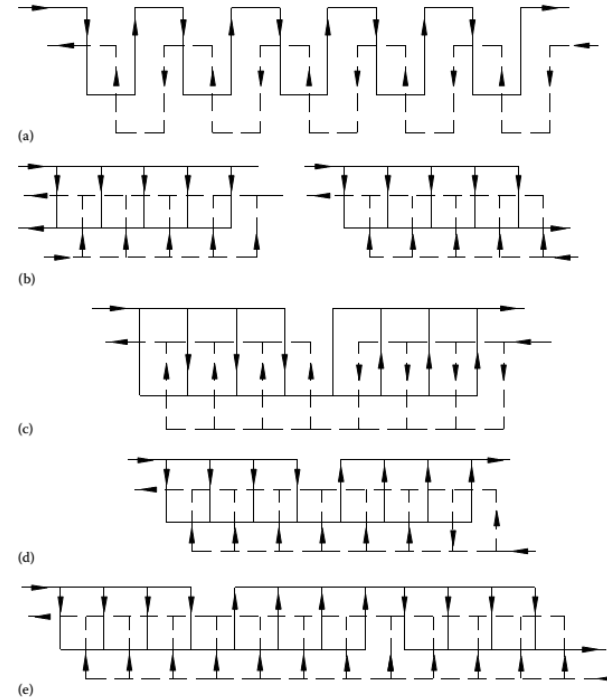
(a)



CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

TROCADORES DE CALOR DO TIPO PLACAS

Um trocador de calor de placas consiste de um número de placas metálicas corrugadas em contato mútuo. Cada placa possui 4 aberturas servindo como portas de entrada e de saída, que garantem: vedação e o direcionamento dos fluidos em fluxos com passagens alternadas.



Arranjos
típicos

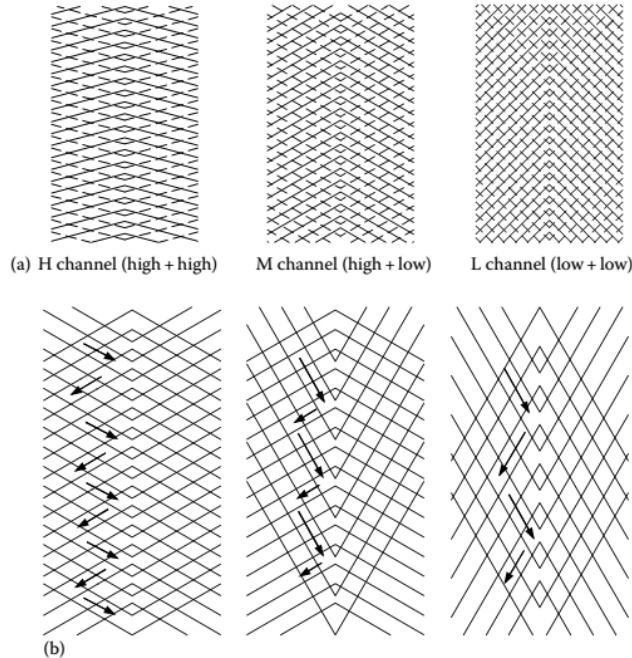
FIGURE 7.4 PHE flow arrangements. (a) Series flow n pass- n pass; (b) single-pass looped: U-arrangement, Z-arrangement; (c) multipass with equal pass (n pass- n pass); (d) multipass with unequal pass, 2 pass-1 pass; and (e) multipass with unequal pass, 3 pass-1 pass.

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

TROCADORES DE CALOR DO TIPO PLACAS

Possui uma espinha-de-peixe horizontal gravação em relevo. Estas placas têm maiores coeficientes de transferência de calor e um pouco maior queda de pressão

Placas combinadas: as placas do tipo “H” e “V” foram combinadas para obter um desempenho térmico e de queda de pressão intermediário.



Placas verticais: as placas estilo “V” têm uma gravação vertical em relevo. Estas placas têm menor queda de pressão e coeficientes de transferência de calor ligeiramente inferiores.

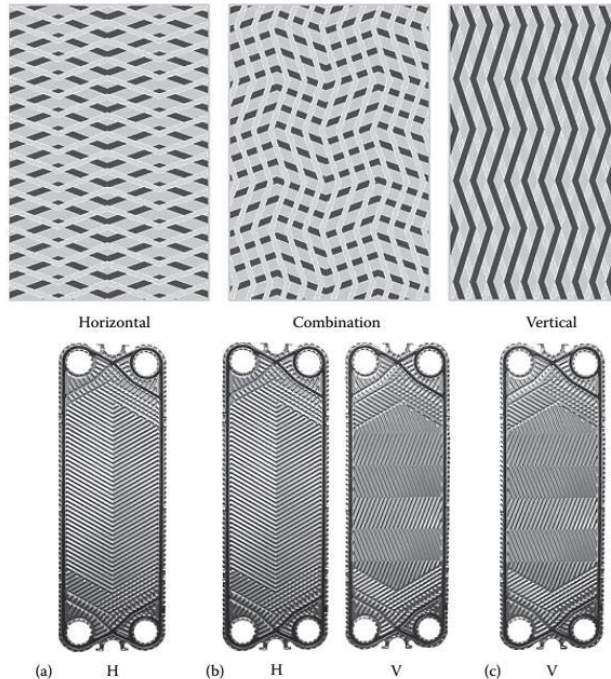
FIGURE 7.25 Thermal mixing (a) combination of high-theta and low-theta plate arrangements and (b) flow pattern.

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

TROCADORES DE CALOR DO TIPO PLACAS

Possui uma espinha-de-peixe horizontal gravação em relevo. Estas placas têm maiores coeficientes de transferência de calor e maior queda de pressão

Placas combinadas: as placas do tipo “H” e “V” foram combinadas para obter um desempenho térmico e de queda de pressão intermediário.



Placas verticais: as placas estilo “V” têm uma gravação vertical em relevo. Estas placas têm menor queda de pressão e coeficientes de transferência de calor ligeiramente inferiores.

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

TROCADORES DE CALOR DO TIPO PLACAS

Maximum operating pressure	25 bar (360 psi)
With special construction	30 bar (435 psi)
Maximum temperature	160°C (320°F)
With special gaskets	200°C (390°F)
Maximum flow rate	3,600 m ³ /h (950,000 USG/min)
Heat transfer coefficient	3500–7500 W/m ² ·°C (600–1,300) BTU/ft ² ·h·°F
Heat transfer area	0.1–2,200 m ² (1–24,000 ft ²)
Maximum connection size	450 mm (18 in.)
Thermohydraulic data	
Temperature approach	As low as 1°C
Heat recovery	As high as 93%
Heat transfer coefficient	3,000–7,000 W/m ² ·°C (water–water duties with normal fouling resistance)
NTU	0.3–4.0
Pressure drop	30 kPa per NTU

Note: Refer to manufacturers catalogue for current performance lists.

TABLE 7.2
Useful Data on PHE

Unit		Plates	
Size	1540–2500 m ²	Thickness	0.5–1.2 mm
Number of plates	Up to 700	Size	0.03–2.2 m
Port size	Up to 39 cm	Spacing	1.5–5.0 mm
		Corrugation depth	3–5 mm

Considerando incrustação



Aço especial

Common PHE Plate Materials

Stainless steel AISI 304	Incoloy 825
Stainless steel AISI 316	Monel 400
Avesta SMO 254	Hastelloy B
Titanium, titanium–0.2%	Hastelloy C-276
Palladium stabilized	Aluminum brass 76/22/2
Tantalum	Cupronickel (70/30)
Inconel 600	Cupronickel (90/10)
Inconel 625	Diabon F 100

**Ligas
metálicas**

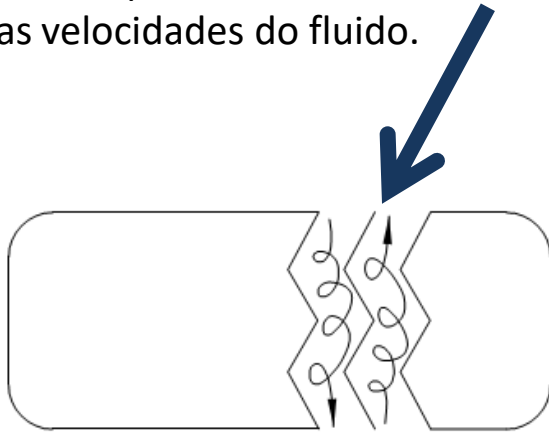
Tântalo



CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

TROCADORES DE CALOR DO TIPO PLACAS

Alta turbulência e alto desempenho de transferência de calor: O padrão de placa em relevo promove alta turbulência em baixas velocidades do fluido.



Nas placas com o padrão de diferentes relevos, a turbulência é promovida pela direção e velocidade de fluxo em constante mudança. Placas com o padrão de espinha de peixe são montadas com as ondulações apontando em direções alternadas, o que confere um movimento circular aos fluidos. Esta alta turbulência resulta em coeficientes de transferência de calor muito elevados.

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

TROCADORES DE CALOR DO TIPO PLACAS

Trocadores tipo placas em espiral SPHE têm sido usados desde a década de 1930, quando foram originalmente desenvolvidos na Suécia para recuperação de calor em fábricas de celulose. Eles são classificados como um tipo de PHE soldado. Um SPHE é fabricado rolando um par de tiras relativamente longas de placa ao redor de um mandril dividido para formar um par de passagens em espiral.

- I O espaçamento dos canais é mantido uniformemente ao longo do comprimento das passagens em espiral por meio de pinos espaçadores soldados às tiras de placa antes da laminagem.



CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

TROCADORES DE CALOR DO TIPO PLACAS

Em alguns serviços, um dos canais é deixado aberto, enquanto o outro é fechado em ambos os lados da placa. Estes dois tipos de construção impedem a mistura dos fluidos.

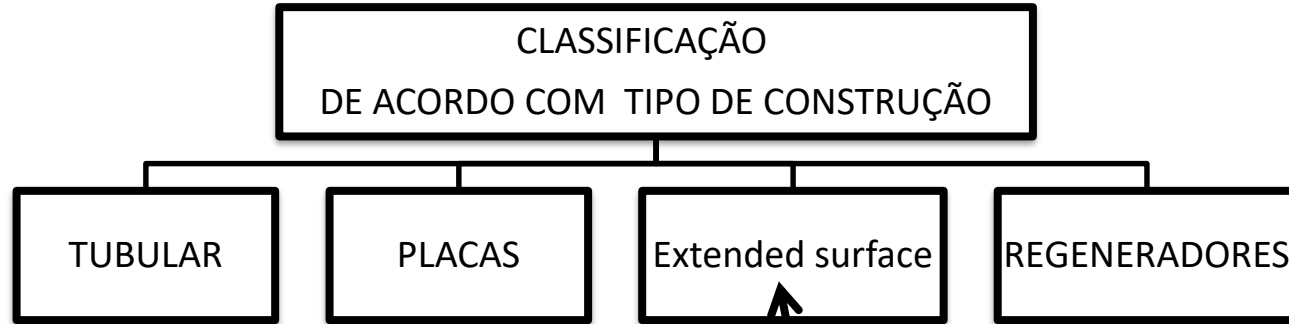
SPHE destina-se especialmente às seguintes aplicações:

Para lidar com lamas e líquidos com fibras suspensas e tratamento de minério, onde o teor de sólidos é de até 50%.

O SPHE é a primeira escolha para viscosidades extremamente altas, digamos, até 500.000 cP, especialmente em tarefas de resfriamento, devido à má distribuição e, portanto, é menos provável que ocorra bloqueio parcial por resfriamento excessivo.

Destinados a condensação, aquecimento ou resfriamento de fluidos viscosos, lamas e lodo.

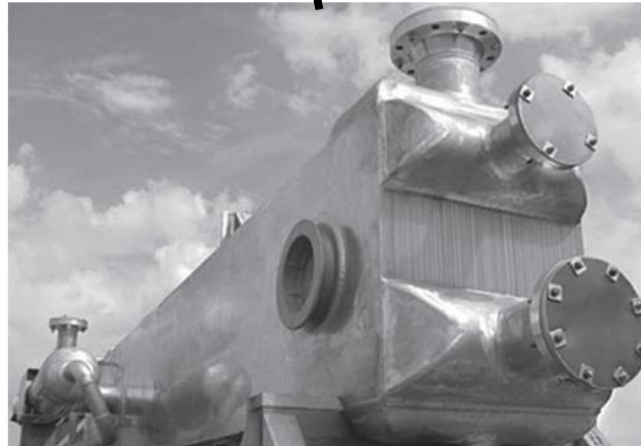
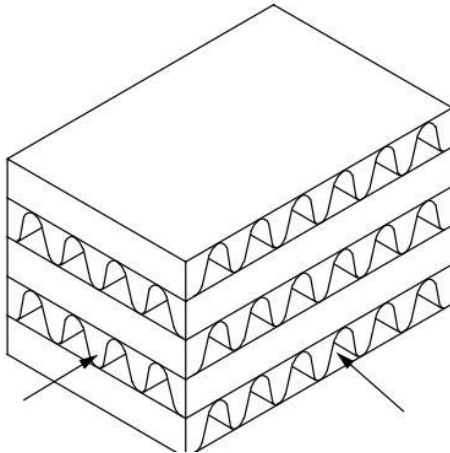
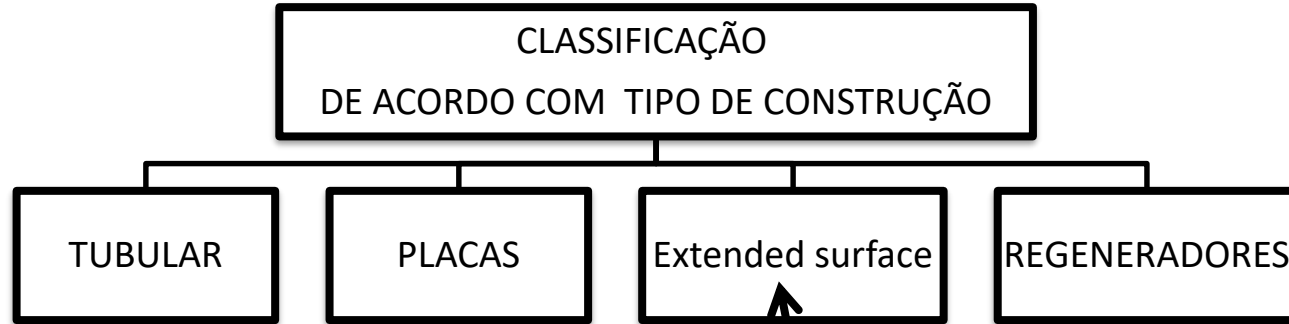
CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE



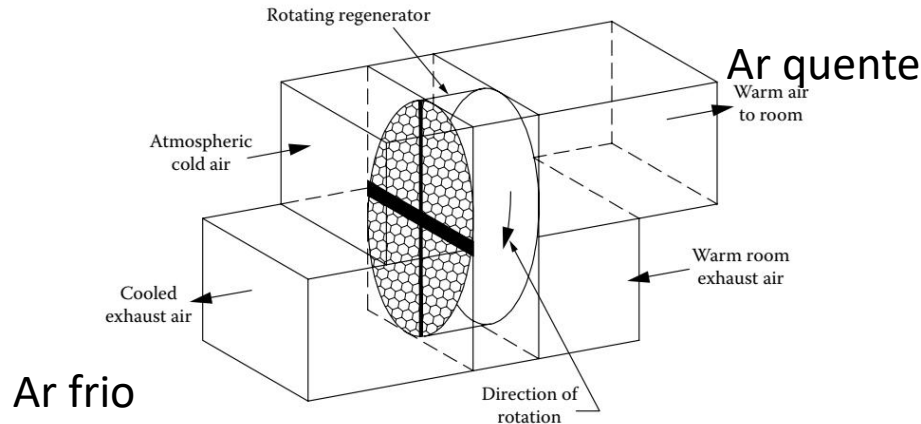
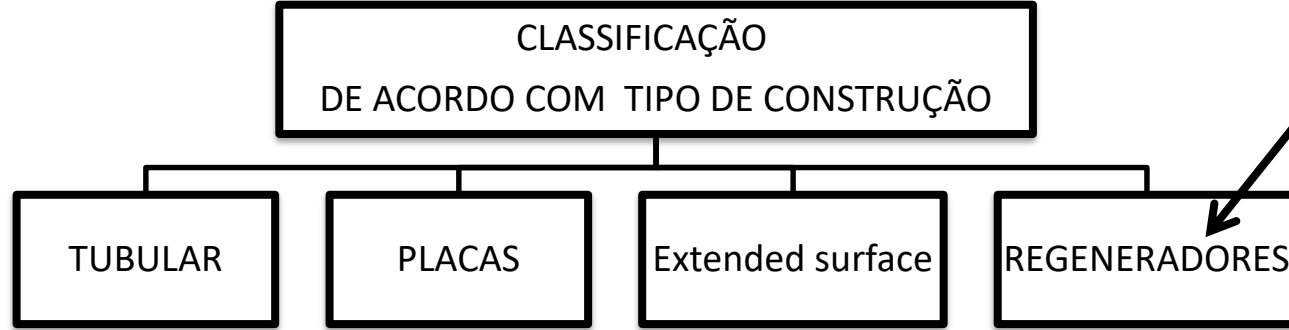
Num trocador de calor com gases ou alguns líquidos, se o coeficiente de transferência de calor for bastante baixo, é necessária uma grande área de superfície de transferência de calor para aumentar a taxa de transferência de calor. Os trocadores de calor de placas fin são os exemplos mais comuns de trocadores de calor de superfície estendida.



CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE



CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE



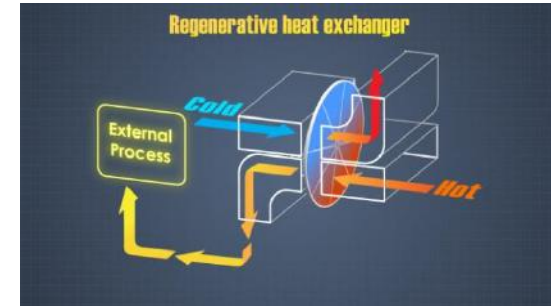
A regeneração é uma tecnologia antiga que remonta aos primeiros fogões abertos e fornos de alto forno. Sistema muito utilizado nas indústrias de manufatura e de processo, como vidro, cimento e metais primários e secundários. Nesses processos, grande parte da energia é descartada na forma de gás de exaustão de alta temperatura. A recuperação do calor residual dos gases de escape por meio de trocadores de calor conhecidos como regeneradores pode melhorar a eficiência global das instalações.

TROCADORES DE CALOR DO TIPO REGENERADORES

CONTATO INDIRETO – ARMAZENAMENTO

Esse tipo de trocador de calor é conhecido como regenerador, onde os 2 Fluidos escoam através de uma estrutura em comum, nesse caso a transferência de calor é intermitente. A superfície de troca de calor por onde os fluidos atravessam é geralmente uma estrutura tipo colmeia, “matriz celular”. Essa estrutura pode ser um meio poroso ou até um leito empacotado. Ao atravessar a estrutura, o gás quente aquece as paredes e perde energia sendo resfriado enquanto as paredes são aquecidas. O fluido frio, em instantes seguintes atravessa a mesma estrutura sendo aquecido, o que leva ao resfriamento das paredes (esse ciclo se repete continuamente). Portanto, nesse tipo de trocador de calor, a energia térmica não é transferida continuamente através da parede, como em trocador de calor do tipo transferência direta (recuperador). Esse tipo de trocador de calor é chamado de regenerador. Para operar continuamente e dentro de uma faixa de temperatura desejada, o sistema costuma ser do tipo rotativo, o que garante que a mesma estrutura de paredes (passagem) seja ocupada periodicamente pelos gases quente e frio.

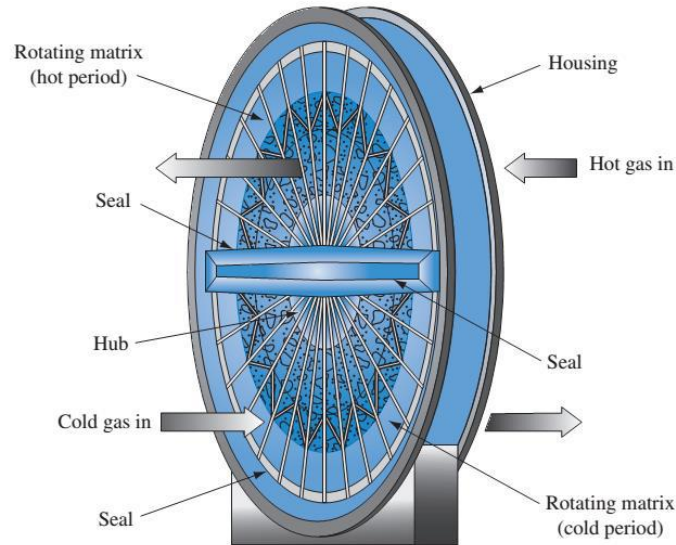
Resumindo: O núcleo ou matriz do trocador de calor serve como dispositivo de armazenamento de calor que, periodicamente é aquecido pelo fluido mais quente, transfere o calor para o fluido mais frio. Na condição de um trocador fixo e não rotativo (leito fixo, empacotado...) os fluidos quente e frio passam alternadamente através do trocador estacionário.



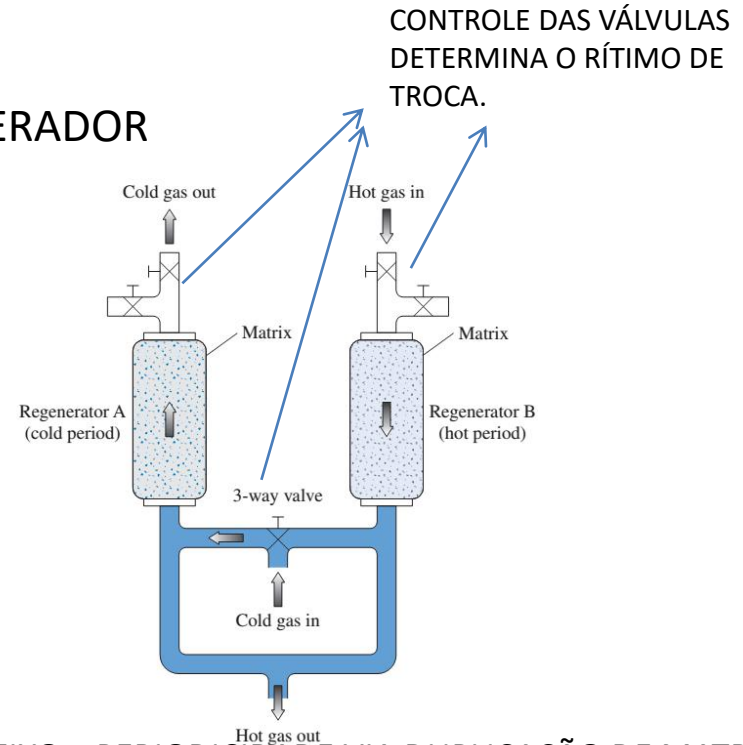
CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

TROCADORES DE CALOR DO TIPO REGENERADORES/REGENERATIVOS

CONTATO INDIRETO – ARMAZENAMENTO - REGENERADOR



SISTEMA ROTATIVO – PERIODICIDADE GARANTIDA

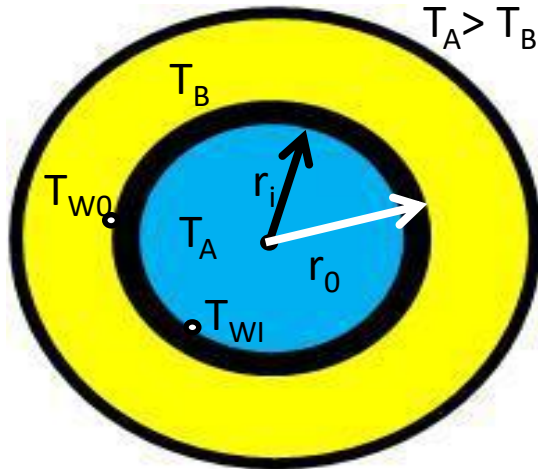


SISTEMA FIXO – PERIODICIDADE VIA DUPLICAÇÃO DE MATRIZ

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

DIMENSIONAMENTO DE TROCADOR DE CALOR

1- COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR U – considere um trocador de calor de tubos concêntricos:



Determinação da taxa de transferência de calor em regime permanente

Convecção Interna: $Q = h_i A_i [T_A - T_{wi}]$, onde $A_i = 2\pi r_i L$

Condução através do tubo Interno: $Q = \frac{2\pi Lk}{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)} [T_{wi} - T_{wo}]$

Covecção externa (ânulo): $Q = h_o A_o [T_{wo} - T_B]$, onde $A_o = 2\pi r_o L$

$$T_A - T_{wi} = \frac{Q}{h_i A_i}$$

$$T_{wi} - T_{wo} = \frac{Q \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi Lk}$$

$$T_{wo} - T_B = \frac{Q}{h_o A_o}$$

$$T_A - T_B = Q \left[\frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi Lk} + \frac{1}{h_o A_o} \right] \Rightarrow Q = \frac{(T_A - T_B)}{\left[\frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi Lk} + \frac{1}{h_o A_o} \right]}$$

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

1- Equação de Cálculo:

Equação de cálculo

$$Q = UA\Delta T$$

$$\rightarrow Q = UA\Delta T = \frac{(T_A - T_B)}{\left[\frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi L k} + \frac{1}{h_o A_o} \right]}$$

$$UA = \frac{1}{\left[\frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi L k} + \frac{1}{h_o A_o} \right]}$$

$$UA = \frac{1}{\sum \text{Resistências}}$$

1



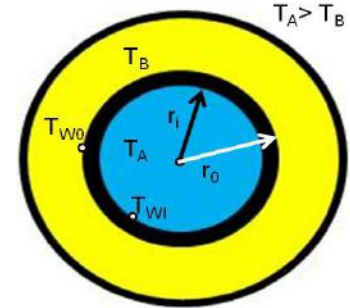
A literatura apresenta dois caminhos para tratar o problema:
O primeiro baseado na área interna do tubo interno:

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{A_i \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi L k} + \frac{A_i}{h_o A_o}}$$

2

O segundo baseado na área externa do tubo interno, que é mais comum:

$$U_o = \frac{1}{\frac{A_o}{h_i A_i} + \frac{A_o \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi L k} + \frac{1}{h_o}}$$



Seja: $\frac{1}{h_{i0}} = \frac{A_o}{h_i A_i} = \frac{2\pi r_o L}{2\pi r_i L h_i} \Rightarrow h_{i0} = \frac{r_i}{r_o} h_i$

3

A resistência térmica para a condução é bem menor, comparada as resistências térmicas para a convecção.

$$\frac{A_o \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi L k} \ll \frac{1}{h_{i0}} \quad \text{e} \quad \frac{A_o \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi L k} \ll \frac{1}{h_o}$$

O valor de U será controlado pelo menor h (maior a resistência), quando for significativamente menor que o outro. O h pode ser obtido por correlações, gráficos e tabelas (serão apresentadas). Uma aproximação bastante utilizada é:

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_{i0}} + \frac{1}{h_o}}$$

4

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

1.1- Fatores de Incrustação (R_d)

Depois de um certo período de operação, as superfícies de transferência de calor de um trocador podem ficar cobertas com partículas presentes no escoamento. O depósito sobre a parte interna e externa provocarão o acréscimo de duas resistências térmicas no cálculo de U . As resistências adicionais reduzem o valor original de U . Para superar esta dificuldade, no projeto de equipamentos, costuma-se calcular a quantidade de depósito pela introdução de uma resistência adicional, denominada R_d (fator de incrustação).

Seja U_c o coeficiente Global do trocador limpo:

$$U_c = \frac{1}{\frac{1}{h_{i0}} + \frac{A_0 \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi Lk} + \frac{1}{h_{o0}}} \approx \frac{1}{\frac{1}{h_{i0}} + \frac{1}{h_{o0}}}$$

$$\Rightarrow \frac{1}{U_c} = \frac{1}{h_{i0}} + \frac{1}{h_{o0}} \quad \text{ou} \quad \Rightarrow \quad U_c = \frac{h_{i0}h_{o0}}{h_{i0} + h_{o0}}$$

$$\frac{1}{U_c} = R_{i0} + R_{o0}$$

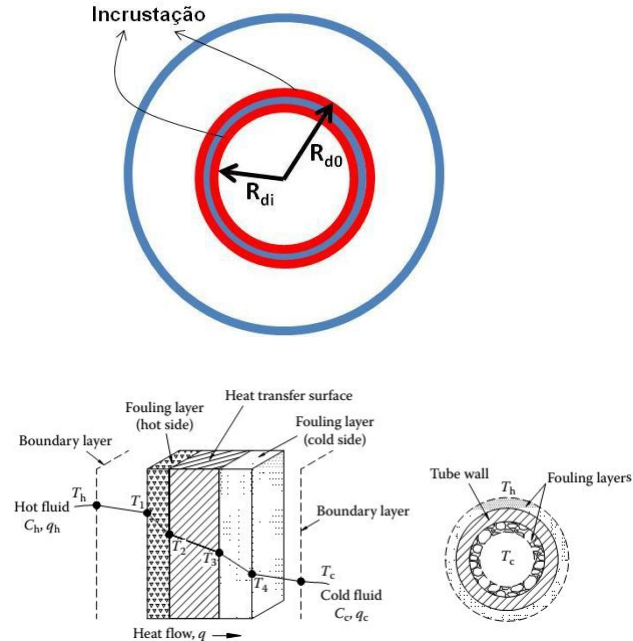
Coeficiente Global de Projeto

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{U_c} + R_{di} + R_{do}$$

$$\frac{1}{U_D} = R_{i0} + R_{o0} + R_{di} + R_{do} \rightarrow \text{sendo: } R_d = R_{di} + R_{do}$$

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{U_c} + R_d \Rightarrow R_d = \frac{U_c - U_D}{U_c U_D}$$

O coeficiente de transferência de calor global de um trocador de calor sob algumas condições de operação, especialmente na indústria de processo, geralmente não pode ser previsto a partir de análise isolada. Durante a operação com a maioria dos líquidos e alguns gases, um depósito se acumula gradualmente na superfície de transferência de calor. O depósito pode ser ferrugem, lodo, coque ou qualquer outra coisa. O que é chamado de incrustação.



CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

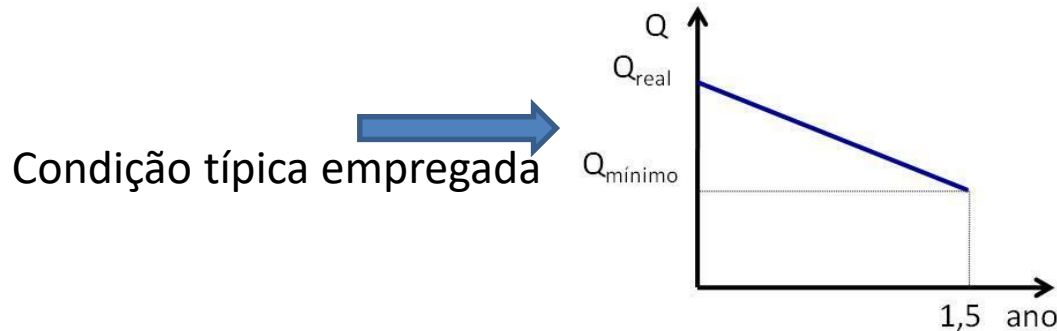
Fatores de Incrustação (R_d)

A incrustação é definida como a formação de depósitos indesejáveis em superfícies de transferência de calor que impedem a transferência de calor e aumentam a resistência ao fluxo do fluido, resultando em maior queda de pressão. **Trocadores de calor industriais raramente operam com fluidos não agressivos. Permutadores de calor criogênicos a baixa temperatura são talvez a única exceção.**

O crescimento dos depósitos faz com que o desempenho termo-hidráulico do trocador de calor se degrade com o tempo.

A incrustação afeta o consumo de energia dos processos industriais e também pode decidir a quantidade de material extra necessária para fornecer uma superfície extra de transferência de calor empregada nos trocadores de calor para compensar os efeitos da incrustação.

Além disso, onde o fluxo de calor é alto, como nos geradores de vapor, a incrustação pode levar a pontos quentes locais e, finalmente, pode resultar em falha mecânica da superfície de transferência de calor.



A incrustação é um fenômeno muito difícil de modelar e prever em termos gerais, uma vez que seu mecanismo exato é específico para as condições do processo.

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

O fabricante geralmente não pode prever a natureza do depósito de sujeira ou a taxa de incrustação. Portanto, apenas a limpeza dos trocadores podem garantir o seu desempenho. A resistência térmica do depósito pode geralmente ser obtida apenas a partir de testes reais ou da experiência. Se os testes de desempenho forem feitos em um trocador limpo e repetida depois que a unidade estiver em serviço a algum tempo, a resistência térmica do depósito (ou fator de incrustação) R_d pode ser determinada a partir da relação


$$R_d = \frac{1}{U_d} - \frac{1}{U}$$

Type of Fluid	Fouling Factor, R_d ($\text{m}^2 \text{ K/W}$)
Seawater	
below 325 K	0.00009
above 325 K	0.0002
Treated boiler feedwater above 325 K	0.0002
Fuel oil	0.0009
Quenching oil	0.0007
Alcohol vapors	0.00009
Steam, non-oil-bearing	0.00009
Industrial air	0.0004
Refrigerating liquid	0.0002

Source: Courtesy of the Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association.

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

666

PROCESSOS DE TRANSMISSÃO DE CALOR

Quadro 12 Fatores de Incrustação*, R_{di}

Temperatura do meio aquecedor	Até 240°F		240-400°F†	
Temperatura da água	125°F ou menos		Acima de 125°F	
	Velocidade da água, ft/s		Velocidade da água, ft/s	
Água	3 ft e menos	Acima de 3 ft	3 ft e menos	Acima de 3 ft
Água do mar	0,0005	0,0005	0,001	0,001
Água salobra	0,002	0,001	0,003	0,002
Torre de resfriamento e tanque de nebulização artificial:				
Conjunto tratado	0,001	0,001	0,002	0,002
Não-tratado	0,003	0,003	0,005	0,004
Cidade ou água de poço (tal como dos Grandes Lagos)	0,001	0,001	0,002	0,002
Grandes Lagos	0,001	0,001	0,002	0,002
Água de rio:				
Mínimo	0,002	0,001	0,003	0,022
Mississippi	0,003	0,002	0,004	0,003
Delaware, Schuylkill	0,003	0,002	0,004	0,003
East River e Baía de New York	0,003	0,002	0,004	0,003
Canal sanitário de Chicago	0,008	0,006	0,010	0,008
Lamacenta ou Iodosa	0,003	0,002	0,004	0,003
Dura (acima de 15 grãos/galão)	0,003	0,003	0,005	0,005
Invólucro de máquinas	0,001	0,001	0,001	0,001
Destilada	0,0005	0,0005	0,0005	0,0005
Água de alimentação de caldeira tratada	0,001	0,0005	0,001	0,001
Descarga de caldeira	0,002	0,002	0,002	0,002

*Os valores das duas últimas colunas baseiam-se numa temperatura do meio aquecedor entre 240 e 400°F. Se a temperatura do meio aquecedor for maior que 400°F e se o meio refrigerante produzir incrustação, os dados devem ser modificados de acordo com isto.

Frações do petróleo

Óleos (industriais):	
Óleo combustível	0,005
Óleo limpo de recirculação	0,001
Óleos de maquinaria e de transformador	0,001
Óleo de tempera	0,004
Óleos vegetais	0,003
Gases, vapores (industriais):	
Gás de coque de forno, gás de fábrica	0,01
Gás de descarga de máquina Diesel	0,01
Vapores orgânicos	0,0005
Vapor (mancais sem óleo)	0,0
Vapores de álcool	0,0
Vapor, descarga (mancais com óleo de máquinas alternadas)	0,001
Vapores refrigerantes (condensando de compressores alternadores)	0,002
AR	0,002
Líquidos (industriais):	
Orgânico	0,001
Líquidos refrigerantes, aquecimento, resfriamento ou evaporação	0,001
Salmoura (resfriamento)	0,001
Unidades de destilação na pressão atmosférica:	
Resíduos do fundo, menores que 25° API	0,005
Destilado do fundo, igual ou maior que 25° API	0,002

Unidades de destilação na pressão atmosférica:	
Vapores suspensos não-tratados	0,0013
Vapores suspensos tratados	0,0013
Frações da corrente lateral	0,0013
Unidades de destilação sob vácuo:	
Vapores suspensos para óleo:	
Da torre de bolha (condensador parcial)	0,001
Do recipiente de jato (sem refluxo apreciado)	0,003
Vapores suspensos em condensadores resfriados a água:	
Da torre de bolha (condensador final)	0,001
Do recipiente de jato	0,04
Corrente lateral:	
Para óleo	0,001
Para água	0,002
Resíduos do fundo, menores que 20° API	0,002
Destilados do fundo, acima de 20° API	0,002
Unidades de estabilização da gasolina natural:	
Alimentação	0,0005
Vapores O. H.	0,0005
Trocadores e resfriadores dos produtos	0,0005
Refervedores dos produtos	0,001
Unidades de remoção do H ₂ S:	
Para vapores suspensos	0,001
Solução para resfriadores do	

APÊNDICE

667

Frações do petróleo (cont.)

trocador	0,0016	Unidades de tratamento de óleos de lubrificação:
Refervedor	0,0016	Óleo solvente na mistura de alimentação
Unidades de aquecimento:		Vapores suspensos
Alimentação de gasóleo:		Óleo refinado
Sob 500°F	0,002	Trocadores de calor com óleo refinado resfriados a água†
Igual ou maior que 500°F	0,003	Gomas de alcatrão:
Alimentação de nafta:		Resfriado a óleo e geradores de vapor
Sob 500°F	0,002	Resfriado a água
Igual ou maior que 500°F	0,004	Solvente
Separador de vapores (vapores do separador, do recipiente de jato e do vaporizador)	0,006	Unidade de desasfaltização:
Vapores da torre de vapor	0,002	Óleo de alimentação
Resíduo	0,010	Solvente
Unidades de absorção:		Asfalto e resina:
Gás	0,002	Resfriado a óleo e geradores de vapor
Óleo graxo	0,002	Resfriado a água
Óleo pobre	0,002	Vapores solventes
Vapores suspensos	0,001	Óleo refinado
Gasolina	0,0005	Óleo refinado resfriado a água
Desbutanizador, despropanizador e unidades de alquilação:		Unidades de extração de graxos:
Alimentação	0,001	Óleo lubrificante
Vapores suspensos	0,001	Solvente
Produtos dos resfriadores	0,001	Óleo graxo de aquecimento
Produtos dos refervedores	0,002	Óleo graxo de resfriamento†
Alimentação do reator	0,002	

† Devemos tomar precauções contra a deposição de cera.

Corrente de óleo bruto

	0-199°F			200-299°F			300-499°F			Igual ou maior que 500°F		
	Velocidade, ft/s											
	Abaixo de 2 ft	2-4 ft	4 ft e acima	Menos que 2 ft	2-4 ft	Igual ou maior que 4 ft	Menos que 2 ft	2-4 ft	Igual ou maior que 4 ft	Menos que 2 ft	2-4 ft	Igual ou maior que 4 ft
Seco	0,003	0,002	0,002	0,003	0,002	0,002	0,004	0,003	0,002	0,005	0,004	0,003
Sal§	0,003	0,002	0,002	0,005	0,004	0,004	0,006	0,005	0,006	0,007	0,006	0,005

§ Refere-se a um óleo bruto úmido — qualquer óleo bruto que não tenha sido desidratado.

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

TABLE 9.1

Fouling Resistance Values for Various Liquid Streams

Fluid	Fouling Resistance $r_f \times 10^4$ (M ² K/W)
<i>Industrial water streams</i>	
Seawater	1.75–3.5
Brackish water	3.5–5.3
Treated cooling tower water	1.75–3.5
Artificial spray pond	1.75–3.5
Closed loop treated water	1.75
River water	3.5–5.3
Engine jacket water	1.75
Distilled water or closed cycle condensate	0.9–1.75
Treated boiler feed water	0.9
Boiler blow down water	3.5–5.3
<i>Industrial liquid streams</i>	
No. 2 fuel oil	3.5
No. 6 fuel oil	0.9
Transformer oil, engine lube oil	1.75
Refrigerants, hydraulic fluid, ammonia	1.75
Industrial organic HT fluids	1.75–3.5
Ammonia (oil bearing)	5.3
Methanol, ethanol, ethylene glycol solutions	3.5
<i>Process liquid streams</i>	
MEA and DEA solutions	3.5
DEG and TEG solutions	3.5
Stable side draw and bottom products	1.75–3.5
Caustic solutions	3.5
<i>Crude oil refinery streams</i>	
Temperature (°C)	
120	3.5–7
120 to 180	5.3–7
180 to 230	7–9
>230	9–10.5
<i>Petroleum streams</i>	
Lean oil	3.5
Rich oil	1.75–3.5
Natural gasoline, liquefied petroleum gases	1.75–3.5
<i>Crude and vacuum unit gases and vapors</i>	
Atmospheric tower overhead	
Vapors, naphthas	1.7
Vacuum overhead vapors	3.5
<i>Crude and vacuum liquids</i>	
Gasoline	3.5
Naphtha, light distillates, kerosene, light gas oil	3.5–5.3
Heavy gas oil	5.3–9
Heavy fuel oil	5.3–12.3
Vacuum tower bottoms	17.6
Atmospheric tower bottoms	12.3
<i>Cracking and coking unit streams</i>	
Overhead vapors, light liquid products	3.5

(continued)

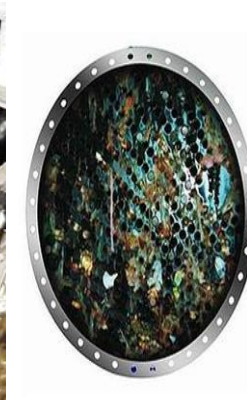
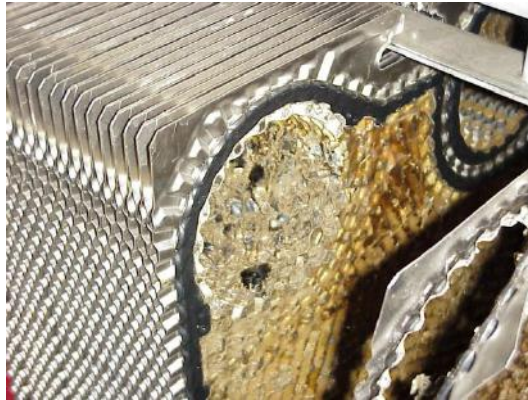
TABLE 9.1 (continued)

Fouling Resistance Values for Various Liquid Streams

Fluid	Fouling Resistance $r_f \times 10^4$ (M ² K/W)
Light cycle oil	3.5–5.3
Heavy cycle oil, light coker gas oil	5.3–7
Heavy coker gas oil	7–9
Bottoms slurry oil	5.3
<i>Catalytic reforming, hydrocracking, and hydrosulfurization streams</i>	
Reformer charge, reformer effluent	2.6
Hydrocharger charge and effluent	3.5
Recycle gas, liquid product over 50°C	1.75
Liquid product 30°C to 50°C (API)	3.5
<i>Light ends processing streams</i>	
Overhead vapors, gases, liquid products	1.75
Absorption oils, reboiler streams	3.5–5.3
Alkylation trace acid streams	3.5
<i>Visbreaker</i>	
Overhead vapor	5.3
Visbreaker bottoms	17.5
<i>Naphtha hydrotreater</i>	
Feed	5.3
Effluent, naphthas	3.5
Overhead vapor	2.6
<i>Catalytic hydro desulfurizer</i>	
Charge	7–9
Effluent, HT separator overhead, liquid products	3.5
Stripper charge	5.3
<i>HF alkyl unit</i>	
Alkylate, depropanizer bottoms	5.3
Main fractional overhead and feed	5.3
Other process streams	3.5
<i>Industrial gas or vapor streams</i>	
Stream (not-oil-bearing)	9
Exhaust steam (oil-bearing)	2.6–3.5
Refrigerant (oil-bearing)	3.5
Compressed air	1.75
Ammonia	1.75
Carbon dioxide	3.5
Coal flue gas	17.5
Natural gas flue gas	9
<i>Chemical process streams</i>	
Acid gas	3.5–5.3
Solvent vapor	1.75
Stable overhead products	1.75
<i>Natural gas processing streams</i>	
Natural gas	1.75–3.5
Overhead products	1.75–3.5

Source: Adapted from Chenoweth, J.M., Final report of the HTRI/TEMA joint committee to review the fouling section of the TEMA Standards, Heat Transfer Research, Inc., Alhambra, CA, 1988 also reproduced from *Journal of Heat Transfer Engineering*, 11(1), 73–107, 1990.

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE



CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

Exercício: Para um trocador de tubo duplo, h_{i0} e h_o são iguais a 300 e 100 Btu/(h.ft².°F), respectivamente. Calcular o coeficiente global de troca térmica para o trocador limpo e para o trocador sujo. Considere o fator de incrustação sendo 0,0025 (h.ft².°F)/Btu, após um período de 1,5 anos de uso.

Seja U_c o coeficiente Global do trocador limpo:

$$\text{Vimos que } \Rightarrow U_c = \frac{h_{i0}h_o}{h_{i0} + h_o} = \frac{300 \times 100}{300 + 100} = 75 \frac{\text{Btu}}{\text{h.ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}}$$

Vimos ainda que:

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{U_c} + R_d \Rightarrow \frac{1}{U_D} = \frac{1}{75} + 0,0025$$

$$\rightarrow U_D = 63,3 \frac{\text{Btu}}{\text{h.ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}}$$

Equação de Projeto:

$$Q = U_D A \Delta T$$

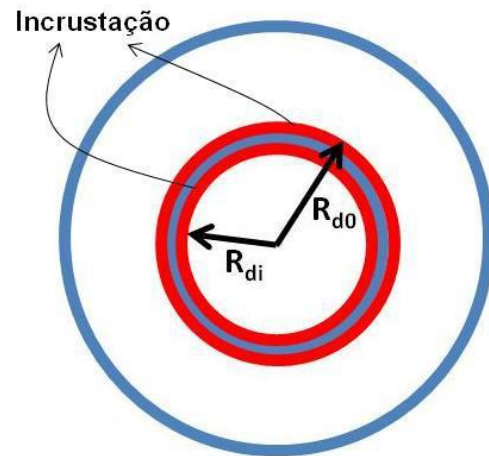
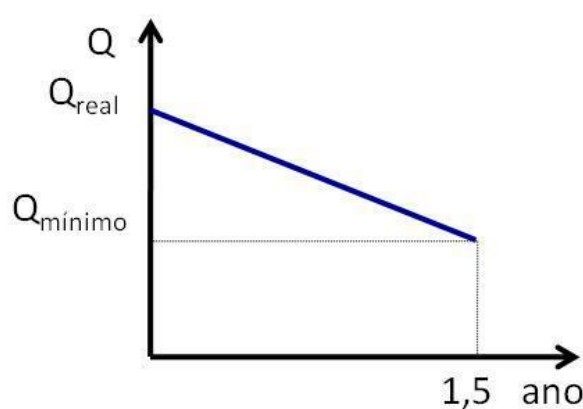
$\therefore U_D$ - Coeficiente Global de Projeto

A - Área de Transferência de Calor

ΔT - Diferença de Temperatura entre as correntes ($T_h - T_c$)

Como $U_D < U_c \Rightarrow Q \downarrow U_D \uparrow \Delta T$

Aumenta-se a área de Torça Térmica do projeto compensando a queda de rendimento (devido a incrustação).



Os fatores de incrustação (R_d) tabelados destinam-se a proteger o equipamento impedindo-o de transportar uma quantidade de calor menor que a necessária para o processo por um período de $\pm 1,5$ ano. R_d Quadro 12 do Kern páginas 666 e 667. Tabelas do TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association, Inc.)

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

Coefficientes Peliculares para Fluidos em Canos e Tubos

Escoamento Laminar: $Re < 2100$

Equação de Sieder e Tate

$$Nu = 1,86 \left(Re \cdot Pr \cdot \frac{D}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \longrightarrow Nu = \frac{hD}{k}$$

sendo μ_w a viscosidade do fluido na temperatura da parede.

A equação acima fornece desvios médios próximos de 12% para diversos fluidos testados experimentalmente.



-Escoamento Turbulento-

Equação de Dittus-Boelter:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^n \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \longrightarrow Nu = \frac{hD}{k}$$

sendo $n=0,4$ para aquecimento e $n=0,3$ para resfriamento desvio máximo de $\approx 15\%$.

2 - O Diâmetro Equivalente (D_e): [Fluidos que escoam em anéis] Quando um fluido flui numa parte anular de tubos concêntricos, é conveniente representar os coeficientes de transferência de calor e os fatores de atrito pelos mesmos tipos de curvas e equações usadas para canos e tubos. Afim de permitir esse tipo de representação para transferência de calor em partes anulares usa-se usualmente o diâmetro equivalente (D_e). O diâmetro equivalente é igual a quatro vezes o raio hidráulico (r_h) que por sua vez, é o raio do tubo equivalente a seção reta anular.

$$r_h = \frac{\text{Área de escoamento}}{\text{Perímetro molhado}}$$

$$\Rightarrow D_e = 4r_h$$

$$\text{Anel} \Rightarrow \text{área de escoamento} \quad A_{\text{esc}} = \frac{\pi(D_2^2 - D_1^2)}{4}$$

$$\text{Perímetro molhado} \begin{cases} \text{Transferência de calor} \rightarrow \text{circunferência externa do tubo interno} = \pi D_1 \\ \text{Queda de Pressão} \rightarrow \text{Atrito no tubo externo e interno} = \pi(D_2 + D_1) \end{cases}$$

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

O Diâmetro Equivalente (D_e): [Fluidos que escoam em anéis]

Para Transferência de Calor (D_e) é calculado como:

$$\Rightarrow \boxed{D_e = 4r_h} \Rightarrow D_e = \cancel{A} \frac{\cancel{\pi} (D_2^2 - D_1^2)}{\cancel{A} \cancel{\pi} D_1} \rightarrow \boxed{D_e = \frac{(D_2^2 - D_1^2)}{D_1}}$$

Para a Queda de Pressão (D_e') é calculado como:

$$\Rightarrow \boxed{D_e' = 4r_h} \Rightarrow D_e' = \cancel{A} \frac{\cancel{\pi} (D_2^2 - D_1^2)}{\cancel{A} \cancel{\pi} (D_1 + D_2)} \rightarrow D_e' = \frac{(D_2 - D_1) \cancel{(D_1 + D_2)}}{\cancel{(D_1 + D_2)}}$$

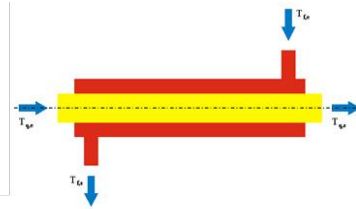
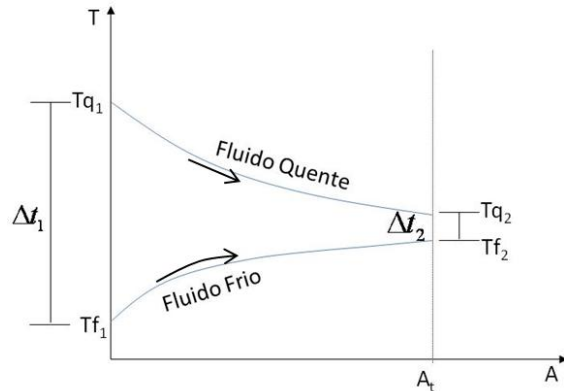
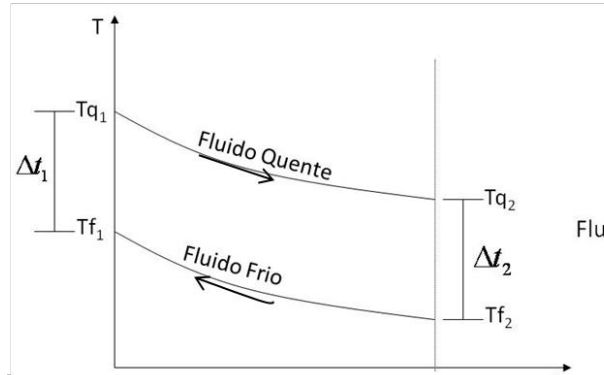
$$\Rightarrow \boxed{D_e' = (D_2 - D_1)}$$

Observação: As correlações para $Nu(h)$ podem ser empregadas no cálculo do coeficiente de película em anéis, substituindo o diâmetro convencional pelo diâmetro equivalente para transmissão de calor (D_e)

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

A diferença Média Logarítmica de Temperatura (média logarítmica de diferença de temperatura (MLDT)).

Considere um trocador de calor BITUBULAR SIMPLES



CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

O calor transferido no trocador de calor bitubular pode ser dado por:

$$Q = UA\Delta T_m$$

Observa-se que as variações de temperatura não são lineares, em cada ponto do trocador a diferença ($t_q - t_f$) assume valores diferentes. Logo se faz necessário determinar um valor médio que represente esta diferença de temperatura.

Correntes paralelas (Concorrentes):

Balço de Energia em dA:

$$dQ = -\dot{m}_q C_q dT_q = \dot{m}_f C_f dT_f \quad (1) \quad \text{sendo: } q \rightarrow \text{quente e } f \rightarrow \text{frio}$$

Hipóteses: * $\dot{m}_q$ e $\dot{m}_f$, vazões mássicas das correntes são constantes

*As perdas de calor são desprezíveis, todo calor do fluido quente é recebido pelo fluido frio.

* C_q e C_f , os calores específicos dos fluidos são constantes

Logo, podemos escrever:

$$dT_q = \frac{-dQ}{\dot{m}_q C_q} \quad \text{e} \quad dT_f = \frac{dQ}{\dot{m}_f C_f} \quad (2)$$

Temos ainda que: $dQ = U (t_q - t_f) dA \quad (3) \Rightarrow (t_q - t_f) = \frac{dQ}{U dA}$

$$\Rightarrow dT_q - dT_f = d(t_q - t_f) = -dQ \left(\frac{1}{\dot{m}_q C_q} + \frac{1}{\dot{m}_f C_f} \right) \quad (4)$$

Substituindo (3) em (4) encontramos:

$$\frac{d(t_q - t_f)}{(t_q - t_f)} = -U dA \left(\frac{1}{\dot{m}_q C_q} + \frac{1}{\dot{m}_f C_f} \right) \quad (5)$$

A Equação (5) pode ser integrada entre as condições 1 e 2, obtendo:

$$\ln \left(\frac{t_{q-2} - t_{f-2}}{t_{q-1} - t_{f-1}} \right) = -UA \left(\frac{1}{\dot{m}_q C_q} + \frac{1}{\dot{m}_f C_f} \right) \quad (6)$$

Da Equação (1) temos que: $\dot{m}_q C_q = \frac{Q}{(t_{q-1} - t_{q-2})}$ e $\dot{m}_f C_f = \frac{Q}{(t_{f-2} - t_{f-1})}$

Substituindo estas relações em (6) encontramos:

$$\ln \left(\frac{t_{q-2} - t_{f-2}}{t_{q-1} - t_{f-1}} \right) = -UA \left(\frac{(t_{q-1} - t_{q-2})}{Q} + \frac{(t_{f-2} - t_{f-1})}{Q} \right)$$

$$\text{logo: } \Rightarrow Q = \frac{UA [(t_{q-2} - t_{f-2}) - (t_{q-1} - t_{f-1})]}{\ln \left(\frac{t_{q-2} - t_{f-2}}{t_{q-1} - t_{f-1}} \right)} \quad (7)$$

Porém, sabemos que: $Q = UA\Delta T_m$

$$\Delta T_m = \frac{[(t_{q-2} - t_{f-2}) - (t_{q-1} - t_{f-1})]}{\ln \left(\frac{t_{q-2} - t_{f-2}}{t_{q-1} - t_{f-1}} \right)} \quad (8)$$

Demonstre que para fluxo contracorrente a equação obtida é a mesma.

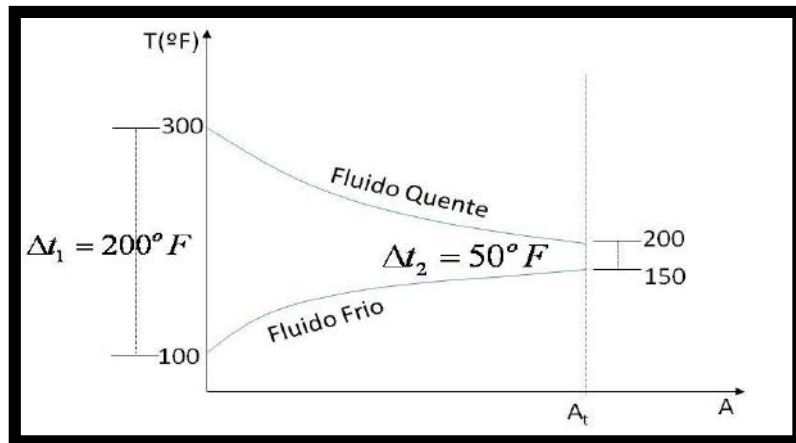
CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

Exemplo: relação entre escoamento Paralelo (Concorrente) e Contracorrente. Um fluido quente entra num trocador de calor de tubos concêntricos a uma temperatura de 300°F e deve ser resfriado à 200°F, por um fluido que entra a 100°F e é aquecido a 150°F. O escoamento deve ser paralelo ou contracorrente?

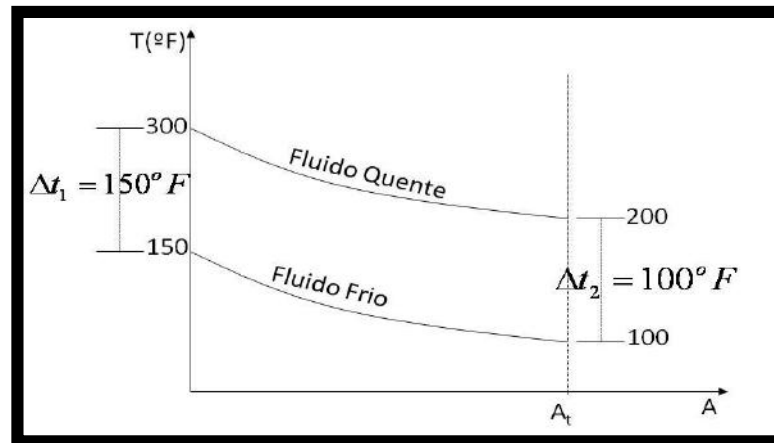
$$\text{sendo: } \Delta T_2 = (t_{q-2} - t_{f-2})$$

$$\Delta T_1 = (t_{q-1} - t_{f-1})$$

Paralelo



Contracorrente



Para correntes Paralelas: Eq (9)

$$\Delta T_m = \text{DMLT} = \frac{[\Delta T_2 - \Delta T_1]}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} = \frac{50 - 200}{\ln\left(\frac{50}{200}\right)} = \frac{-150}{-1,386} = 108,2^\circ F$$

Para Contracorrente: Eq (9)

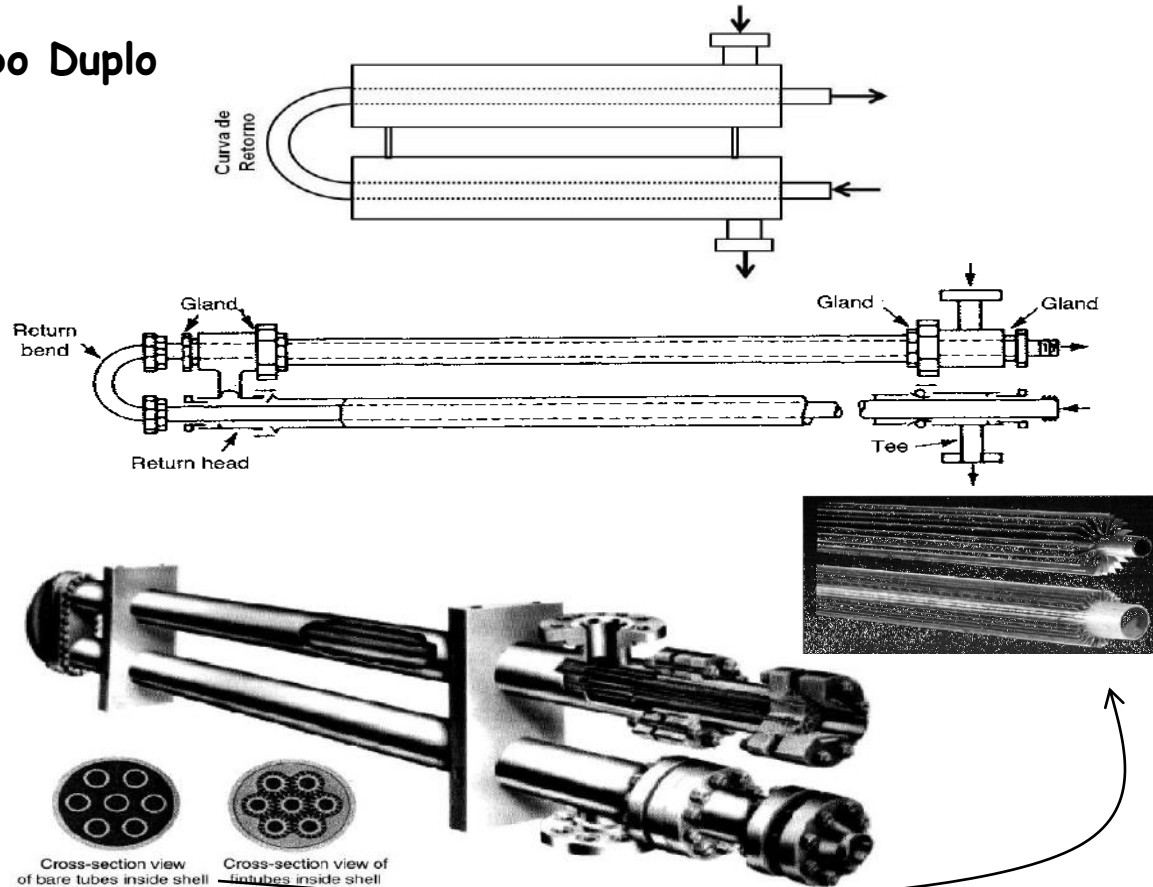
$$\Delta T_m = \text{DMLT} = \frac{[\Delta T_2 - \Delta T_1]}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} = \frac{100 - 150}{\ln\left(\frac{100}{150}\right)} = \frac{-50}{-0,405} = 123,3^\circ F$$

Logo, considerando as mesmas temperaturas para o processo, a MLDT no escoamento paralelo é menor do que a do escoamento contracorrente. Se $Q = UA\Delta T_m \rightarrow$ vou precisar de uma área maior para realizar a mesma troca térmica. Logo, o escoamento contracorrente é preferível.

4- Trocadores de Calor com Tubo Duplo

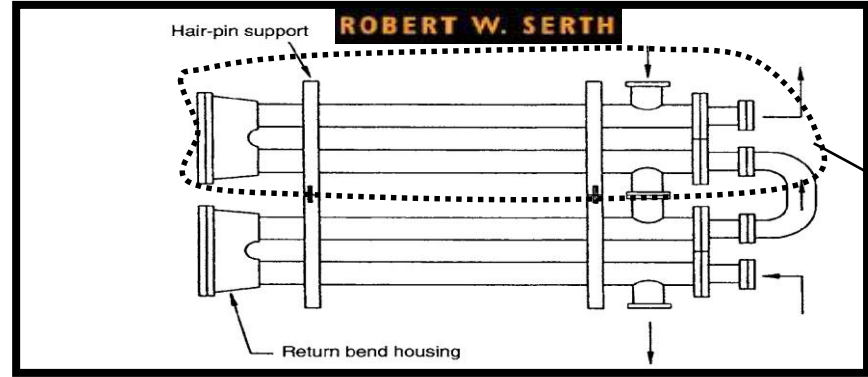
Os trocadores de calor recuperam calor entre duas correntes do processo. Nas deduções que usamos até o momento foram aplicadas a trocadores de calor de tubos concêntricos. A contrapartida industrial para este tipo de aparelho é o trocador de tubo duplo.

O trocador de calor com tubo duplo é simples e de construção barata. Ele apresenta como principal desvantagem a pequena superfície de troca térmica. Quando usado para realizar grandes serviços é necessário emprego de um número muito grande de trocadores, ocupando um espaço considerável.



4- Trocadores de Calor com Tubo Duplo

Os trocadores de calor recuperam calor entre duas correntes do processo. Nas deduções que usamos até o momento foram aplicadas a trocadores de calor de tubos concêntricos. A contrapartida industrial para este tipo de aparelho é o trocador de tubo duplo.



Trocadores com Tubo duplo em série

Duas unidades (ramos presos a cada grampo)

4.2 Cálculo de um Trocador com Tubo Duplo

Todas as equações desenvolvidas anteriormente serão combinadas para esboçarmos o projeto de um trocador tubo duplo. O método consiste simplesmente calcular h_o e h_{i0} para obter U_c . Considerando uma resistência de incrustação razoável, neste caso, devemos calcular U_D a partir do qual a área pode ser calculada mediante a equação de Fourier $\rightarrow Q=UA\Delta T$.

Exercício: Deseja-se calcular um trocador de calor bitubular para resfriar benzeno (que escoar no tubo interno) de 180°F até 100°F , sob pressão suficiente para manter o benzeno na fase líquida. A água entra no espaço anular a 70°F á velocidade de $5,0\text{ft/s}$. O tubo interno é de aço 40IPS de $1\frac{1}{4}$ in. O tubo externo também é de aço 40 IPS de 2 in. O comprimento dos tubos é de 15 ft. Quantas unidades em série devem ser usadas para resfriar 7500lb-m/h de benzeno. Considere $R_d'=0,0015$ (h.ft $^\circ\text{F}$)/Btu [fator de incrustação por unidade de comprimento]

Dados: temperatura média = $\frac{100+180}{2} = 140^\circ\text{F}$

Propriedades físicas do Benzeno a 140°F , veja como obter:

$$C_{p,q} = 0,45 \frac{\text{Btu}}{\text{lb} \cdot ^\circ\text{F}} \quad k = 0,087 \frac{\text{Btu}}{\text{h} \cdot \text{ft} \cdot ^\circ\text{F}} \quad \rho = 52,3 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}$$

$$\mu = 0,39 \text{ cP}$$

Tubo interno: Fluido $\rightarrow$ Benzeno

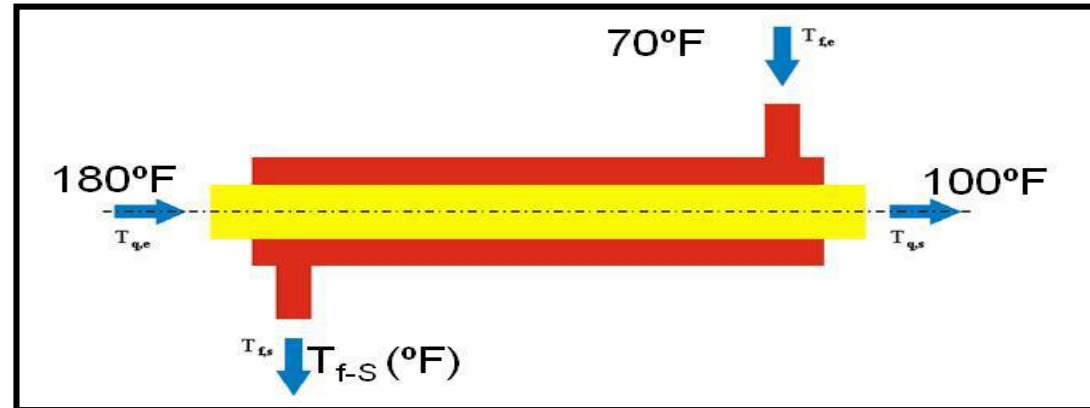
Aço 40 IPS de $1\frac{1}{4}$ in

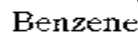
$$D_i = 1,38 \text{ in e } D_e = 1,66 \text{ in}$$

Dados da água:

$$\text{Área de Escoamento do tubo} \quad \rho_{H_2O} = 62,3 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3} \quad C_{pf} = 1 \frac{\text{Btu}}{\text{lb} \cdot ^\circ\text{F}}$$

$$A = 1,04 \cdot 10^{-2} \text{ ft}^2$$





Liquid	X	Y	Liquid	X	Y
Acetaldehyde	15.2	4.8	Ethyl alcohol, 95%	9.8	14.3
Acetic acid, 100%	12.1	14.2	Ethyl alcohol, 40%	6.5	16.6
Acetic acid, 70%	9.5	17.0	Ethyl benzene	13.2	11.5
Acetic anhydride	12.7	12.8	Ethyl bromide	14.5	8.1
Acetone, 100%	14.5	7.2	2-Ethyl butyl acrylate	11.2	14.0
Acetone, 35%	7.9	15.0	Ethyl chloride	14.8	6.0
Acetonitrile	14.4	7.4	Ethyl ether	14.5	5.3
Acrylic acid	12.3	13.9	Ethyl formate	14.2	8.4
Allyl alcohol	10.2	14.3	2-Ethyl hexyl acrylate	9.0	15.0
Allyl bromide	14.4	9.6	Ethyl iodide	14.7	10.3
Allyl iodide	14.0	11.7	Ethyl propionate	13.2	9.9
Ammonia, 100%	12.6	2.0	Ethyl propyl ether	14.0	7.0
Ammonia, 26%	10.1	13.9	Ethyl sulfide	13.8	8.9
Amyl acetate	11.8	12.5	Ethylene bromide	11.9	15.7
Amyl alcohol	7.5	18.4	Ethylene chloride	12.7	12.2
Aniline	8.1	18.7	Ethylene glycol	6.0	23.6
Anisole	12.3	15.5	Ethylene dichloride	14.1	8.7
Arsenic trichloride	13.9	14.5	Fluorobenzene	13.7	10.4
Benzene	12.5	10.9	Formic acid	10.7	15.8
Brine, CaCl ₂ , 25%	6.6	15.9	Freon-11	14.4	9.0
Brine, NaCl, 25%	10.2	16.6	Freon-12	16.8	15.6
Bromine	14.2	13.2	Freon-21	15.7	7.5
Bromotoluene	20.0	15.9	Freon-22	17.2	4.7
Butyl acetate	12.3	11.0	Freon-113	12.5	11.4
Butyl acrylate	11.5	12.6	Glycerol, 100%	2.0	30.0
Butyl alcohol	8.6	17.2	Glycerol, 50%	6.9	19.6
Butyric acid	12.1	15.3	Heptane	14.1	8.4
Carbon dioxide	11.6	0.3	Hexane	14.7	7.0
Carbon disulfide	16.1	7.5	Hydrochloric acid, 31.5%	13.0	16.6
Carbon tetrachloride	12.7	13.1	Iodobenzene	12.8	15.9
Chlorobenzene	12.3	12.4	Isobutyl alcohol	7.1	18.0
Chloroform	14.4	10.2	Isobutyric acid	12.2	14.4
Chlorosulfonic acid	11.2	18.1	Isopropyl alcohol	8.2	16.0
Chlorotoluene, ortho	13.0	13.3	Isopropyl bromide	14.1	9.2
Chlorotoluene, meta	13.3	12.5	Isopropyl chloride	13.9	7.1
Chlorotoluene, para	13.3	12.5	Isopropyl iodide	13.7	11.2
Cresol, meta	2.5	20.8	Kerosene	10.2	16.9
Cyclohexanol	2.9	24.3	Linseed oil, raw	7.5	27.2
Cyclohexane	9.8	12.9	Mercury	18.4	16.4
Dibromomethane	12.7	15.8	Methanol, 100%	12.4	10.5
Dichloroethane	13.2	12.2	Methanol, 90%	12.3	11.8
Dichloromethane	14.6	8.9	Methanol, 40%	7.8	15.5
Diethyl ketone	13.5	9.2	Methyl acetate	14.2	8.2
Diethyl oxalate	11.0	16.4	Methyl acrylate	13.0	9.5
Diethylene glycol	5.0	24.7	Methyl <i>n</i> -butyrate	12.3	9.7
Diphenyl	12.0	18.3	Methyl <i>n</i> -butyrate	13.2	10.3
Dipropyl ether	13.2	8.6	Methyl chloride	15.0	3.8
Dipropyl oxalate	10.3	17.7	Methyl ethyl ketone	13.6	8.6
Ethyl acetate	13.7	9.1	Methyl formate	14.2	7.5
Ethyl acrylate	12.7	10.4	Methyl iodide	14.3	9.3
Ethyl alcohol, 100%	10.5	13.8	Methyl propionate	13.5	9.0

(Continued)

Specific heat = Btu/lbm·°F = cal/g·°C

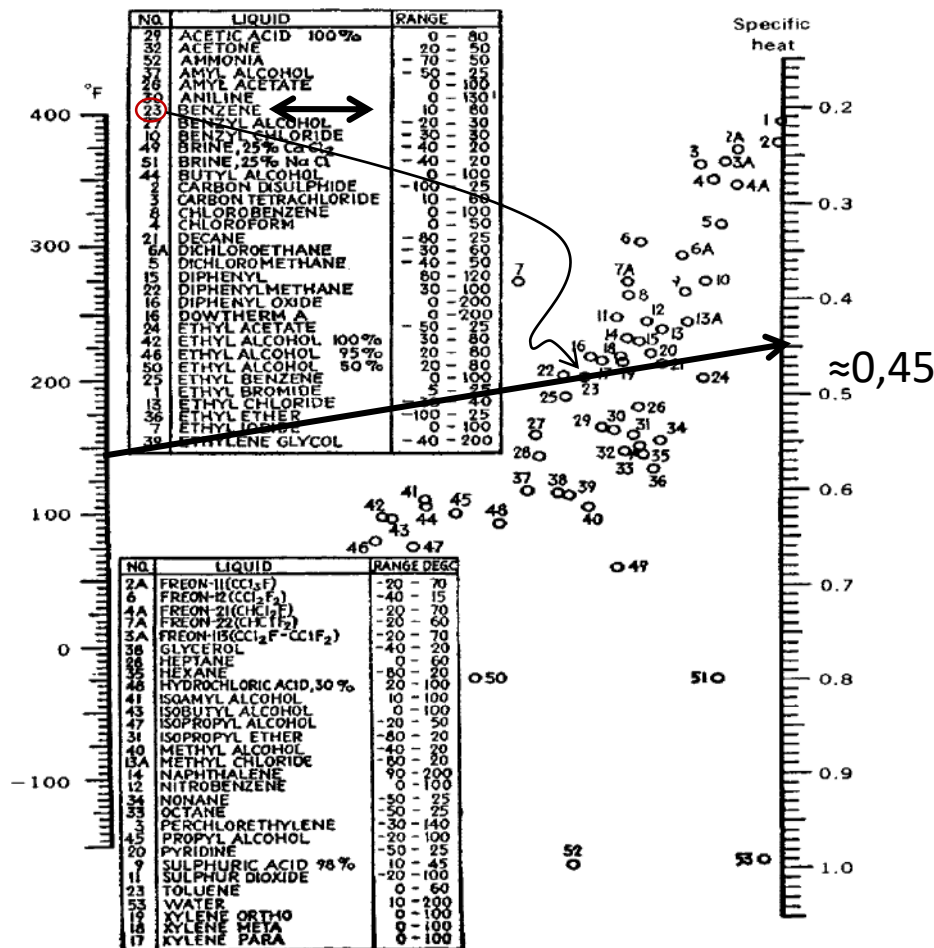


Figure A.3 Specific heats of liquids (Source: Ref. [12]).

Table B.2 Properties of Steel Pipe.

Nominal pipe size (in.)	Outside diameter (in.)	Schedule No.	Wall thickness (in.)	Inside diameter (in.)	Cross-sectional area		Circumference (ft) or surface (ft ² /ft of length)		Capacity at 1 ft/s velocity		Weight of plain-end pipe (lb/ft)
					Metal (in. ²)	Flow (ft ²)	Outside	Inside	US gal/min	lb/h water	
1 $\frac{1}{4}$	1.660	5S	0.065	1.530	0.326	0.01277	0.435	0.401	5.73	2865	1.11
		10S	0.109	1.442	0.531	0.01134	0.435	0.378	5.00	2545	1.81
		40ST, 40S	0.140	1.380	0.668	0.01040	0.435	0.361	4.57	2285	2.27
		80XS, 80S	0.191	1.278	0.881	0.00891	0.435	0.335	3.99	1995	3.00
		160	0.250	1.160	1.107	0.00734	0.435	0.304	3.29	1645	3.76
		XX	0.382	0.896	1.534	0.00438	0.435	0.235	1.97	985	5.21
1 $\frac{1}{2}$	1.900	5S	0.065	1.770	0.375	0.01709	0.497	0.463	7.67	3835	1.28
		10S	0.109	1.682	0.614	0.01543	0.497	0.440	6.94	3465	2.09
		40ST, 40S	0.145	1.610	0.800	0.01414	0.497	0.421	6.34	3170	2.72
		80XS, 80S	0.200	1.500	1.069	0.01225	0.497	0.393	5.49	2745	3.63
		160	0.281	1.338	1.429	0.00976	0.497	0.350	4.38	2190	4.86
		XX	0.400	1.100	1.885	0.00660	0.497	0.288	2.96	1480	6.41
2	2.375	5S	0.065	2.245	0.472	0.02749	0.622	0.588	12.34	6170	1.61
		10S	0.109	2.157	0.776	0.02538	0.622	0.565	11.39	5695	2.64
		40ST, 40S	0.154	2.067	1.075	0.02330	0.622	0.541	10.45	5225	3.65
		80ST, 80S	0.218	1.939	1.477	0.02050	0.622	0.508	9.20	4600	5.02
		160	0.344	1.687	2.195	0.01552	0.622	0.436	6.97	3485	7.46
		XX	0.436	1.503	2.656	0.01232	0.622	0.393	5.53	2765	9.03
2 $\frac{1}{2}$	2.875	5S	0.083	2.709	0.728	0.04003	0.753	0.709	17.97	8985	2.48
		10S	0.120	2.635	1.039	0.03787	0.753	0.690	17.00	8500	3.53
		40ST, 40S	0.203	2.469	1.704	0.03322	0.753	0.647	14.92	7460	5.79
		80XS, 80S	0.276	2.323	2.254	0.02942	0.753	0.608	13.20	6600	7.66
		160	0.375	2.125	2.945	0.02463	0.753	0.556	11.07	5535	10.01
		XX	0.552	1.771	4.028	0.01711	0.753	0.464	7.68	3840	13.70

Aço 40 IPS de 1 $\frac{1}{4}$ in $D_i = 1,38in$ e $D_e = 1,66in$

Área de Escoamento do tubo

$$A_{ii} = 1,04 \cdot 10^{-2} \text{ ft}^2$$

Área de Troca Térmica

$$A_{ii-T} = 0,361 \frac{\text{ft}^2}{\text{ft}}$$

Aço 40 IPS de 2in

 $D_i = 2,067in$ e $D_e = 2,375in$

Área de Escoamento do tubo

$$A_{ie} = 2,33 \cdot 10^{-2} \text{ ft}^2$$

Área de Troca Térmica

$$A_{ie-T} = 0,541 \frac{\text{ft}^2}{\text{ft}}$$

Table A.15 Thermal Conductivities of Liquids

ROBERT W. SERTH

Liquid	<i>T</i> (°F)	<i>k</i> (Btu/h · ft · °F)	Liquid	<i>T</i> (°F)	<i>k</i> (Btu/h · ft · °F)
Acetic acid 100%	68	0.099	Ethyl alcohol 40%	68	0.224
Acetic acid 50%	68	0.20	Ethyl alcohol 20%	68	0.281
Acetone	86	0.102	Ethyl alcohol 100%	122	0.087
	167	0.095	Ethyl benzene	86	0.086
Allyl alcohol	77–86	0.104		140	0.082
Ammonia	5–86	0.29	Ethyl bromide	68	0.070
Ammonia, aqueous 26%	68	0.261	Ethyl ether	86	0.080
	140	0.29		167	0.078
Amyl acetate	50	0.083	Ethyl iodide	104	0.064
Amyl alcohol (<i>n</i> -)	86	0.094		167	0.063
	212	0.089	Ethylene glycol	32	0.153
Amyl alcohol (iso-)	86	0.088		86	0.078
	167	0.087	Gasoline	68	0.164
Aniline	32–68	0.100	Glycerol 100%	68	0.189
	86	0.092	Glycerol 80%	68	0.220
Benzene	140	0.087	Glycerol 60%	68	0.259
	86	0.074	Glycerol 40%	68	0.278
Bromobenzene	212	0.070	Glycerol 20%	212	0.164
	77–86	0.085	Heptane (<i>n</i> -)	86	0.081
Butyl acetate (<i>n</i> -)	86	0.097		140	0.079
	167	0.095	Hexane (<i>n</i> -)	86	0.080
Butyl alcohol (iso-)	50	0.091		140	0.078
Calcium chloride			Heptyl alcohol (<i>n</i> -)	86	0.094
brine 30%	86	0.32		167	0.091
15%	86	0.34	Hexyl alcohol (<i>n</i> -)	86	0.093
Carbon disulfide	86	0.093		167	0.090
	167	0.088	Kerosene	68	0.086
Carbon tetrachloride	32	0.107		167	0.081
	154	0.094	Mercury	82	4.83
Chlorobenzene	50	0.083	Methyl alcohol 100%	68	0.124
Chloroform	86	0.080	Methyl alcohol 80%	68	0.154
Cymene (para-)	86	0.078	Methyl alcohol 60%	68	0.190
	140	0.079	Methyl alcohol 40%	68	0.234
Decane (<i>n</i> -)	86	0.085	Methyl alcohol 20%	68	0.284
	140	0.083	Methyl alcohol 100%	122	0.114
Dichlorodi-			Methyl alcohol chloride	5	0.111
fluoromethane	20	0.057		86	0.089
	60	0.053	Nitrobenzene	86	0.095
	100	0.048		212	0.038
	140	0.043	Nitromethane	86	0.125
	180	0.038		140	0.120
Dichloroethane	122	0.082	Nonane (<i>n</i> -)	86	0.084
Dichloromethane	5	0.111		140	0.082
	86	0.096	Octane (<i>n</i> -)	86	0.083
Ethyl acetate	68	0.101		140	0.081
Ethyl alcohol 100%	68	0.105			
Ethyl alcohol 80%	68	0.137			
Ethyl alcohol 60%	68	0.176			

(Continued)

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

Exercício: Deseja-se calcular um trocador de calor bitubular para resfriar benzeno (que escoar no tubo interno) de 180°F até 100°F, sob pressão suficiente para manter o benzeno na fase líquida. A água entra no espaço anular a 70°F á velocidade de 5,0ft/s. O tubo interno é de aço 40IPS de 1 1/4 in. O tubo externo também é de aço 40 IPS de 2 in. O comprimento dos tubos é de 15 ft. Quantas unidades em série devem ser usadas para resfriar 7500lb-m/h de benzeno. Considere $R_d' = 0,0015$ (h.ft°F)/Btu [fator de incrustação por unidade de comprimento]

Velocidade do Benzeno no Tubo:

$$\dot{m}_q = 7500 \frac{lb}{h} \times \frac{1h}{3600s} = 2,08 \frac{lb}{s} \Rightarrow \dot{m}_q = \rho v_i A_i \Rightarrow v_i = \frac{\dot{m}_q}{\rho A_i} = \frac{2,08}{52,3 \times 1,04 \cdot 10^{-2}}$$

$$\rightarrow v_i = 3,82 \frac{ft}{s}$$

$$\mu = 0,39cP = 0,39 \cdot 10^{-2} \frac{g}{cm \cdot s} \times \frac{1lb}{453,6g} \times \frac{30,48cm}{1ft} = 2,62 \cdot 10^{-4} \frac{lb}{ft \cdot s}$$

$$k = 0,087 \frac{Btu}{h \cdot ft \cdot ^\circ F} \times \frac{1h}{3600s} = 2,42 \cdot 10^{-5} \frac{Btu}{s \cdot ft \cdot ^\circ F}$$

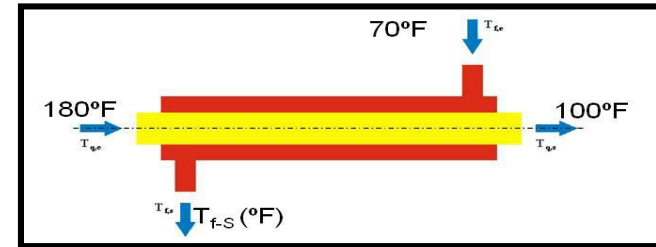
Assim podemos determinar o Re:

$$Re_i = \frac{\rho D_i v_i}{\mu} = \frac{52,3 \times 1,38in \times \frac{1ft}{12in} \times 3,82}{2,62 \cdot 10^{-4}}$$

$$\Rightarrow [Re_i = 8,77 \cdot 10^4] [TURBULENTO]$$

Cálculo do Número de Prandtl:

$$Pr_i = \frac{\mu C_{pq}}{k} = \frac{2,62 \cdot 10^{-4} \times 0,45}{2,42 \cdot 10^{-5}} \Rightarrow [Pr_i = 4,87]$$



Dados: temperatura média = $\frac{100+180}{2} = 140^\circ F$

Propriedades físicas do Benzeno a 140°F, veja como obter:

$$C_{p_q} = 0,45 \frac{Btu}{lb \cdot ^\circ F} \quad k = 0,087 \frac{Btu}{h \cdot ft \cdot ^\circ F} \quad \rho = 52,3 \frac{lb}{ft^3}$$

$$\mu = 0,39cP$$

Tubo interno: Fluido → Benzeno

Aço 40 IPS de 1 1/4 in

$$D_i = 1,38in \text{ e } D_e = 1,66in$$

Dados da água:

$$\text{Área de Escoamento do tubo } \rho_{H_2O} = 62,3 \frac{lb}{ft^3} \quad C_{pf} = 1 \frac{Btu}{lb \cdot ^\circ F}$$

$$A = 1,04 \cdot 10^{-2} ft^2$$

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

Exercício: Deseja-se calcular um trocador de calor bitubular para resfriar benzeno (que escoar no tubo interno) de 180°F até 100°F, sob pressão suficiente para manter o benzeno na fase líquida. A água entra no espaço anular a 70°F á velocidade de 5,0ft/s. O tubo interno é de aço 40IPS de 1 1/4 in. O tubo externo também é de aço 40 IPS de 2 in. O comprimento dos tubos é de 15 ft. Quantas unidades em série devem ser usadas para resfriar 7500lb-m/h de benzeno. Considere $R_d' = 0,0015$ (h.ft°F)/Btu [fator de incrustação por unidade de comprimento]

Cálculo de h_i :

$$\Rightarrow \boxed{Re_i = 8,77 \cdot 10^4} [TURBULENTO]$$

Como trata-se de Regime Turbulento teremos:

Equação de Dittus-Boelter:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^n \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} = 0,023 \cdot (8,77 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot (4,87)^{0,3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14}$$

$$\Rightarrow \boxed{Nu = 332,96}$$

Sabemos que:

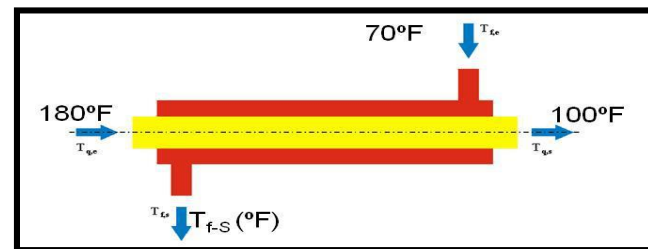
$$Nu = \frac{h_i D_i}{k} = 332,96 \Rightarrow h_i = \frac{Nu \cdot k}{D_i} = \frac{332,96 \times 0,087}{1,38 \cancel{in} \times \frac{1ft}{12\cancel{in}}}$$

$$\Rightarrow \boxed{h_i = 251,89 \frac{Btu}{h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F}}$$

Resistência Convectiva Interna (Benzeno)

$$R_i' = \frac{1}{h_i A_{i-T}} = \frac{1}{251,89 \frac{Btu}{h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F} \times 0,361 \frac{ft^2}{ft} \times L (ft)} \Rightarrow \boxed{R_i' = \frac{1,10 \cdot 10^{-2} \frac{h \cdot ft \cdot ^\circ F}{ft \cdot Btu}}{L}}$$

Resistência por unidade
de Comprimento!



Dados: temperatura média = $\frac{100+180}{2} = 140^\circ F$

Propriedades físicas do Benzeno a 140°F, veja como obter:

$$C_{p_q} = 0,45 \frac{Btu}{lb \cdot ^\circ F} \quad k = 0,087 \frac{Btu}{h \cdot ft \cdot ^\circ F} \quad \rho = 52,3 \frac{lb}{ft^3}$$

$$\mu = 0,39 cP$$

Tubo interno: Fluido → Benzeno

Aço 40 IPS de 1 1/4 in

$$D_i = 1,38 in \text{ e } D_e = 1,66 in$$

Dados da água:

$$\text{Área de Escoamento do tubo } \rho_{H_2O} = 62,3 \frac{lb}{ft^3} \quad C_{pf} = 1 \frac{Btu}{lb \cdot ^\circ F}$$

$$A = 1,04 \cdot 10^{-2} ft^2$$

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

Exercício: Deseja-se calcular um trocador de calor bitubular para resfriar benzeno (que escoar no tubo interno) de 180°F até 100°F, sob pressão suficiente para manter o benzeno na fase líquida. A água entra no espaço anular a 70°F á velocidade de 5,0ft/s. O tubo interno é de aço 40IPS de 1 1/4 in. O tubo externo também é de aço 40 IPS de 2 in. O comprimento dos tubos é de 15 ft. Quantas unidades em série devem ser usadas para resfriar 7500lb-m/h de benzeno. Considere $R_d' = 0,0015$ (h.ft°F)/Btu [fator de incrustação por unidade de comprimento]

Cálculo para o fluido que passa pelo espaço anular (água):

Como se trata de uma região anular, devemos usar o conceito de Diâmetro Equivalente, como vimos teremos:

$$D_{eq} = 4r_h = \frac{D_2^2 - D_1^2}{D_1} = \frac{D_{i-tuboexterno}^2 - D_{e-tubointerno}^2}{D_{e-tubointerno}} = \frac{2,067^2 - 1,66^2}{1,66}$$

$$D_{eq} = 0,914 \cancel{in} \times \frac{1 \cancel{ft}}{12 \cancel{in}} \Rightarrow \boxed{D_{eq} = 7,61 \cdot 10^{-2} \text{ ft}}$$

Temperatura de Saída da Água:

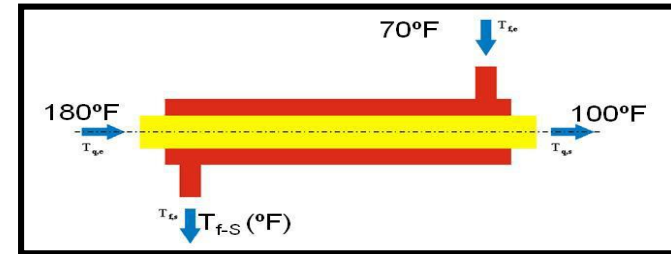
$$\dot{m}_q C_{pq} (T_{qe} - T_{qs}) = \dot{m}_f C_{pf} (T_{fs} - T_{fe}) \quad \text{EQA}$$

Vazão Mássica da Água:

$$v_{H_2O} = 5 \frac{ft}{s} \quad A = \frac{\pi (D_{i-tuboexterno}^2 - D_{e-tubointerno}^2)}{4} = \frac{3,1415 (2,067^2 - 1,66^2)}{4} = 1,19 in^2$$

$$A = 1,19 in^2 \times \frac{1 \cancel{ft}^2}{144 \cancel{in}^2} \Rightarrow \boxed{A = 8,26 \cdot 10^{-3} \text{ ft}^2}$$

$$\dot{m}_f = \rho_{H_2O} v_{H_2O} A \Rightarrow \dot{m}_f = 62,3 \times 5 \times 8,26 \cdot 10^{-3} = 2,57 \frac{lb}{s} \times \frac{3600 s}{1h} \Rightarrow \boxed{\dot{m}_f = 9262,76 \frac{lb}{h}}$$



CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

Exercício: Deseja-se calcular um trocador de calor bitubular para resfriar benzeno (que escoar no tubo interno) de 180°F até 100°F, sob pressão suficiente para manter o benzeno na fase líquida. A água entra no espaço anular a 70°F á velocidade de 5,0ft/s. O tubo interno é de aço 40IPS de 1 1/4 in. O tubo externo também é de aço 40 IPS de 2 in. O comprimento dos tubos é de 15 ft. Quantas unidades em série devem ser usadas para resfriar 7500lb-m/h de benzeno. Considere $R_d' = 0,0015$ (h.ft°F)/Btu [fator de incrustação por unidade de comprimento]

Cálculo para o fluido que passa pelo espaço anular (água):

Voltando a EQA teremos:

$$\dot{m}_q C_{pq} (T_{qe} - T_{qs}) = \dot{m}_f C_{pf} (T_{fs} - T_{fe})$$

$$T_{fs} = \frac{\dot{m}_q C_{pq} (T_{qe} - T_{qs})}{\dot{m}_f C_{pf}} + T_{fe} = \frac{2,08 \times 0,45 (180 - 100)}{2,57 \times 1} + 70$$

$$\Rightarrow T_{fs} = 99,13^\circ F$$

Agora é possível obter a temperatura da água:

$$T_{\text{média-H}_2\text{O}} = \frac{(T_{fs} + T_{fe})}{2} = \frac{(99,13 + 70)}{2} \Rightarrow T_{\text{média-H}_2\text{O}} = 84,56^\circ F$$

Agora poderemos estimar as propriedades físicas da água para a temperatura média calculada. Veja nas próximas páginas como obter estas informações!!!

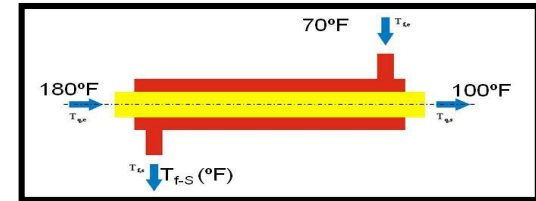
$$\mu_{\text{H}_2\text{O}-T_m} = 0,8 \text{ cP} = 0,8 \cdot 10^{-2} \frac{\cancel{\text{g}}}{\cancel{\text{cm}} \cdot \text{s}} \times \frac{1 \text{ lb}}{453,6 \cancel{\text{g}}} \frac{30,48 \cancel{\text{cm}}}{1 \text{ ft}}$$

$$\Rightarrow \mu_{\text{H}_2\text{O}-T_m} = 5,37 \cdot 10^{-4} \frac{\text{lb}}{\text{ft} \cdot \text{s}}$$

$$\Rightarrow C_{p_{\text{H}_2\text{O}-T_m}} = 1,0 \frac{\text{Btu}}{\text{lb} \cdot ^\circ F}$$

Dados da água:

$$\rho_{\text{H}_2\text{O}} = 62,3 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3} \quad C_{pf} = 1 \frac{\text{Btu}}{\text{lb} \cdot ^\circ F}$$



Cálculo do Re:

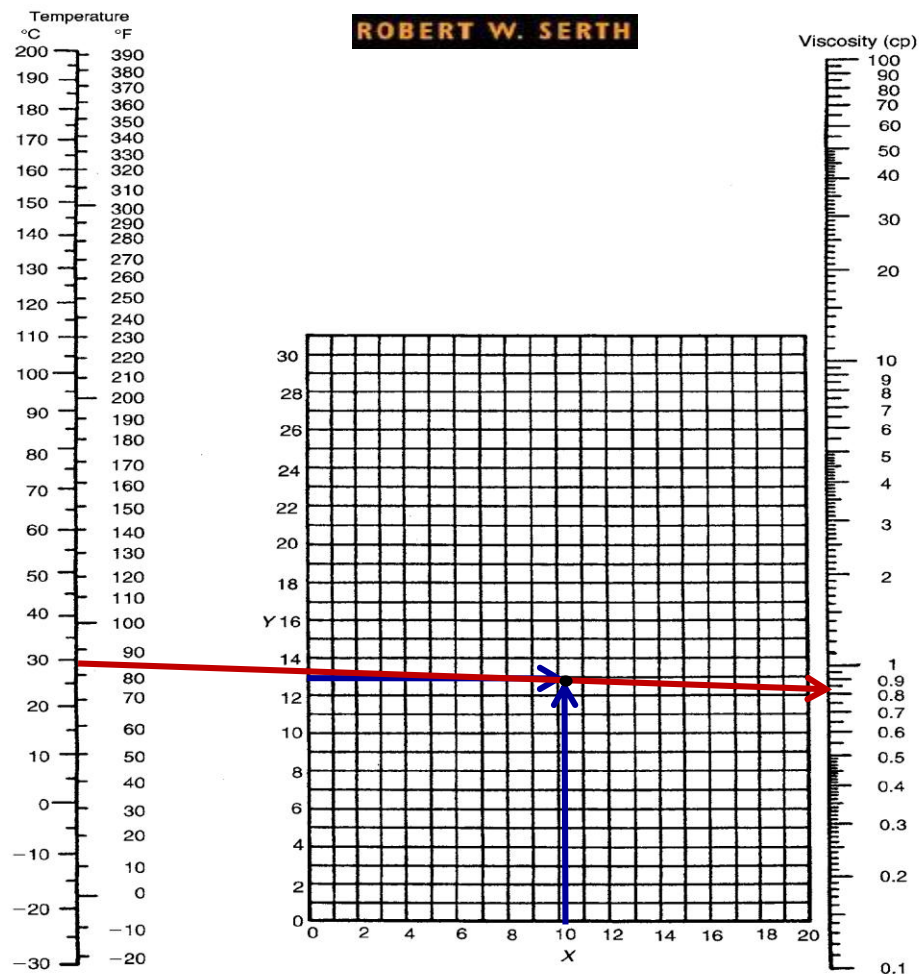
$$Re_0 = \frac{\rho_{\text{H}_2\text{O}} D_{eq} v_{\text{H}_2\text{O}}}{\mu_{\text{H}_2\text{O}-T_m}} = \frac{62,3 \times 7,61 \cdot 10^{-2} \times 5}{5,37 \cdot 10^{-4}}$$

$$\Rightarrow Re_0 = 4,41 \cdot 10^4 [TURBULENTO]$$

Cálculo do Número de Prandtl:

$$Pr_0 = \frac{\mu_{\text{H}_2\text{O}-T_m} C_{p_{\text{H}_2\text{O}-T_m}}}{k_{\text{H}_2\text{O}-T_m}} = \frac{5,37 \cdot 10^{-4} \times 1,0}{9,96 \cdot 10^{-5}}$$

$$\Rightarrow Pr_1 = 5,39$$



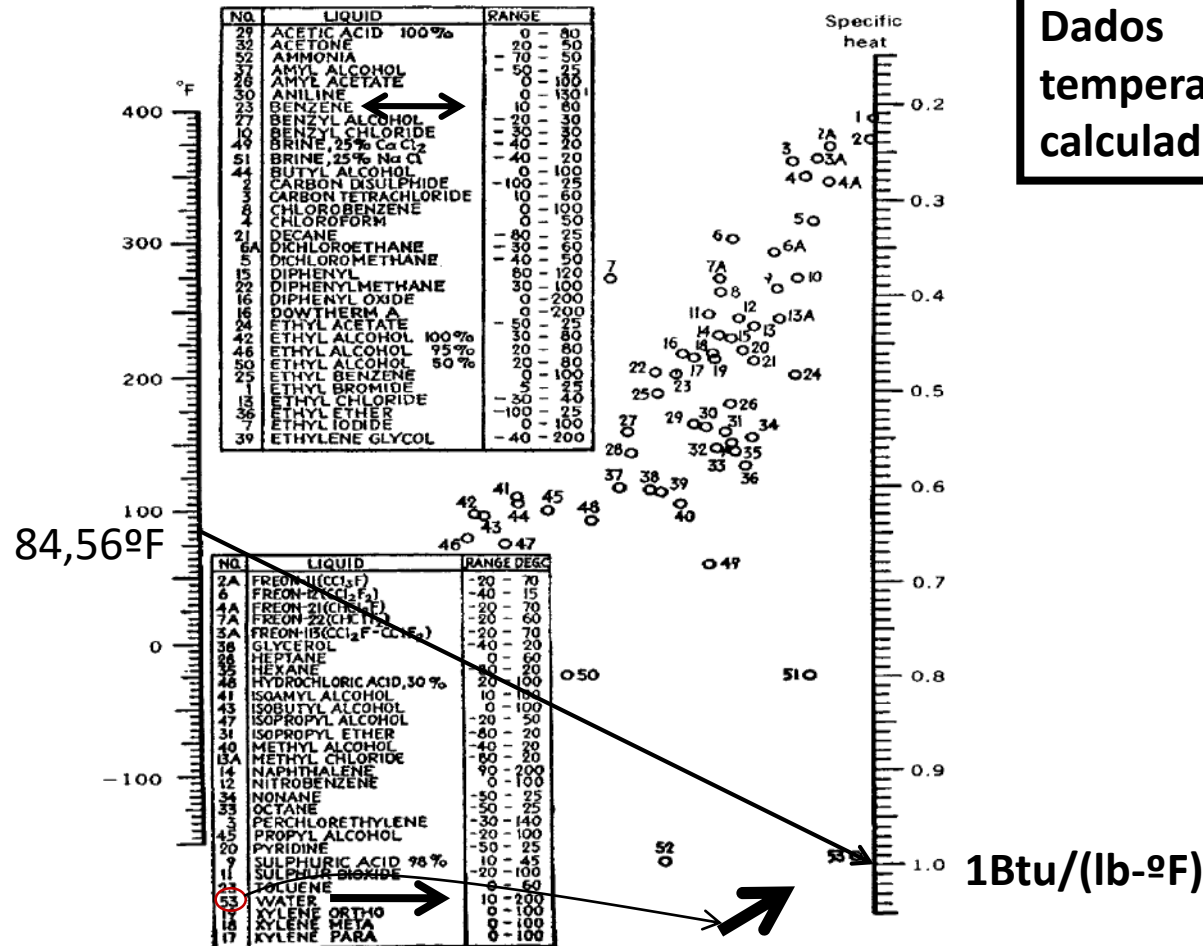
0,8 cP

Liquid	X	Y
Sodium hydroxide, 50%	3.2	25.8
Stannic chloride	13.5	12.8
Succinonitrile	10.1	20.8
Sulfur dioxide	15.2	7.1
Sulfuric acid, 110%	7.2	27.4
Sulfuric acid, 100%	8.0	25.1
Sulfuric acid, 98%	7.0	24.8
Sulfuric acid, 60%	10.2	21.3
Sulfuryl chloride	15.2	12.4
Tetrachloroethane	11.9	15.7
Thiophene	13.2	11.0
Titanium tetrachloride	14.4	12.3
Toluene	13.7	10.4
Trichloroethylene	14.8	10.5
Triethylene glycol	4.7	24.8
Turpentine	11.5	14.9
Vinyl acetate	14.0	8.8
Vinyl toluene	13.4	12.0
Water	10.2	13.0
Xylene, ortho	13.5	12.1
Xylene, meta	13.9	10.6
Xylene, para	13.9	10.9

Dados para a água na temperatura média calculada (84,56°F).

Figure A.1 Viscosities of liquids at atmospheric pressure (Source: Ref. [11]).

Specific heat = Btu/lbm·°F = cal/g·°C



Dados para a água na
temperatura média
calculada (84,56°F).

Figure A.3 Specific heats of liquids (Source: Ref. [12]).

Table A.15 (Continued)

Liquid	$T(^{\circ}\text{F})$	$k(\text{Btu/h} \cdot \text{ft} \cdot ^{\circ}\text{F})$	Liquid	$T(^{\circ}\text{F})$	$k(\text{Btu/h} \cdot \text{ft} \cdot ^{\circ}\text{F})$
Oils	86	0.079	Sulfuric acid 90%	86	0.21
Oils, castor	68	0.104	Sulfuric acid 60%	86	0.25
	212	0.100	Sulfuric acid 30%	86	0.30
Oils, Olive	68	0.097	Sulfur dioxide	5	0.128
	212	0.095		86	0.111
Paraldehyde	86	0.084	Toluene	86	0.086
	212	0.078		167	0.084
Pentane (<i>n</i> -)	86	0.078	β -Trichloroethane	122	0.077
	167	0.074	Trichloroethylene	122	0.080
Perchloroethylene	122	0.092	Turpentine	59	0.074
Petroleum ether	86	0.075		59	0.106
	167	0.073	Vaseline	59	0.106
Propyl alcohol (<i>n</i> -)	86	0.099	Water	32	0.343
	167	0.095		100	0.363
Propyl alcohol (iso-)	86	0.091	Faça uma	200	0.393
	140	0.090	interpolação	300	0.395
			(84,56°F).	420	0.376
Sodium	212	49		620	0.275
	410	46			
Sodium chloride			Xylene (ortho-)	68	0.090
brine 25.0%	86	0.33	Xylene (meta-)	68	0.090
12.5%	86	0.34			

Source: Ref. [11].

$$k(84,56^{\circ}\text{F}) = \frac{100-84,56}{100-32} \times 0,343 + \frac{84,56-32}{100-32} \times 0,363$$

$$k(84,56^{\circ}\text{F}) = 0,358 \frac{\text{Btu}}{\text{ft} \cdot ^{\circ}\text{F}} \times \frac{1\text{h}}{3600\text{s}}$$

$$\Rightarrow k(84,56^{\circ}\text{F}) = 9,96 \cdot 10^{-5} \frac{\text{Btu}}{\text{s} \cdot \text{ft} \cdot ^{\circ}\text{F}}$$

A interpolação linear é uma linha que se ajusta a dois pontos. A interpolação linear mostrada na Figura 1 é dada por:

$$g(x) = \frac{b-x}{b-a} f(a) + \frac{x-a}{b-a} f(b)$$

onde $f(a)$ e $f(b)$ são conhecidos como valores de $f(x)$ em $x=a$ e $x=b$ respectivamente.

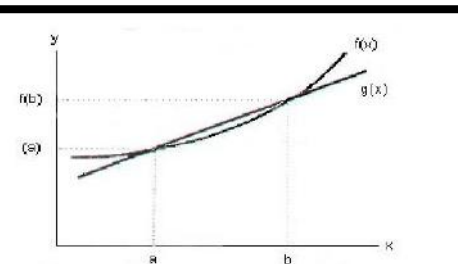


Figura 1. Interpolação linear.

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

Exercício: Deseja-se calcular um trocador de calor bitubular para resfriar benzeno (que escoar no tubo interno) de 180°F até 100°F, sob pressão suficiente para manter o benzeno na fase líquida. A água entra no espaço anular a 70°F á velocidade de 5,0ft/s. O tubo interno é de aço 40IPS de 1 1/4 in. O tubo externo também é de aço 40 IPS de 2 in. O comprimento dos tubos é de 15 ft. Quantas unidades em série devem ser usadas para resfriar 7500lb-m/h de benzeno. Considere $R_d' = 0,0015$ (h.ft°F)/Btu [fator de incrustação por unidade de comprimento]

Cálculo de h_i :

$$\Rightarrow Re_0 = 4,41.10^4 [TURBULENTO]$$

$$\Rightarrow Pr_i = 5,39$$

Como trata-se de Regime Turbulento teremos:

Equação de Dittus-Boelter: (n=0,4 por ser aquecimento!!)

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^n \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} = 0,023 \cdot (4,41.10^4)^{0,8} \cdot (5,39)^{0,4} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14}$$

$$\Rightarrow Nu = 234,38$$

Sabemos que:

$$Nu = \frac{h_0 D_{eq}}{k} = 234,38 \Rightarrow h_0 = \frac{Nu \cdot k}{D_{eq}} = \frac{234,38 \times 9,96.10^{-5}}{7,61.10^{-2}}$$

$$\Rightarrow h_0 = 0,306 \frac{Btu}{\cancel{ft}^2 \cdot ^\circ F} \times \frac{3600 \cancel{s}}{1h} = 1104 \frac{Btu}{h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F}$$

Resistência devido a incrustação:

$$\Rightarrow R_d' = \frac{1,5.10^{-3}}{L} \frac{h \cdot ft \cdot ^\circ F}{ft \cdot Btu}$$

➔ Foi fornecida.

A área externa ao tubo interno pode ser obtida pela tabela ou calculada:

$$\Rightarrow A_0 = 0,435 \frac{ft^2}{ft}$$

Resistência Convectiva no Ânulo (por onde escoar a água)

$$R_0' = \frac{1}{h_0 A_0} = \frac{1}{1104 \frac{Btu}{h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F} \times 0,435 \frac{ft^2}{ft} \times L} \Rightarrow R_0' = \frac{2,08.10^{-3}}{L} \frac{h \cdot ft \cdot ^\circ F}{ft \cdot Btu}$$

Resistência Térmica da PAREDE, R_p :

Use o valor de k do aço obtido da tabela na próxima página:

$$k_{aço} = 27 \frac{Btu}{h \cdot ft \cdot ^\circ F} \Rightarrow R_p' = \frac{\ln\left(\frac{r_0}{r_i}\right)}{2\pi L k} = \frac{\ln\left(\frac{1,66}{1,38}\right)}{2 \times 3,1415 \times L \times 27}$$

$$\Rightarrow R_p' = \frac{1,09.10^{-3}}{L} \frac{h \cdot ft \cdot ^\circ F}{ft \cdot Btu}$$



OPERAÇÕES UNITÁRIAS-1

Capítulo XII – TROCADORES DE CALOR



ROBERT W. SERTH

APPENDIX A / 703

Table A.16 Thermal Conductivities of Tubing Materials

27Btu/h.ft.°F

Material	k (Btu/h · ft · °F)	Material	k (Btu/h · ft · °F)
Carbon steel	24–30	Inconel 800	6.7–8
304 Stainless steel	8.6–12	Inconel 825	7.2
309 Stainless steel	29	Hastelloy B	6.1–9
310 Stainless steel	7.3–11	Hastelloy C	5.9–10
316 and 317 Stainless steel	7.7–12	Alloy 904L	7.5–9
321 and 347 Stainless steel	8–12	Alloy 28	6.5–9
25Cr–12Ni Steel	6.5–10	Cr–Mo Alloy XM–27	11.3
22Cr–5Ni–3Mo Steel	9.5	Alloy 20CB	7.6
3.5Ni Steel	23.5	Copper	225
Carbon–0.5Mo Steel	25	90–10 Cu–Ni	30
1.0 & 1.25Cr–0.5Mo Steel	21.5	70–30 Cu–Ni	18
2.25Cr–1.0Mo Steel	21	Admiralty brass	64–75
5Cr–0.5Mo Steel	16.9–19	Naval brass	71–74
12Cr & 13Cr Steel	15.3	Muntz metal (60Cu–40Zn)	71
15Cr Steel	14.4	Aluminum bronze	71
17Cr Steel	13	Al–Ni Bronze	72
Nickel alloy 200	38.5	Aluminum alloy 3003	102–106
Nickel alloy 400	12.6–15	Aluminum alloy 6061	96–102
Inconel 600	9	Titanium	11.5–12.7
Inconel 625	7.5–9	Zirconium	12

This table lists typical values of thermal conductivity that can be used to estimate the thermal resistance of tube and pipe walls. These values may not be appropriate for operation at very high or very low temperatures.

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

Exercício: Deseja-se calcular um trocador de calor bitubular para resfriar benzeno (que escoar no tubo interno) de 180°F até 100°F, sob pressão suficiente para manter o benzeno na fase líquida. A água entra no espaço anular a 70°F á velocidade de 5,0ft/s. O tubo interno é de aço 40IPS de 1 1/4 in. O tubo externo também é de aço 40 IPS de 2 in. O comprimento dos tubos é de 15 ft. Quantas unidades em série devem ser usadas para resfriar 7500lb-m/h de benzeno. Considere $R_d' = 0,0015$ (h.ft°F)/Btu [fator de incrustação por unidade de comprimento]

Cálculo da Resistência Global:

$$R'_0 = \frac{2,08 \cdot 10^{-3}}{L} \frac{\text{h.ft.}^\circ\text{F}}{\text{ft.Btu}}$$

$$R'_i = \frac{1,10 \cdot 10^{-2}}{L} \frac{\text{h.ft.}^\circ\text{F}}{\text{ft.Btu}}$$

$$R'_p = \frac{1,09 \cdot 10^{-3}}{L} \frac{\text{h.ft.}^\circ\text{F}}{\text{ft.Btu}}$$

$$R'_d = \frac{1,5 \cdot 10^{-3}}{L} \frac{\text{h.ft.}^\circ\text{F}}{\text{ft.Btu}}$$

$$\sum \text{Resistências}' = (R'_0 + R'_i + R'_p + R'_d)$$

$$\sum \text{Resistências}' = R'_{\text{global}} = \frac{2,08 \cdot 10^{-3} + 1,10 \cdot 10^{-2} + 1,09 \cdot 10^{-3} + 1,5 \cdot 10^{-3}}{L}$$

$$R'_{\text{global}} = \frac{2,08 \cdot 10^{-3} + 1,10 \cdot 10^{-2} + 1,09 \cdot 10^{-3} + 1,5 \cdot 10^{-3}}{L}$$

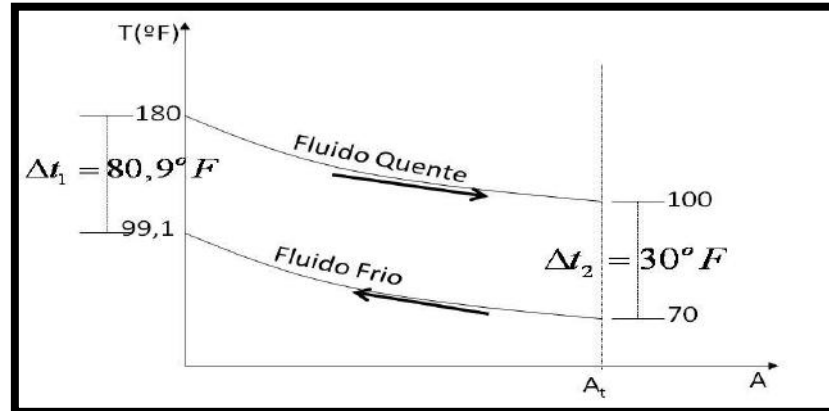
$$\Rightarrow R'_{\text{global}} = \frac{1,57 \cdot 10^{-2}}{L} \frac{\text{h.ft.}^\circ\text{F}}{\text{ft.Btu}}$$

Portanto podemos escrever:

$$Q = UA\Delta T_m = \frac{1}{\sum \text{Resistências}} \times \Delta T_m$$

Cálculo de ΔT_m :

$$\Delta T_m = \text{DMLT} = \frac{[30 - 80,9]}{\ln\left(\frac{30}{80,9}\right)} \Rightarrow \boxed{\Delta T_m = 51,31^\circ\text{F}}$$



CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

Exercício: Deseja-se calcular um trocador de calor bitubular para resfriar benzeno (que escoar no tubo interno) de 180°F até 100°F, sob pressão suficiente para manter o benzeno na fase líquida. A água entra no espaço anular a 70°F á velocidade de 5,0ft/s. O tubo interno é de aço 40IPS de 1 1/4 in. O tubo externo também é de aço 40 IPS de 2 in. O comprimento dos tubos é de 15 ft. Quantas unidades em série devem ser usadas para resfriar 7500lb-m/h de benzeno. Considere $R_d' = 0,0015$ (h.ft°F)/Btu [fator de incrustação por unidade de comprimento]

Agora podemos calcular a relação $Q \times L$:

$$\Rightarrow Q = UA\Delta T_m = \frac{51,31 \cancel{^\circ F}}{1,57 \cdot 10^{-2} \frac{h \cdot ft \cdot ^\circ F}{Btu}} \Rightarrow Q = 3268L \frac{Btu}{h \cdot ft} \quad EQ1$$

No entanto este mesmo calor pode ser calculado como:

$$Q = \dot{m}_q C_{pq} (T_{qe} - T_{qs}) = 7500 \frac{lb}{h} \times 0,45 \frac{Btu}{lb \cdot ^\circ F} \times (180 - 100) \cancel{^\circ F}$$

$$\Rightarrow Q = 270000 \frac{Btu}{h} \quad EQ2$$

Substituindo EQ1 em EQ2 obtemos:

$$Q = 270000 \frac{Btu}{h} \Rightarrow 3268L \frac{Btu}{h \cdot ft} = 270000 \frac{Btu}{h}$$

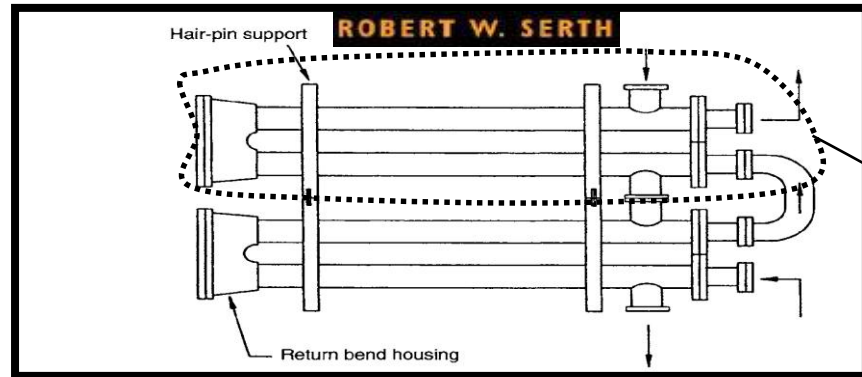
Portanto, o comprimento total será de:

$$\Rightarrow L = 82,62 \text{ ft}$$

Cada ramo possui 15ft, logo:

$$n_{\text{ramos}} = \frac{82,62 \cancel{ft}}{15 \cancel{ft} \text{ ramo}} = 5,50 \text{ ramos} \Rightarrow n_{\text{ramos}} = 6 \text{ ramos}$$

$$\text{Grampos} = \frac{n_{\text{ramos}}}{2} = \frac{6}{2} \Rightarrow \text{Grampos} = 3 \Rightarrow \text{TOTAL} = 3 \times 30 \text{ ft} = 90 \text{ ft}$$



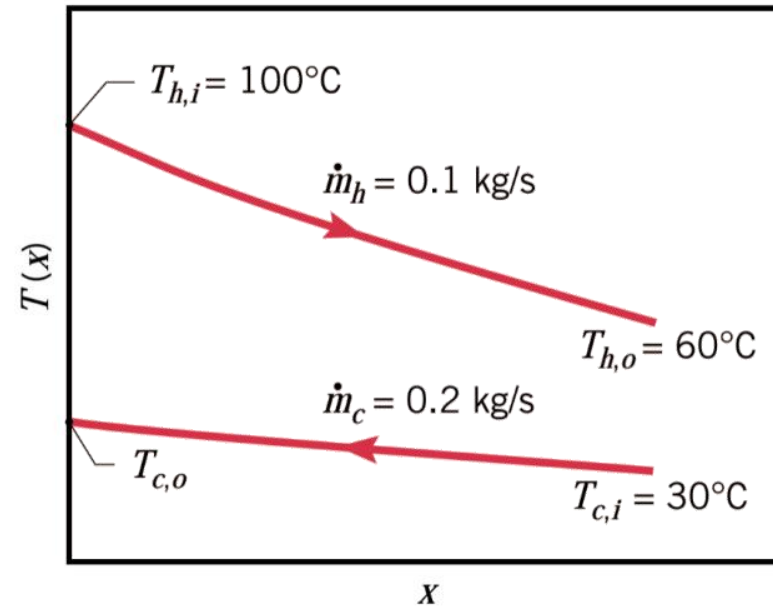
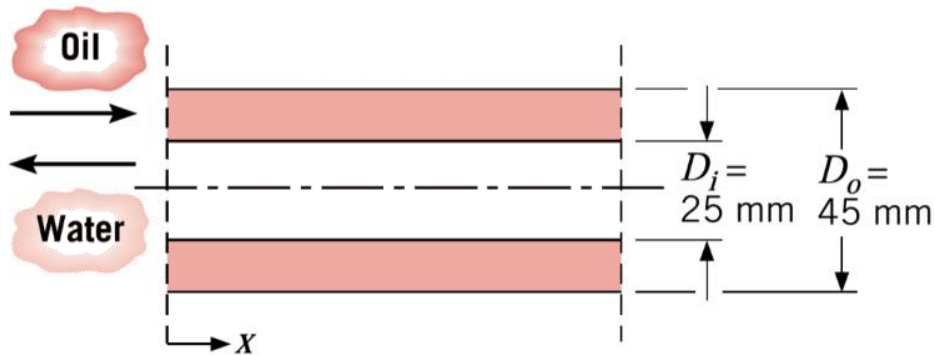
Trocadores com Tubo duplo em série

Uma unidade possui 2 ramos de 15ft de comprimento

Na Figura acima temos 2 grampos e 4 ramos.

Exercício Proposto

Um trocador de calor de tubo concêntrico de contra-fluxo é usado para resfriar o óleo lubrificante de um grande motor industrial de turbina a gás. A condição operacional e as dimensões dos tubos são fornecidas no esquema abaixo. O óleo e a água entram nas temperaturas de 100 e 30 °C, respectivamente. Qual o comprimento do tubo (L) se a temperatura de saída do óleo for de 60° C?



Exercício Proposto

TABLE 8.2 Nusselt number for fully developed laminar flow in a circular tube annulus with one surface insulated and the other at constant temperature

D_i/D_o	Nu_i	Nu_o	<i>Comments</i>
0	—	3.66	See Equation 8.55
0.05	17.46	4.06	
0.10	11.56	4.11	
0.25	7.37	4.23	
0.50	5.74	4.43	
≈ 1.00	4.86	4.86	See Table 8.1, $b/a \rightarrow \infty$

Used with permission from W. M. Kays and H. C. Perkins, in W. M. Rohsenow and J. P. Hartnett, Eds., *Handbook of Heat Transfer*, Chap. 7, McGraw-Hill, New York, 1972.

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

Saturated Liquids

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^2$ (N · s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^7$ (m ² /s)	Pr	$\beta \cdot 10^3$ (K ⁻¹)
Engine Oil (Unused)								
273	899.1	1.796	385	4280	147	0.910	47,000	0.70
280	895.3	1.827	217	2430	144	0.880	27,500	0.70
290	890.0	1.868	99.9	1120	145	0.872	12,900	0.70
300	884.1	1.909	48.6	550	145	0.859	6400	0.70
310	877.9	1.951	25.3	288	145	0.847	3400	0.70
320	871.8	1.993	14.1	161	143	0.823	1965	0.70
330	865.8	2.035	8.36	96.6	141	0.800	1205	0.70
340	859.9	2.076	5.31	61.7	139	0.779	793	0.70
350	853.9	2.118	3.56	41.7	138	0.763	546	0.70
360	847.8	2.161	2.52	29.7	138	0.753	395	0.70
370	841.8	2.206	1.86	22.0	137	0.738	300	0.70
380	836.0	2.250	1.41	16.9	136	0.723	233	0.70
390	830.6	2.294	1.10	13.3	135	0.709	187	0.70
400	825.1	2.337	0.874	10.6	134	0.695	152	0.70
410	818.9	2.381	0.698	8.52	133	0.682	125	0.70
420	812.1	2.427	0.564	6.94	133	0.675	103	0.70
430	806.5	2.471	0.470	5.83	132	0.662	88	0.70

80°C= 353,15 k

TABLE A.6 Thermophysical Properties of Saturated Water^a

Temperature, T (K)	Pressure, p (bars) ^b	Specific Volume (m ³ /kg)		Heat of Vapor- ization, h _{fg} (kJ/kg)	Specific Heat (kJ/kg · K)		Viscosity (N · s/m ²)		Thermal Conductivity (W/m · K)		Prandtl Number		Surface Tension, σ _f · 10 ³ (N/m)	Expansion Coefficient, β _f · 10 ⁶ (K ⁻¹)	Temperature, T (K)
		v _f · 10 ³	v _g		c _{p,f}	c _{p,g}	μ _f · 10 ⁶	μ _g · 10 ⁶	k _f · 10 ³	k _g · 10 ³	Pr _f	Pr _g			
273.15	0.00611	1.000	206.3	2502	4.217	1.854	1750	8.02	569	18.2	12.99	0.815	75.5	-68.05	273.15
275	0.00697	1.000	181.7	2497	4.211	1.855	1652	8.09	574	18.3	12.22	0.817	75.3	-32.74	275
280	0.00990	1.000	130.4	2485	4.198	1.858	1422	8.29	582	18.6	10.26	0.825	74.8	46.04	280
285	0.01387	1.000	99.4	2473	4.189	1.861	1225	8.49	590	18.9	8.81	0.833	74.3	114.1	285
290	0.01917	1.001	69.7	2461	4.184	1.864	1080	8.69	598	19.3	7.56	0.841	73.7	174.0	290
295	0.02617	1.002	51.94	2449	4.181	1.868	959	8.89	606	19.5	6.62	0.849	72.7	227.5	295
300	0.03531	1.003	39.13	2438	4.179	1.872	855	9.09	613	19.6	5.83	0.857	71.7	276.1	300
305	0.04712	1.005	29.74	2426	4.178	1.877	769	9.29	620	20.1	5.20	0.865	70.9	320.6	305
310	0.06221	1.007	22.93	2414	4.178	1.882	695	9.49	628	20.4	4.62	0.873	70.0	361.9	310
315	0.08132	1.009	17.82	2402	4.179	1.888	631	9.69	634	20.7	4.16	0.883	69.2	400.4	315
320	0.1053	1.011	13.98	2390	4.180	1.895	577	9.89	640	21.0	3.77	0.894	68.3	436.7	320
325	0.1351	1.013	11.06	2378	4.182	1.903	528	10.09	645	21.3	3.42	0.901	67.5	471.2	325
330	0.1719	1.016	8.82	2366	4.184	1.911	489	10.29	650	21.7	3.15	0.908	66.6	504.0	330
335	0.2167	1.018	7.09	2354	4.186	1.920	453	10.49	656	22.0	2.88	0.916	65.8	535.5	335
340	0.2713	1.021	5.74	2342	4.188	1.930	420	10.69	660	22.3	2.66	0.925	64.9	566.0	340
345	0.3372	1.024	4.683	2329	4.191	1.941	389	10.89	668	22.6	2.45	0.933	64.1	595.4	345
350	0.4163	1.027	3.846	2317	4.195	1.954	365	11.09	668	23.0	2.29	0.942	63.2	624.2	350
355	0.5100	1.030	3.180	2304	4.199	1.968	343	11.29	671	23.3	2.14	0.951	62.3	652.3	355
360	0.6209	1.034	2.645	2291	4.203	1.983	324	11.49	674	23.7	2.02	0.960	61.4	697.9	360
365	0.7514	1.038	2.212	2278	4.209	1.999	306	11.69	677	24.1	1.91	0.969	60.5	707.1	365
370	0.9040	1.041	1.861	2265	4.214	2.017	289	11.89	679	24.5	1.80	0.978	59.5	728.7	370
373.15	1.0133	1.044	1.679	2257	4.217	2.029	279	12.02	680	24.8	1.76	0.984	58.9	750.1	373.15
375	1.0815	1.045	1.574	2252	4.220	2.036	274	12.09	681	24.9	1.70	0.987	58.6	761	375
380	1.2869	1.049	1.337	2239	4.226	2.057	260	12.29	683	25.4	1.61	0.999	57.6	788	380
385	1.5233	1.053	1.142	2225	4.232	2.080	248	12.49	685	25.8	1.53	1.004	56.6	814	385
390	1.794	1.058	0.980	2212	4.239	2.104	237	12.69	686	26.3	1.47	1.013	55.6	841	390
400	2.455	1.067	0.731	2183	4.256	2.158	217	13.05	688	27.2	1.34	1.033	53.6	896	400
410	3.302	1.077	0.553	2153	4.278	2.221	200	13.42	688	28.2	1.24	1.054	51.5	952	410
420	4.370	1.088	0.425	2123	4.302	2.291	185	13.79	688	29.8	1.16	1.075	49.4	1010	420
430	5.699	1.099	0.331	2091	4.331	2.369	173	14.14	685	30.4	1.09	1.10	47.2		430

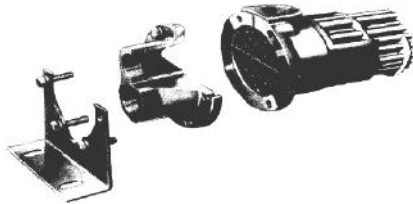
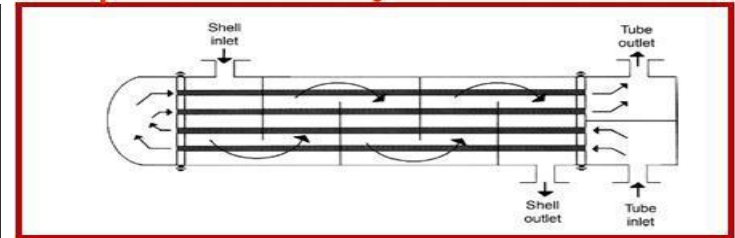
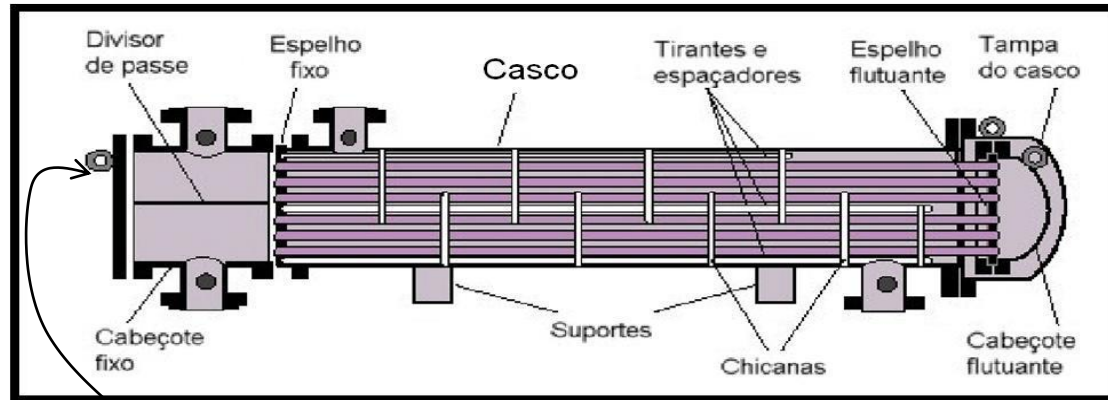

$$\text{Pr}_i = \frac{\mu C_{pq}}{k}$$

TROCADORES DE CALOR TUBO-CARCAÇA

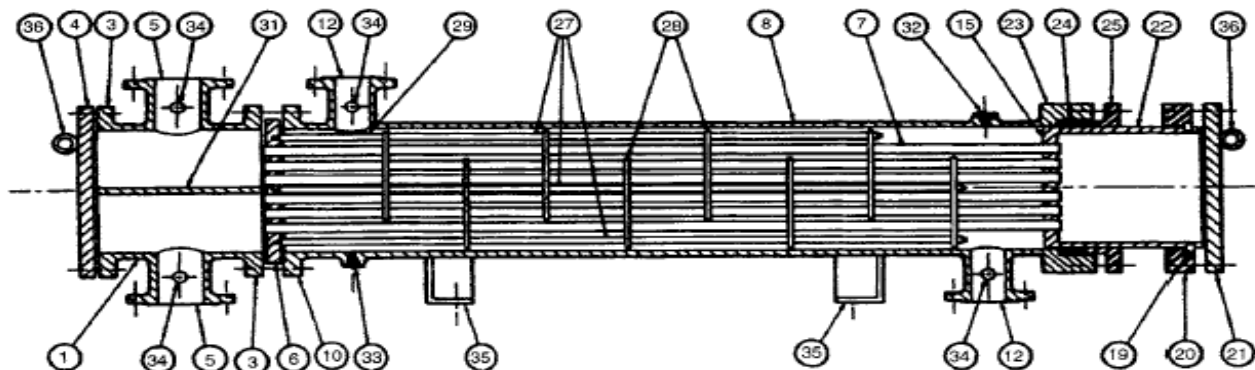
Introdução: Quando necessita-se de grandes áreas para a transmissão de calor recomenda-se a utilização do trocador tubo-carcaça, que consiste de um trocador multitubular fechado composto de diversos tubos que passam no interior de um carcaça. Um fluido escoa pelo interior dos tubos, enquanto o outro fluido é forçado através da carcaça, sob a superfície externa dos tubos.

z

1 passe na carcaça e 2 nos tubos



TROCADORES DE CALOR TUBO-CARCAÇA



21. Floating Head Cover-External

22. Floating Tubesheet Skirt

23. Packing Box

24. Packing

25. Packing Gland

26. Omitted

27. Tierods and Spacers

28. Transverse Baffles or Support Plates

29. Impringement Plate

30. Longitudinal Baffle

31. Pass Partition

32. Vent Connection

33. Drain Connection

34. Instrument Connection

35. Support Saddle

36. Lifting Lug

37. Support Bracket

38. Weir

39. Liquid Level Connection

40. Floating Head Support

1. Stationary Head-Channel

2. Stationary Head-Bonnet

3. Stationary Head Flange-Channel or Bonnet

4. Channel Cover

5. Stationary Head Nozzle

6. Stationary Tubesheet

7. Tubes

8. Shell

9. Shell Cover

10. Shell Flange-Stationary Head End

11. Shell Flange-Rear Head End

12. Shell Nozzle

13. Shell Cover Flange

14. Expansion Joint

15. Floating Tubesheet

16. Floating Head Cover

17. Floating Head Cover Flange

18. Floating Head Backing Device

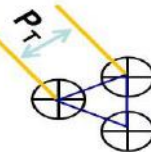
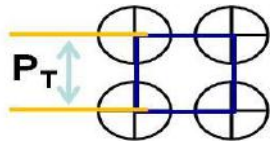
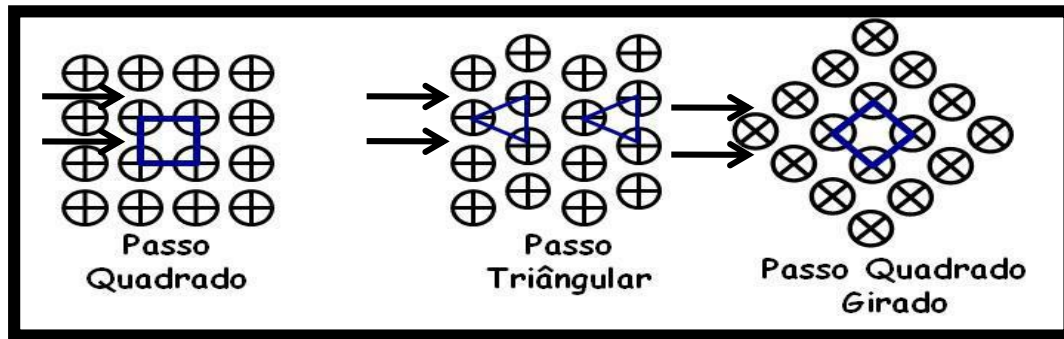
19. Split Shear Ring

20. Slip-on Backing Flange

TROCADORES DE CALOR TUBO-CARCAÇA

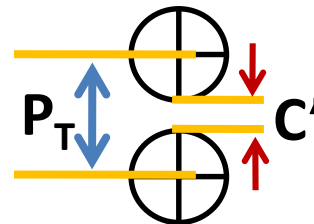
5.1 - Introdução: Quando necessita-se de grandes áreas para a transmissão de calor recomenda-se a utilização do trocador tubo-carcaça, que consiste de um trocador multitubular fechado composto de diversos tubos que passam no interior de um carcaça. Um fluido escoar pelo interior dos tubos, enquanto o outro fluido é forçado através da carcaça, sob a superfície externa dos tubos.

Disposição dos tubos e passo do trocador



Passo quadrado apresenta menor queda de pressão, mas o passo triângular possui maior coeficiente de película h .

P_T é definido como a menor distância entre os centros de dois tubos. C' é o espaço vazio entre os tubos $\rightarrow C' = (P_T - D_T)$



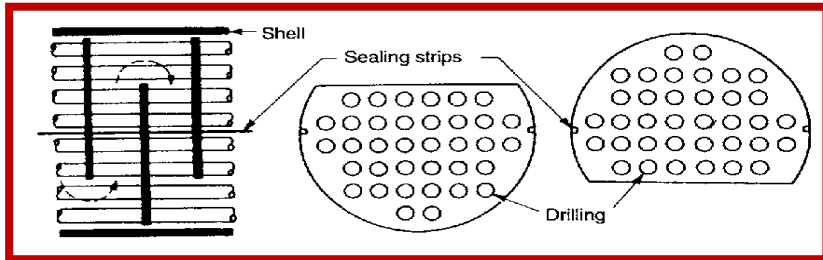
TROCADORES DE CALOR TUBO-CARCAÇA

Espaçamento dos Tubos: Os buracos dos tubos não podem ser perfurados muito próximos uns dos outros, uma vez que uma largura muito pequena de metal entre tubos adjacentes enfraquece estruturalmente o espelho de apoio dos tubos. A menor distância entre dois buracos adjacentes denomina-se ligamento ou intervalo, e estes são padronizados. Os tubos são dispostos ou em configurações quadradas ou em configurações triangulares conforme indicado nas figuras da transparência anterior. A vantagem do passo quadrado é que os tubos são acessíveis para intervalos externos e produzem uma queda de pressão menor quando o fluido flui na direção indicada na figura. Os afastamentos comuns para equipamentos quadrados são de 3/4 in DE para um passo quadrado de lado 1 in e de 1 in de DE para um passo quadrado com $1\frac{1}{4}$ in. Para equipamentos triangulares, eles são de $\frac{3}{4}$ in DE para um passo triangular de lado igual a 15/16 in, de $\frac{3}{4}$ in DE para um passo triangular de lado 1 in e de 1 in DE para uma passo triangular de lado $1\frac{1}{4}$.

Carcaças: As carcaças são fabricadas co tubos de aço IPS com diâmetros nominais de até cerca de 12 in, conforme mostrado no Quadro da próxima página. Acima de 12 in até 24 in, o diâmetro externo real é igual ao diâmetro nominal do tubo. A espessura padronizada da parede para carcaças com diâmetros internos de 12 a 24 in, inclusive, é de 3/8 in, o que é satisfatório para pressões de até 300Psi no lado da carcaça. Espessuras superiores de parede podem ser obtidas para pressões mais elevadas. Carcaças com diâmetros superiores a 24 in são fabricados com rolamento de placas de aço.

TROCADORES DE CALOR TUBO-CARÇAÇA

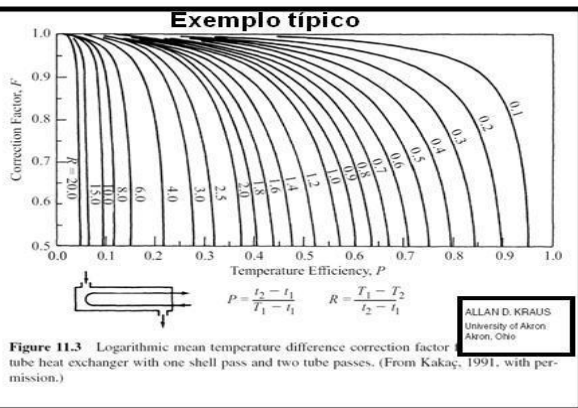
Chicanas: quando um líquido é mantido num estado de turbulência, os coeficientes de transmissão de calor tornam-se mais elevados. Para induzir a turbulência na parte externa dos tubos, podemos usar chicanas que produzem o escoamento do líquido através da carcaça perpendicularmente aos eixos dos tubos. Isto causa uma turbulência considerável mesmo quando uma pequena quantidade de líquido flui através da carcaça. A distância de centro a centro entre as chicanas denomina-se **passo da chicana (B)** ou espaçamento da chicana. Uma vez que o espaçamento entre as chicanas pode ser pequeno ou grande, a vazão mássica não depende inteiramente do diâmetro da carcaça. O espaçamento da chicanas normalmente não é maior do que o diâmetro interno da carcaça nem menor do que um quinto do diâmetro interno da carcaça. As chicanas são mantidas com firmeza por meio de espaçadores, os quais consistem de tirantes rosqueados no espelho e de um certo número de seções menores de tubo que formam apoios entre chicanas adjacentes. Existem diversos tipos de chicanas que são usadas em trocadores de calor, porém, de longe, as mais usadas são as chicanas cortadas. As chicanas cortadas são placas perfuradas com alturas geralmente iguais a 75% do diâmetro interno da carcaça. Estas são conhecidas como chicanas com corte de 25%.



Passo das Chicanas (B) distância centro a centro entre as chicanas → $1/5DI < B < DI$

TROCADORES DE CALOR TUBO-CARCAÇA

Fator de Correção F para ΔT_m (DMLT): Para um trocador de calor diferente do de tubo duplo, o calor transferido é calculado usando-se um fator de correção aplicado á DMLT. Este fator (F) depende da geometria do equipamento.



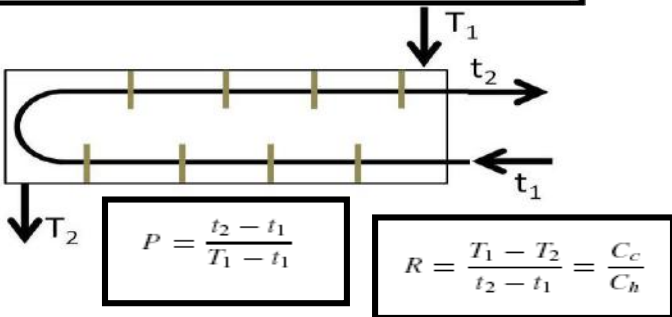
A obtenção da temperatura média logarítmica DMLT se sustenta em duas importantes hipóteses: 1- os calores específicos dos fluidos não variam com a temperatura e 2- os coeficientes de transferência de calor por convecção se mantêm constantes ao atravessar o trocador de calor. Geralmente, a segunda hipótese é a mais restritiva devido aos efeitos da entrada (devido a não uniformidade da corrente), a variação de viscosidade e de condutividade térmica do fluido etc. Normalmente, são empregados métodos numéricos para corrigir estes efeitos. Sendo assim, caso se utilize um trocador de calor diferente do tubo duplo, a transferência de calor deve ser calculada utilizando um fator de correção que se aplica a DMLT (que deve ser calculada considerando um trocador do tipo tubo duplo operando em contracorrente com as mesmas temperaturas de entrada e saída para os fluidos quente e frio).

Portanto nestas situações devemos escrever:

$$Q = UA(F \Delta T_{mCC})$$

Observação:

- Não se recomenda, por razões econômicas, trocadores com $F < 0,75$.
- Recomenda-se que outro tipo de arranjo (trocador) seja empregado quando os valores terminais de temperatura não permitirem encontrar F .
- Se um fluido é isotérmico: $R=P=0 \rightarrow F=1$



TROCADORES DE CALOR TUBO-CARÇAÇA

Exemplo: Determinar a área de troca necessária para um trocador de calor, construído com tubos de 1 in de D_e , para resfriar 55.000 lb/h de uma solução de etanol a 95% ($C_{p_{\text{etanol}}} = 0,91 \text{ Btu}/(\text{lb} \cdot ^\circ\text{F})$) de 150°F para 103°F usando 50.000 lb/h de água disponível a 50°F . Admitir $U_D = 100 \text{ Btu}/(\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F})$ e considere trocadores com as seguintes configurações: tubo duplo de correntes paralelas, tubo duplo de contracorrente, tubo carcaça 1-2 (uma passagem na carcaça e duas ou mais nos tubos) com 72 tubos por trajeto. O Etanol escoa na carcaça!!!!

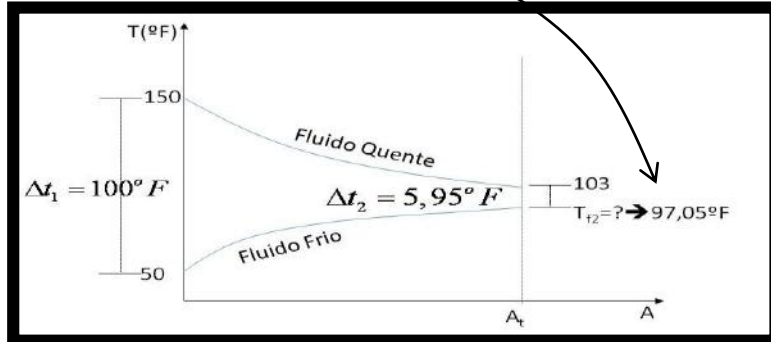
a) Trocador de Calor Tubo Duplo - Correntes Paralelas:

Já provamos que:

$$Q = \dot{m}_q C_{pq} (T_{qe} - T_{qs}) = \dot{m}_f C_{pf} (T_{fs} - T_{fe}) \quad 1$$

$$T_{fs} = \frac{\dot{m}_q C_{pq} (T_{qe} - T_{qs})}{\dot{m}_f C_{pf}} + T_{fe} = \frac{55.000 \times 0,91 (150 - 103)}{50.000 \times 1} + 50$$

$$\Rightarrow T_{fs} = 97,05^\circ\text{F}$$



Sabemos que:

2

$$Q = U_D A \Delta T_M \quad [1]$$

$$\Rightarrow \Delta T_m = \text{DMLT} = \frac{[\Delta T_2 - \Delta T_1]}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} = \frac{5,95 - 100}{\ln\left(\frac{5,95}{100}\right)} = \frac{-94,05}{-2,82} = 33,33^\circ\text{F}$$

De [1] teremos:

$$A = \frac{Q}{U_D \Delta T_M} = \frac{2352350}{100 \times 33,33} \Rightarrow A = 705,77 \text{ ft}^2$$

A área externa pode ser obtida pela equação abaixo:

$$A_{\text{externa}} = 2\pi r_e L = \pi D_e L \Rightarrow L = \frac{A_{\text{externa}}}{\pi D_e} = \frac{705,77 \text{ ft}^2}{3,1415 \times \left(1 \cancel{\text{in}} \frac{1 \text{ ft}}{12 \cancel{\text{in}}}\right)}$$

$$\Rightarrow L = 2695,92 \text{ ft} \Rightarrow \text{Considerando um } L_{\text{por trocador}} = 30 \frac{\text{ft}}{\text{por tubo}}$$

$$n_{\text{tubos}} = \frac{2695,92 \cancel{\text{ft}}}{30 \frac{\cancel{\text{ft}}}{\text{tubo}}} \Rightarrow n_{\text{tubos}} \approx 90 \text{ tubos}$$

TROCADORES DE CALOR TUBO-CARCAÇA

Exemplo: Determinar a área de troca necessária para um trocador de calor, construído com tubos de 1 in de D_e , para resfriar 55.000 lb/h de uma solução de etanol a 95% ($C_{p_{\text{etanol}}} 0,91 \text{ Btu}/(\text{lb} \cdot ^\circ\text{F})$) de 150°F para 103°F usando 50.000 lb/h de água disponível a 50°F . Admitir $U_D = 100 \text{ Btu}/(\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F})$ e considere trocadores com as seguintes configurações: tubo duplo de correntes paralelas, tubo duplo de contracorrente, tubo carcaça 1-2 (uma passagem na carcaça e duas ou mais nos tubos) com 72 tubos por trajeto. O Etanol escoa na carcaça!!!!

b) Trocador de Calor Tubo Duplo - Contracorrente:

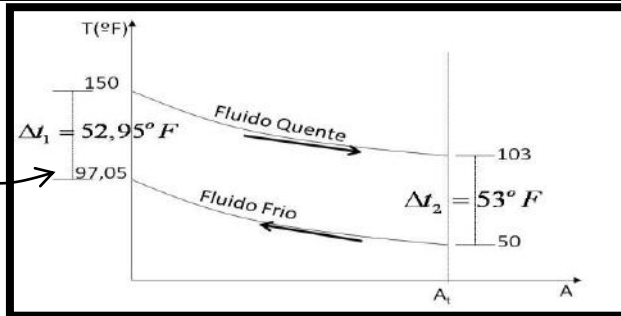
O mesmo cálculo do item (a) é verdadeiro:

1

$$Q = \dot{m}_q C_{pq} (T_{qe} - T_{qs}) = \dot{m}_f C_{pf} (T_{fs} - T_{fe})$$

$$T_{fs} = \frac{\dot{m}_q C_{pq} (T_{qe} - T_{qs})}{\dot{m}_f C_{pf}} + T_{fe} = \frac{55.000 \times 0,91 (150 - 103)}{50.000 \times 1} + 50$$

$$\Rightarrow T_{fs} = 97,05^\circ\text{F}$$



Sabemos que:

$$Q = U_D A \Delta T_M \quad [1]$$

$$\Delta T_1 \approx \Delta T_2 = 53^\circ\text{F}$$

$$\Rightarrow \Delta T_m = \text{DMLT} = \Delta T_2 = \Delta T_1 = 53^\circ\text{F}$$

De [1] teremos:

$$A = \frac{Q}{U_D \Delta T_M} = \frac{2352350}{100 \times 53} \Rightarrow A = 443,84 \text{ ft}^2$$

A área externa pode ser obtida pela equação abaixo:

$$A_{\text{externa}} = \pi D_e L \Rightarrow L = \frac{A_{\text{externa}}}{\pi D_e} = \frac{443,84 \text{ ft}^2}{3,1415 \times \left(1 \cancel{\text{in}} \frac{1 \text{ ft}}{12 \cancel{\text{in}}}\right)}$$

$$\Rightarrow L = 1695,40 \text{ ft} \Rightarrow \text{Considerando um } L_{\text{por trocador}} = 30 \frac{\text{ft}}{\text{por tubo}}$$

$$n_{\text{tubos}} = \frac{1695,40 \cancel{\text{ft}}}{30 \frac{\text{ft}}{\text{tubo}}} \Rightarrow n_{\text{tubos}} \approx 57 \text{ tubos}$$

TROCADORES DE CALOR TUBO-CARÇAÇA

Exemplo: Determinar a área de troca necessária para um trocador de calor, construído com tubos de 1 in de D_e , para resfriar 55.000 lb/h de uma solução de etanol a 95% ($C_{p_{\text{etanol}}} 0,91 \text{ Btu}/(\text{lb} \cdot ^\circ\text{F})$) de 150°F para 103°F usando 50.000 lb/h de água disponível a 50°F . Admitir $U_D = 100 \text{ Btu}/(\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F})$ e considere trocadores com as seguintes configurações: tubo duplo de correntes paralelas, tubo duplo de contracorrente, tubo carcaça 1-2 (uma passagem na carcaça e duas ou mais nos tubos) com 72 tubos por trajeto. O Etanol escoa na carcaça!!!!

C) Sabemos que para o Tubo Carcaça devemos usar o ΔT_{mCC} :

$$\Delta T_{mCC} \Rightarrow \Delta T_{m\text{Contra-Corrente}}$$

Sendo assim podemos escrever:

$$\Rightarrow Q = UA(F\Delta T_{mCC})$$

$$Q = U_D A \Delta T_M [1]$$

$$\Delta T_1 \approx \Delta T_2 = 53^\circ \text{F}$$

$$\Rightarrow \Delta T_m = \text{DMLT} = \Delta T_2 = \Delta T_1 = 53^\circ \text{F}$$

$$A = \frac{Q}{U_D (F\Delta T_{mCC})} = \frac{2352350}{100 \times (0,85 \times 53)} \Rightarrow A = 522,16 \text{ ft}^2$$

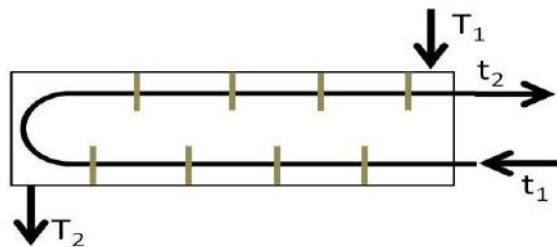
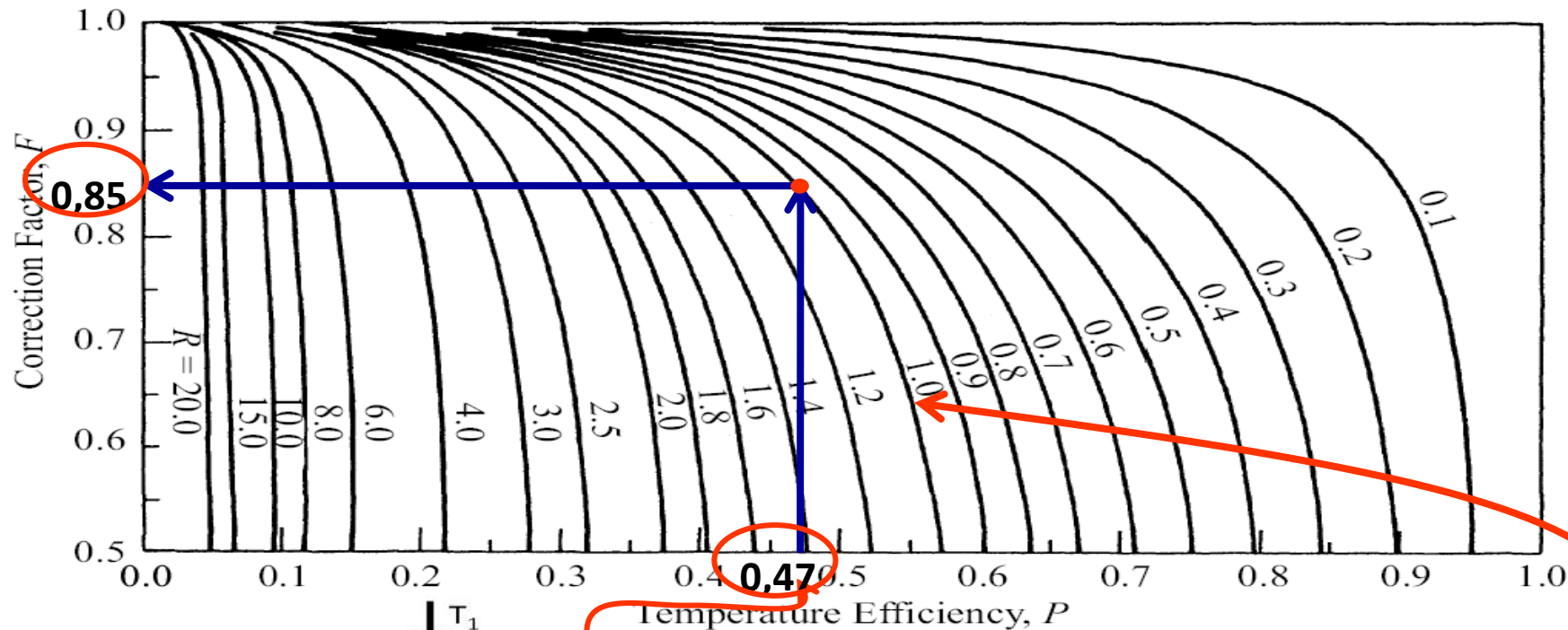
A área externa pode ser obtida pela equação abaixo:

$$A_{\text{externa}} = \pi D_e L \Rightarrow L = \frac{A_{\text{externa}}}{\pi D_e} = \frac{522,16 \text{ ft}^2}{3,1415 \times \left(1 \cancel{\text{in}} \frac{1 \text{ ft}}{12 \cancel{\text{in}}}\right)} \quad 2$$

$$\Rightarrow L_{\text{total}} = 1994,56 \text{ ft} \Rightarrow \text{Considerando } n_{\text{tubos}} = \frac{L_{\text{total}}}{L_{\text{por-tubo}} \times \text{passes-tubo}}$$

$$\Rightarrow L_{\text{por-tubo}} = \frac{L_{\text{total}}}{2 \cdot n_{\text{tubos}}} = \frac{1994,56 \text{ ft}}{144} \Rightarrow L_{\text{por-tubo}} = 13,85 \text{ ft}$$

Veja na próxima página como obter o valor de $F=0,85$.



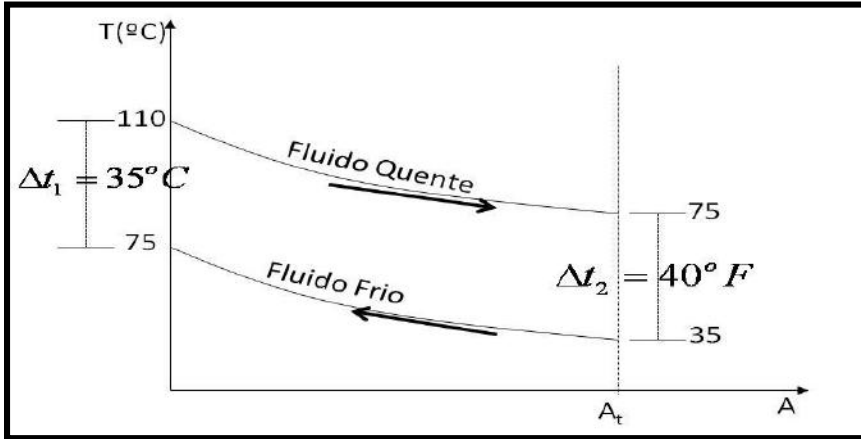
Temperature Efficiency, P

Neste exercício, o etanol escoa na carcaça. Portanto, T_1 é a temperatura de entrada e T_2 a de saída do etanol. Para o caso da água t_2 e t_1 representam a sua temperatura de saída e de entrada do trocador, respectivamente

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{97,05 - 50}{150 - 50} = 0,47$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{150 - 103}{97,05 - 50} = 1$$

Exemplo: Uma vazão de 68kg/min de água é aquecida de 35 a 75°C por um óleo de calor específico igual a 1,9kJ/kg.°C. Os fluidos são usados em contracorrente em um trocador de calor tubo duplo, com o óleo entrando no trocador a 110°C e saindo a 75°C. O coeficiente global de transferência de calor é 320W/m².°C. Calcule a área de troca de calor.



Sabemos que ΔT_m é calculada como :

$$\Delta T_m = \text{DMLT} = \frac{[\Delta T_2 - \Delta T_1]}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} = \frac{40 - 35}{\ln\left(\frac{40}{35}\right)} = 37,44^\circ F$$

Sendo assim podemos escrever:

$$\Rightarrow Q = UA(\Delta T_m) \Rightarrow Q = ?$$

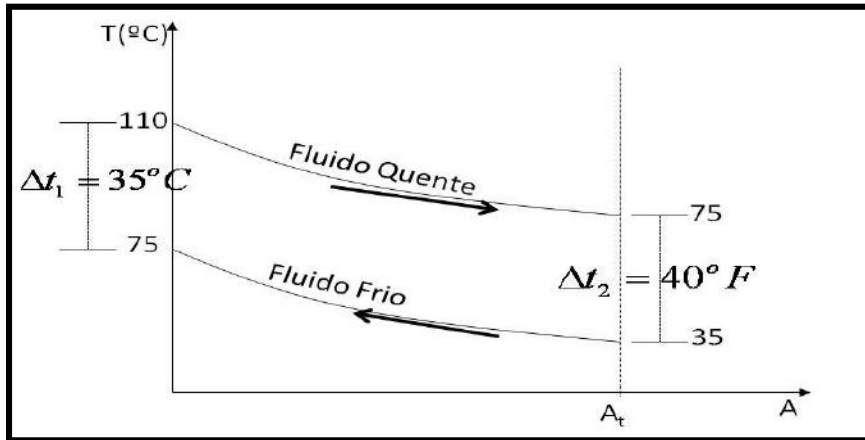
$$Q = \dot{m}_q C_{pq} (T_{qe} - T_{qs}) = \dot{m}_f C_{pf} (T_{fs} - T_{fe})$$

$$Q = \dot{m}_f C_{pf} (T_{fs} - T_{fe}) = \left(68 \frac{\text{kg}}{\text{min}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}}\right) \times 4180 \times (75 - 35) = 1,895 \cdot 10^5 \frac{\text{J}}{\text{s}}$$

$$\Rightarrow Q = 189,50 \text{ kW}$$

$$A = \frac{Q}{U_D (\Delta T_m)} = \frac{1,895 \cdot 10^5}{320 \times (37,44)} \Rightarrow A = 15,52 \text{ m}^2$$

Exemplo: considere agora que ao invés do trocador de calor tubo duplo do exemplo da página anterior, deseja-se utilizar um trocador de calor de tubo e carcaça com a água escoando em um passe na carcaça e o óleo escoando em dois passes nos tubos. Calcule a área necessária para este trocador de calor, admitindo que o coeficiente global de transferência de calor seja ainda $320 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$. A solução é simples, já que basta aplicar o conceito de fator de correção F , neste caso facilitado pela solução do exercício anterior que foi para o contracorrente. Veja na próxima página como obter o valor do fator de correção F .



Para o Tubo Carcaça devemos usar o ΔT_{mCC} :

$$\Delta T_{mCC} \Rightarrow \Delta T_{m\text{Contra-Corrente}}$$

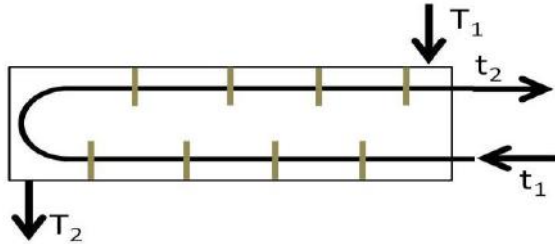
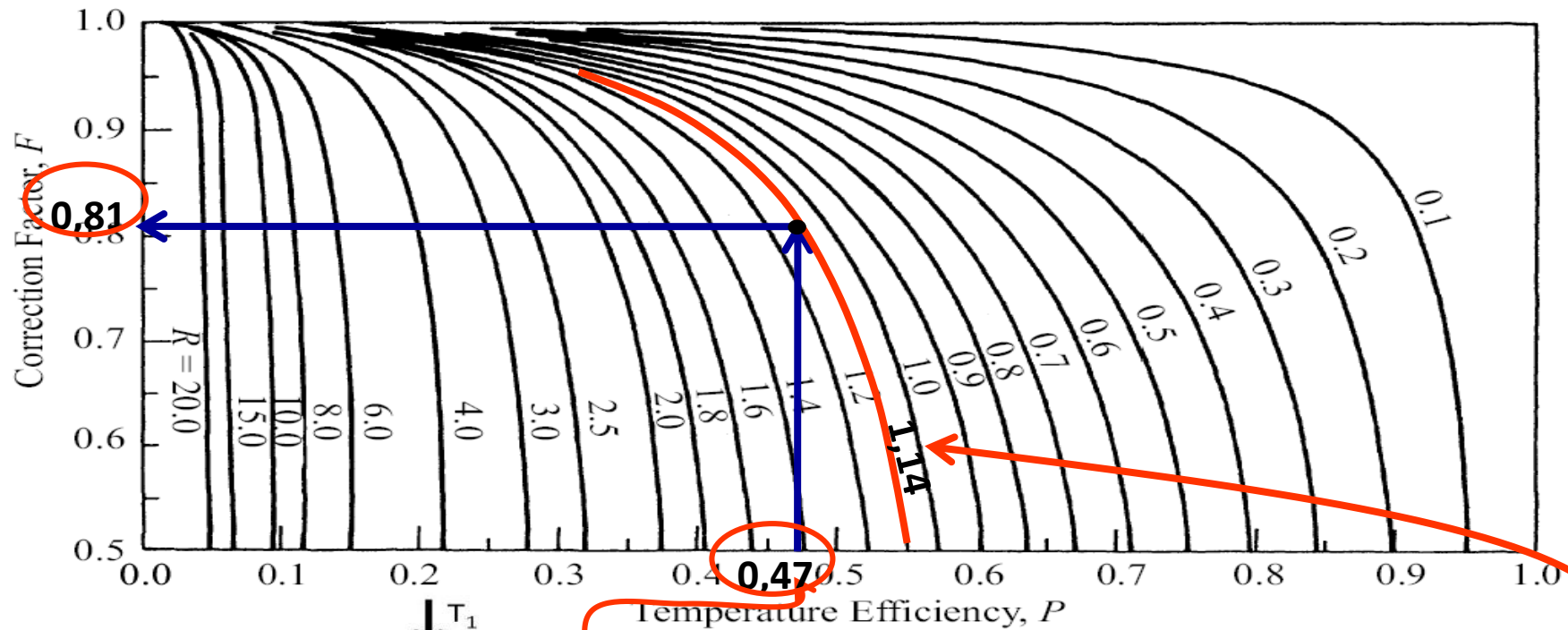
Sendo assim podemos escrever:

$$\Rightarrow Q = UA(F \Delta T_{mCC})$$

$$Q = U_D A \Delta T_M [1]$$

$$\Rightarrow \Delta T_m = DMLT = \Delta T_{m\text{Contra-Corrente}} = 37,44$$

$$A = \frac{Q}{U_D (F \Delta T_{mCC})} = \frac{1,895 \cdot 10^5}{320 \times (0,81 \times 37,44)} \Rightarrow A = 19,53 \text{ m}^2$$



Neste exercício, o etanol escoa na carcaça. Portanto, T_1 é a temperatura de entrada e T_2 a de saída do etanol. Para o caso da água t_2 e t_1 representam a sua temperatura de saída e de entrada do trocador, respectivamente.

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{75 - 110}{35 - 110} = 0,47$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{35 - 75}{75 - 110} = 1,14$$

TROCADORES DE CALOR TUBO-CARCAÇA

TABLE 11.2 Representative Values of the Overall Heat Transfer Coefficient

Fluid Combination	U (W/m ² · K)
Water to water	850–1700
Water to oil	110–350
Steam condenser (water in tubes)	1000–6000
Ammonia condenser (water in tubes)	800–1400
Alcohol condenser (water in tubes)	250–700
Finned-tube heat exchanger (water in tubes, air in cross flow)	25–50

TROCADORES DE CALOR TUBO-CARCAÇA

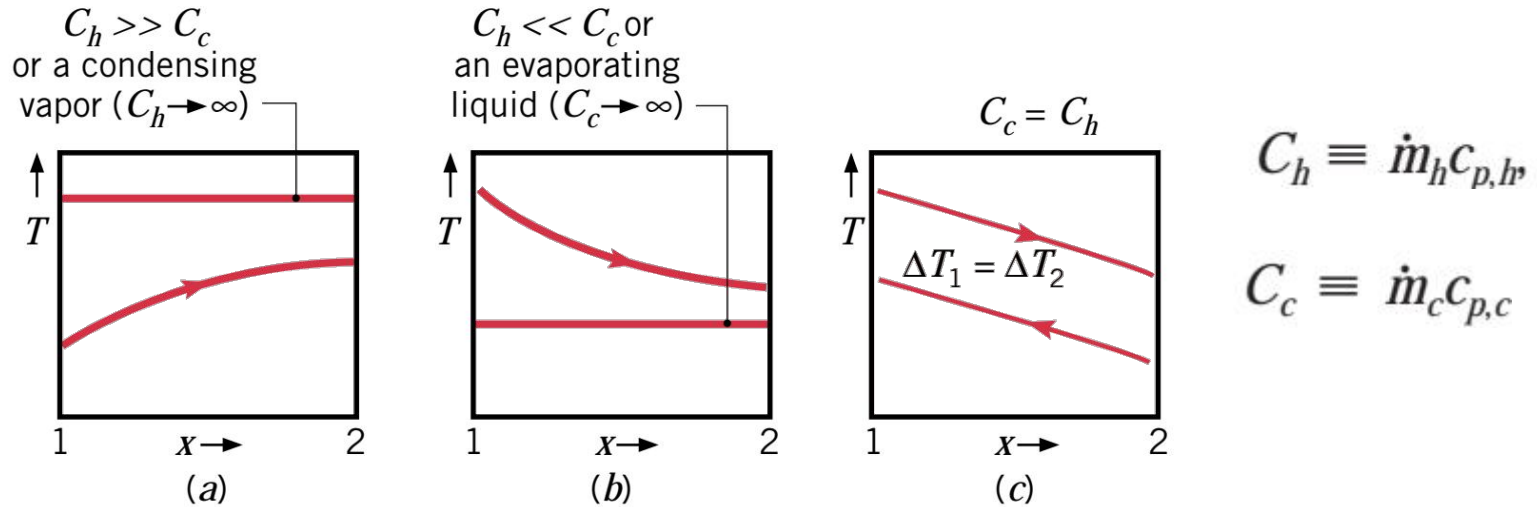


FIGURE 11.9 Special heat exchanger conditions. (a) $C_h \gg C_c$ or a condensing vapor. (b) An evaporating liquid or $C_h \ll C_c$. (c) A counterflow heat exchanger with equivalent fluid heat capacities ($C_h = C_c$).

5.3 Projeto de um Trocador de Calor Tubo-Carcaça Método Kern

5.3.1 - Temperatura Calórica ou Temperatura de referência de fluido usada para determinação das propriedades físicas de derivados do petróleo (Óleos)

Até aqui as propriedades físicas foram determinadas na temperatura média das correntes → colburn → temperatura de referência para propriedades físicas do fluido visando reduzir os erros na estimação de U .

Fluido Quente

$$t_{qc} = t_{qs} + F_c (t_{qe} - t_{qs})$$

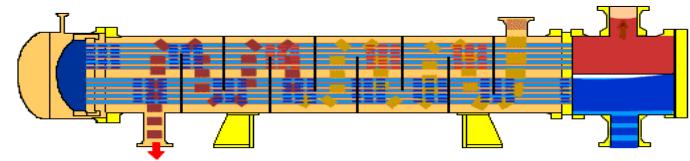
Fluido Frio

$$t_{fc} = t_{fe} + F_c (t_{fs} - t_{fe})$$

Portanto teremos:

$F_c \Rightarrow$ Fig. 17 (p.648) do Kern

Veja na próxima página o gráfico usado na estimativa de F_c .



Maiores detalhes a respeito deste tópico vc encontrará no capítulo 5 do KERN.

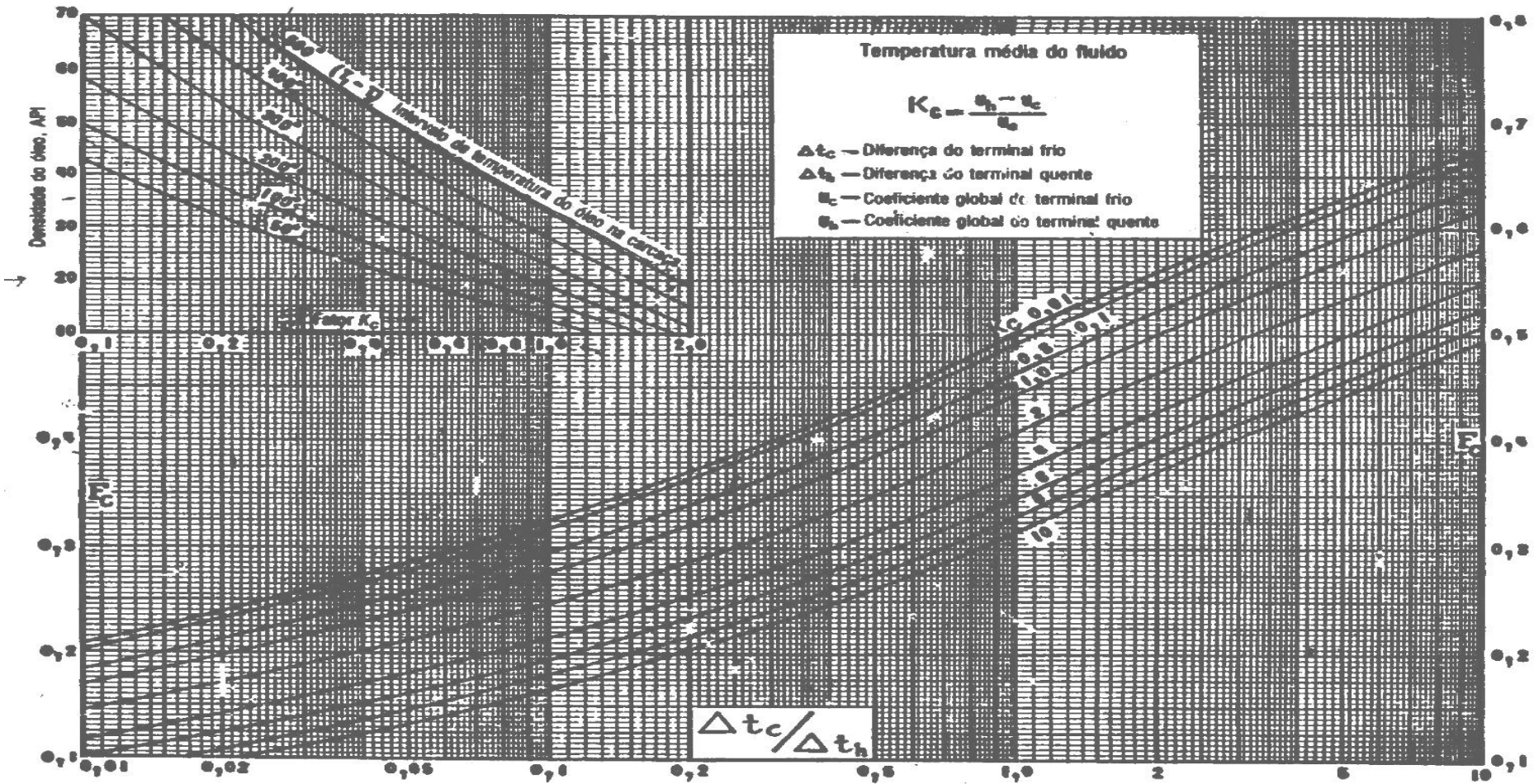


Fig. 17 O fator de temperatura calórico F_c . (Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association, 2.^a ed., New York, 1949.)

A corrente que fornece o maior valor de K_c controla o processo e deve ser usada para estabelecer o valor de F_c para ambas as correntes

$$F_c = f\left(K_c, \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}\right) = f\left(K_c, \frac{\Delta t_f}{\Delta t_q}\right)$$

$$K_c = \frac{U_q - U_f}{U_f}$$

U_q = Coef. Global do Terminal Quente

U_f = Coef. Global do Terminal Frio

Cálculo de temperatura calórica

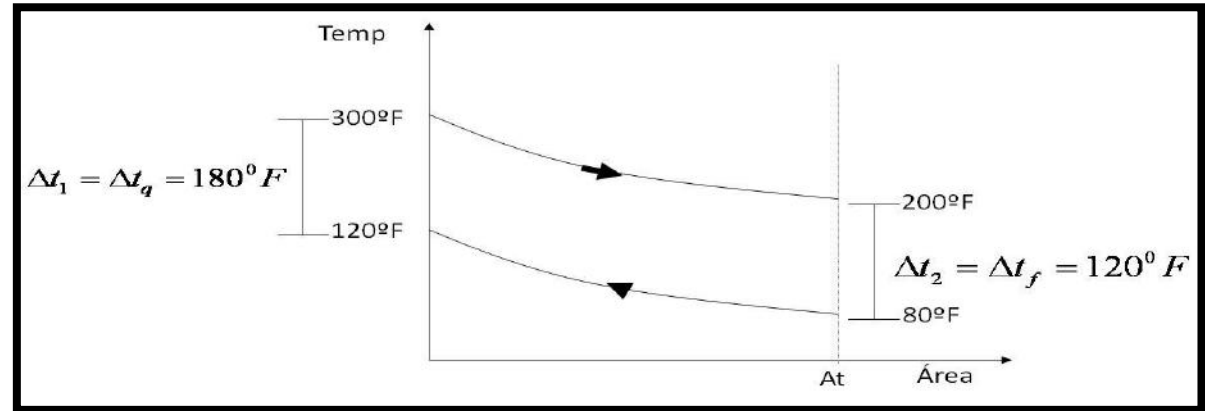
Exemplo: Óleo cru (20°API) é resfriado de 300 a 200°F, enquanto a gasolina (60°API) é aquecida de 80 a 120°F num trocador. Para quais temperaturas do fluido U deve ser calculada?

Óleo cru (20°API):

$$t_{qe} - t_{qs} = 300 - 200 = 100^\circ F$$

Gasolina (60°API):

$$t_{fs} - t_{fe} = 120 - 80 = 40^\circ F$$



Cálculo de temperatura calórica

Exemplo: Óleo cru (20ºAPI) é resfriado de 300 a 200ºF, enquanto a gasolina (60ºAPI) é aquecida de 80 a 120ºF num trocador. Para quais temperaturas do fluido U deve ser calculada?

Óleo cru (20ºAPI): $t_{qe} - t_{qs} = 300 - 200 = 100^\circ F$  Fig.17 Kc=0,68

Gasolina (60ºAPI): $t_{fs} - t_{fe} = 120 - 80 = 40^\circ F$  Fig.17 Kc<0,1

O maior valor de Kc correspondente ao coeficiente de controle de transferência de calor, o qual supomos sirva para estabelecer a variação de U com a temperatura. Kc=0,68.

$$\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} \approx \frac{\Delta t_f}{\Delta t_q} = \frac{120}{180} = 0,667 \implies F_c = 0,425$$

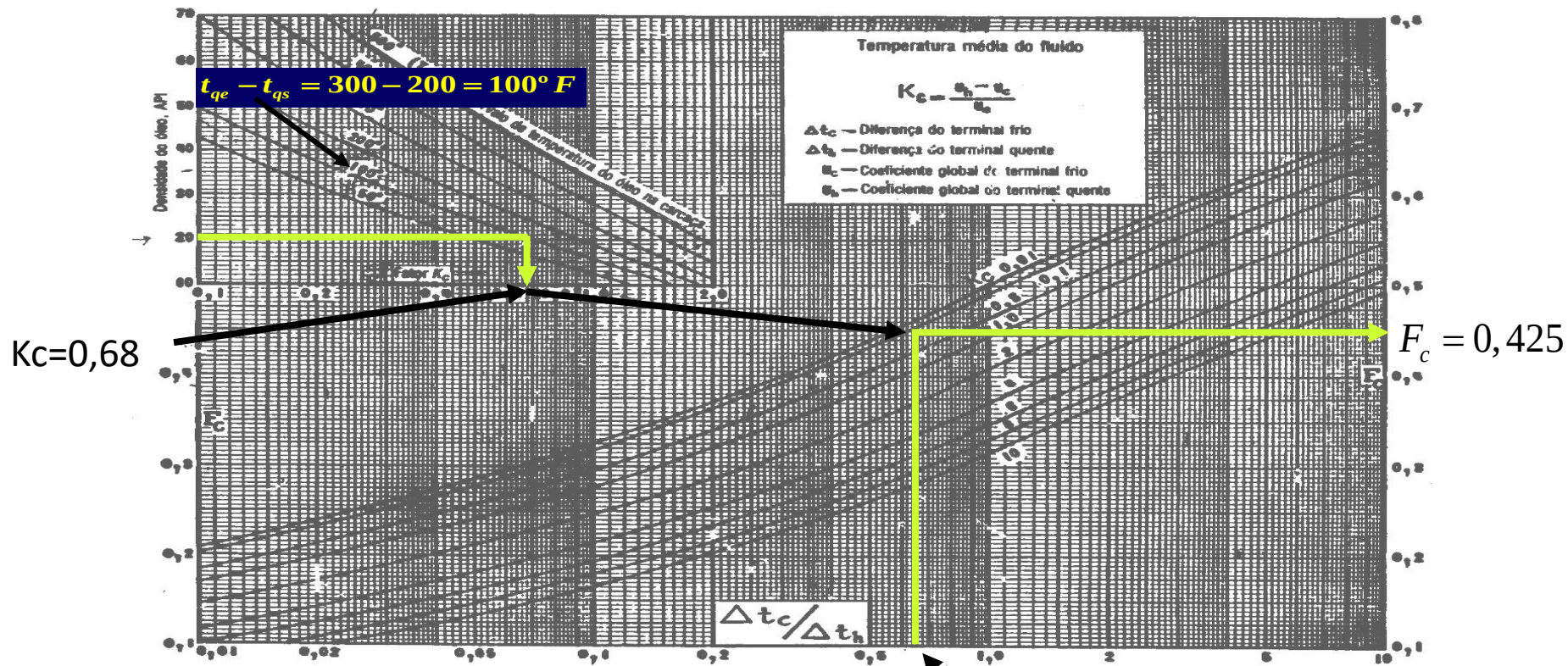


Fig. 17 O fator de temperatura calórico F_c . (Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association, 2.^a ed., New York, 1949.)

$$\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} \approx \frac{\Delta t_f}{\Delta t_q} = \frac{120}{180} = 0,667$$

Cálculo de temperatura calórica

Exemplo: Óleo cru (20°API) é resfriado de 300 a 200°F, enquanto a gasolina (60°API) é aquecida de 80 a 120°F num trocador. Para quais temperaturas do fluido U deve ser calculada?

Temperatura calórica do óleo cru:

$$t_{qc} = t_{qs} + F_c (t_{qe} - t_{qs})$$

$$t_{qc} = 200 + 0,425(300 - 200) = 242,5^\circ F$$

Temperatura calórica da gasolina:

$$t_{fc} = t_{fe} + F_c (t_{fs} - t_{fe})$$

$$t_{fc} = 80 + 0,425(120 - 80) = 97^\circ F$$

Óleo cru (20°API):

$$t_{qe} - t_{qs} = 300 - 200 = 100^\circ F$$

Gasolina (60°API):

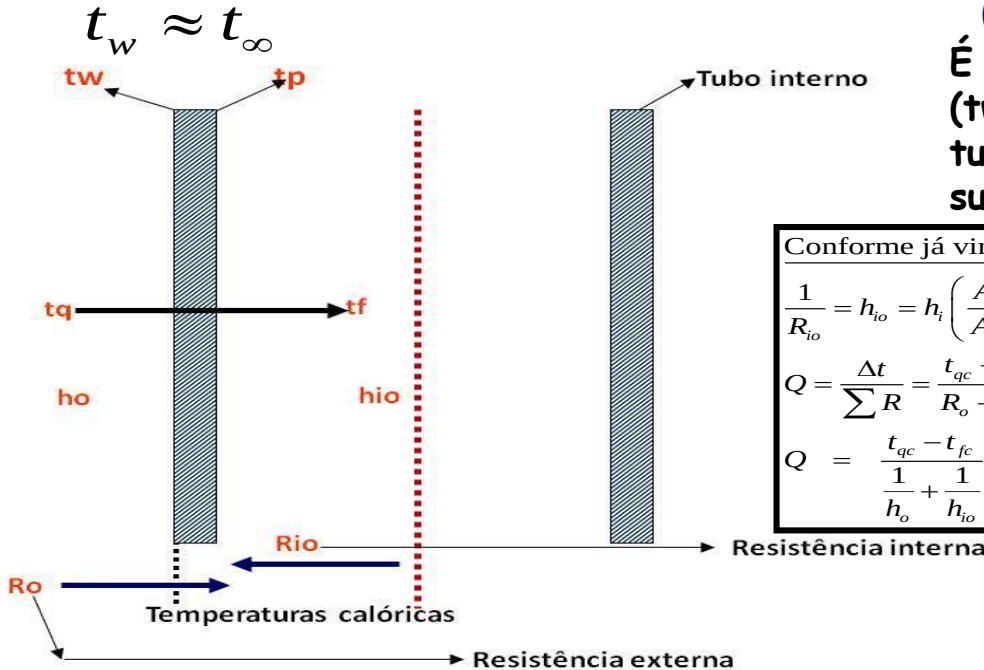
$$t_{fs} - t_{fe} = 120 - 80 = 40^\circ F$$

5.32 - Temperatura da parede do Tubo, T_w

A temperatura da parede do tubo pode ser calculada pelas temperaturas calóricas quando conhecemos h_{io} e h_o . **Caso:** Fluido quente na parte externa dos tubos

(Carcaça).

É usual desprezar a diferença de temperatura ($t_w - t_p$) através de tubo metálico e considerar o tubo inteiro como estando na temperatura da superfície externa da parede, t_w .



Conforme já vimos, podemos escrever:

$$\frac{1}{R_{io}} = h_{io} = h_i \left(\frac{A_i}{A_o} \right) = h_i \left(\frac{D_{Interno}}{D_{Externo}} \right)$$

$$Q = \frac{\Delta t}{\sum R} = \frac{t_{qc} - t_{fc}}{R_o + R_{io}} = \frac{t_w - t_{fc}}{R_{io}}$$

$$Q = \frac{t_{qc} - t_{fc}}{\frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{io}}} = \frac{t_w - t_{fc}}{\frac{1}{h_{io}}}$$

Explicitando t_w :

$$t_w = t_{fc} + \frac{h_o}{h_{io} + h_o} (t_{qc} - t_{fc})$$

$$t_w = t_{qc} - \frac{h_{io}}{h_{io} + h_o} (t_{qc} - t_{fc})$$

Observação: com t_w : $\mu_w \Rightarrow \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14}$

Método Kern de Projeto de Trocador de Calor Passo-a-Passo:

As condições exigidas no processo:

Fluido Quente: t_{q1} , t_{q2} , s , $\dot{m}_q$, C_q , μ , K , R_d e ΔP

Fluido Frio: t_{f1} , t_{f2} , $\dot{m}_f$, s , C_f , μ , K , R_d e ΔP

Para o trocador, os seguintes dados devem ser conhecidos:

Lado da Carcaça	Interior do Tubo
D_i	Número e comprimento
Espaço da Chicana	D_e e passo
Passagens	Passagens

1. Balanço de Calor:

$$Q = \dot{m}_q C_{pq} (T_{qe} - T_{qs}) = \dot{m}_f C_{pf} (T_{fs} - T_{fe})$$

2. Verdadeira Diferença de Temperatura ΔT :

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \Rightarrow \Delta T = \text{MLDT} \times F_T \text{ (Figura 18)}$$

3. Temperatura Calórica F_c (Fig. 17 (p.648) do Kern):

<u>Fluido Quente</u>	<u>Fluido Frio</u>
$t_{qc} = t_{qs} + F_c (t_{qe} - t_{qs})$	$t_{fc} = t_{fe} + F_c (t_{fs} - t_{fe})$

Método Kern de Projeto de Trocador de Calor Passo-a-Passo:

Para o Fluido da carcaça: (geralmente o fluido quente)

4. Área de escoamento, a_s :

$$a_s = \frac{D_i C' B}{P_r}$$

5. Fluxo Mássica, G_s :

$$G_s = \frac{\dot{m}}{a_s}$$

6. Obtenha D_e : $\Rightarrow D_e = 4r_h$

Para Passo Quadrado Teremos (D_e):

$$\Rightarrow D_e = \frac{4P_r^2 - \pi D_{\text{externo-tubo}}^2}{\pi D_{\text{externo-tubo}}}$$

Para Passo Triangular Teremos (D_e):

$$\Rightarrow D_e = \frac{3,44P_r^2 - \pi D_{\text{externo-tubo}}^2}{\pi D_{\text{externo-tubo}}}$$

Obtenha μ para T_{qc} em $\left(\frac{\text{lb}}{\text{ft.h}}\right) \Rightarrow \text{Re} = \frac{D_e G_s}{\mu}$

7. Obtenha J_H : Obtido pela Figura 28

8. Obtenha $C_q \left(\frac{\text{Btu}}{\text{lb}^0 F}\right)$ na temperatura T_{qc} , e $k \left(\frac{\text{Btu.ft}}{\text{h.ft}^2 \cdot ^0 F}\right)$:

Calcule: $\left(\frac{C_q \cdot \mu}{k}\right)^{1/3}$

9. Calcule h_o :

$$h_o = J_H \frac{k}{D} \left(\frac{C_q \cdot \mu}{k}\right)^{1/3} \phi_s \Rightarrow \phi_s = \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14} \rightarrow \text{Figura - 24}$$

10. Calcule T_w temperatura da parede:

$$T_w = t_{fc} + \frac{\frac{h_o}{\phi_s}}{\frac{h_{io}}{\phi_t} + \frac{h_o}{\phi_s}} (T_{qc} - T_{fc})$$

11. Obtenha μ_w e $\phi_s = \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14}$:

12. Obtenha o coeficiente corrigido $\Rightarrow h_o = \frac{h_o}{\phi_s} \times \phi_s$

Os itens 13 a 15 são comuns á carcaça e aos tubos

13. Coeficiente Global de Polimento U_c :

$$U_c = \frac{h_{io} h_o}{h_{io} + h_o}$$

14. Calcule o Coeficiente Global de Projeto U_D :

$$U_D = \frac{Q}{A \times \Delta T} \left(\frac{\text{Btu}}{\text{h.ft}^2 \cdot ^0 F}\right)$$

15. Calcule o Fator de Encrustação R_d :

$$R_d = \frac{U_c - U_D}{U_c U_D} \left(\frac{\text{h.ft}^2 \cdot ^0 F}{\text{Btu}}\right)$$

Cálculos relativos ao
Fluido
que Escoa na CARCAÇA

Método Kern de Projeto de Trocador de Calor Passo-a-Passo:

CASO O R_d SUPERE O FATOR DE INCRUSTAÇÃO EXIGIDO,
SIGA O PROCEDIMENTO INDICADO PARA O CÁLCULO DA
QUEDA DE PRESSÃO!!!!!!!

Cálculo da Queda de Pressão!!!

16. Para o R_e obtido no item 6 obtenha o coeficiente de fricção f Fig. 29

17. Cálculo do número de interseções: $\Rightarrow$

$$N+1 = \frac{L}{B}$$

$$18. \Delta P_s = \frac{f G_s^2 D_{\text{internodacarça}} (N+1)}{5,22 \cdot 10^{10} D_e s \phi_s} (\text{psi}) \rightarrow s = \text{densidade relativa.}$$

**Cálculos relativos
ao Fluido
que Escoa na
CARÇA**

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

Método Kern de Projeto de Trocador de Calor Passo-a-Passo:

Para o Fluido dos Tubos: (geralmente o fluido Frio)

4. Área de escoamento, a_t : $\rightarrow a'_t$ área obtida do quadro 10.

$$a_t = \frac{N_t a'_t}{\text{numero - de - passagens}}$$

5. Fluxo Mássica, G_t :

$$G_t = \frac{\dot{m}}{a_t}$$

6. Obtenha D : $\Rightarrow$ Quadro 10

Obtenha μ para T_{fc} em $\left(\frac{\text{lb}}{\text{ft.h}} \right)$

$$\text{Re} = \frac{DG_t}{\mu}$$

7. Obtenha J_H :

Obtido pela Figura 24

8. Obtenha $C_f \left(\frac{\text{Btu}}{\text{lb}^0 F} \right)$ na temperatura T_{fc} , e $k \left(\frac{\text{Btu.ft}}{\text{h.ft}^2.^0 F} \right)$:

$$\text{Calcule: } \left(\frac{C_f \cdot \mu}{k} \right)^{1/3}$$

9. Calcule h_o :

$$h_i = J_H \frac{k}{D} \left(\frac{C_f \cdot \mu}{k} \right)^{1/3} \phi_t \Rightarrow \phi_t = \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \rightarrow \text{Figura - 24}$$

10. Calcule T_w pelo cálculo da carcaça o valor é o mesmo :

$$\frac{h_{i0}}{\phi_t} = \frac{h_i}{\phi_t} \times \frac{D_{\text{interno}}}{D_{\text{externo}}}$$

11. Obtenha μ_w e $\phi_t = \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14}$: Figura - 24

12. Obtenha o coeficiente corrigido $\Rightarrow h_{i0} = \frac{h_{i0}}{\phi_t} \times \phi_t$

Os itens 13 a 15 são comuns á carcaça e aos tubos

CASO O R_d SUPERE O FATOR DE INCRUSTAÇÃO EXIGIDO, SIGA O PROCEDIMENTO INDICADO PARA O CÁLCULO DA QUEDA DE PRESSÃO!!!!!!!

Cálculo da Queda de Pressão!!!

16. Para o R_e obtido no item 6 obtenha o coeficiente de fricção f Fig. 29

$$17. \Delta P_t = \frac{f G_t^2 L n}{5,22 \cdot 10^{10} D_i s \phi_t} (\text{psi}) \rightarrow s = \text{densidade relativa.}$$

$$18. \Delta P_r = \frac{4n}{s} \frac{V^2}{2g} \frac{62,5}{144} (\text{psi}) \rightarrow s = \text{densidade relativa. Por variação de direção - retorno}$$

$\frac{V^2}{2g} \frac{62,5}{144}$ é obtido pela Figura 27

$$19. \Delta P_r = \Delta P_t + \Delta P_r$$

Cálculos relativos ao Fluido
que Escoa nos TUBOS

Exercício: Cálculo de um trocador com óleo bruto e querosene. 43.800 lb/h de querosene com 42°API deixam o fundo de uma coluna de destilação a 390°F e serão resfriados até 200°F por 149.000 lb/h de óleo bruto de conteúdo médio com 34°API proveniente de um reservatório a 100°F e sai a 167,25°F. Uma queda de pressão de 10 psi é permissível para ambas as correntes, e, de acordo com o Quadro 12, devemos dispor de um fator de incrustação combinado igual a 0,003. Dispomos para este serviço de um trocador com 21(1/4) in de DI possuindo 158 tubos BWG número 13 com comprimento de 16 ft e DE de 1 in, dispostos com passo quadrado com afastamento igual a 1(1/4) in. O feixe é agrupado em quatro passagens, e a distância entre as chicanas é de 5 in. O trocador será conveniente, isto é, qual é o fator de incrustação?

As condições exigidas no processo:

Fluido Quente: t_{q1} , t_{q2} , $\dot{m}_q$, C_q , μ , K , R_d e ΔP

Fluido Frio: t_{f1} , t_{f2} , $\dot{m}_f$, C_f , μ , K , R_d e ΔP

Para o trocador, os seguintes dados foram fornecidos:

Lado da Carcaça	Interior do Tubo
$D_i = 21^{(1/4)} in$	Número e comprimento = 158 e 16ft
Espaço da Chicana=5in	$D_e=1in$ e passo quadrado com $1^{(1/4)}in$
Passagens=1	Passagens=4

Veja a leitura dos C_p 's na próxima página

1. Balanço de Calor:

$$Q = \dot{m}_q C_{pq} (T_{qe} - T_{qs}) = \dot{m}_f C_{pf} (T_{fs} - T_{fe})$$

$$\Rightarrow Q = \dot{m}_q C_{pq} (T_{qe} - T_{qs}) = 43.800 \frac{lb}{h} \times 0,59 \frac{Btu}{lb \cdot ^\circ F} (390 - 200) ^\circ F$$

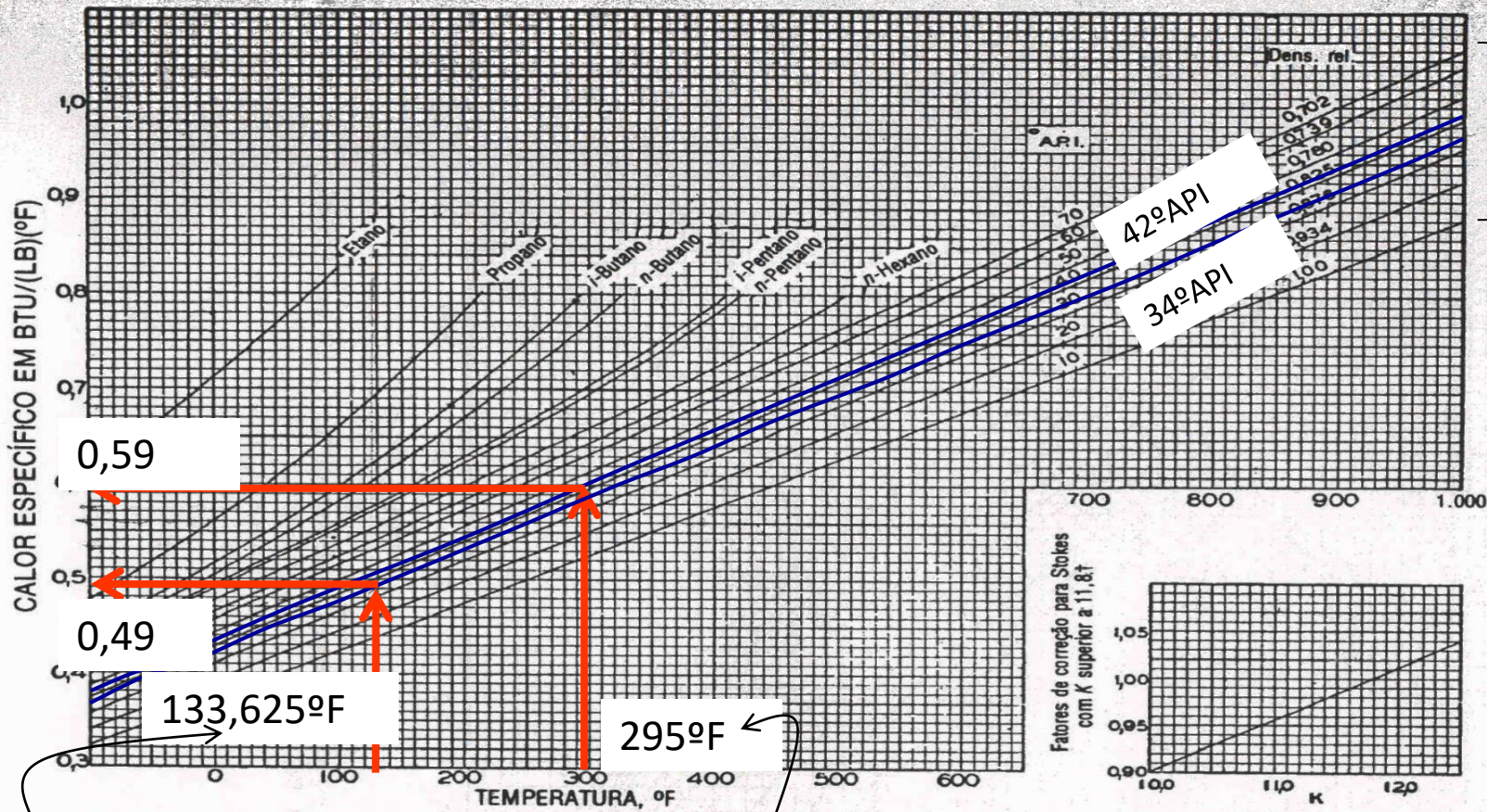
$$\Rightarrow Q = 4.909.980 \frac{Btu}{h}$$

$$\Rightarrow T_{fs} = \frac{Q}{\dot{m}_f C_{pf}} + T_{fe} = \frac{4.909.980 \frac{Btu}{h}}{149.000 \frac{lb}{h} \times 0,49 \frac{Btu}{lb \cdot ^\circ F}} + 100 ^\circ F$$

Tirando a prova

$$\Rightarrow T_{fs} = 167,25 ^\circ F$$

Resolva o exercício novamente usando no cálculo do Q com o calor específico calculado com base na temperatura calórica e não na média. Na verdade esta informação irá aparecer somente ao final da solução na etapa que relaciona $Q=UA\Delta T$



Inclui todos os derivados classificados com °API

Temperatura média da corrente fria

Temperatura média da corrente quente

Fig. 4 Calores específicos de hidrocarbonetos líquidos. [Holcomb e Brown, Ind. Eng. Chem., 34, 595 (1942).]

†k = fator de caracterização.

Exercício: Cálculo de um trocador com óleo bruto e querosene. 43.800 lb/h de querosene com 42°API deixam o fundo de uma coluna de destilação a 390°F e serão resfriados até 200°F por 149.000 lb/h de óleo bruto de conteúdo médio com 34°API proveniente de um reservatório a 100°F e aquecido até 167,25°F. Uma queda de pressão de 10 psi é permissível para ambas as correntes, e, de acordo com o Quadro 12, devemos dispor de um fator de incrustação combinado igual a 0,003. Dispomos para este serviço de um trocador com 21(1/4) in de DI possuindo 158 tubos BWG número 13 com comprimento de 16 ft e DE de 1 in, dispostos com passo quadrado com afastamento igual a 1(1/4) in. O feixe é agrupado em quatro passagens, e a distância entre as chicanas é de 5 in. O trocador será conveniente, isto é, qual é o fator de incrustação?

2. Verdadeira Diferença de Temperatura ΔT :

$$P \text{ ou } S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{167,25 - 100}{390 - 100} = 0,23 \quad R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{390 - 200}{167,25 - 100} = 2,81$$

$$\Delta T_m = \text{DMLT} = \frac{[\Delta T_2 - \Delta T_1]}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} = \frac{100 - 222,25}{\ln\left(\frac{100}{222,25}\right)} = 153,10^\circ F$$

$$\Delta T = \Delta T_m \times F_T \text{ (Figura 18)} = 153,10^\circ F \times 0,9 \Rightarrow \Delta T = 137,80^\circ F$$

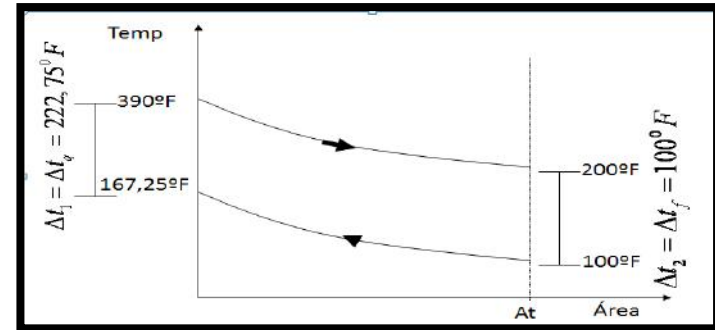
3. Temperatura Calórica F_c (Fig. 17 (p.648) do Kern):

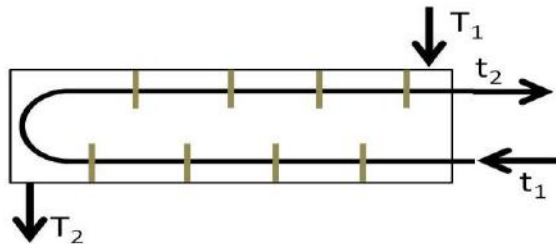
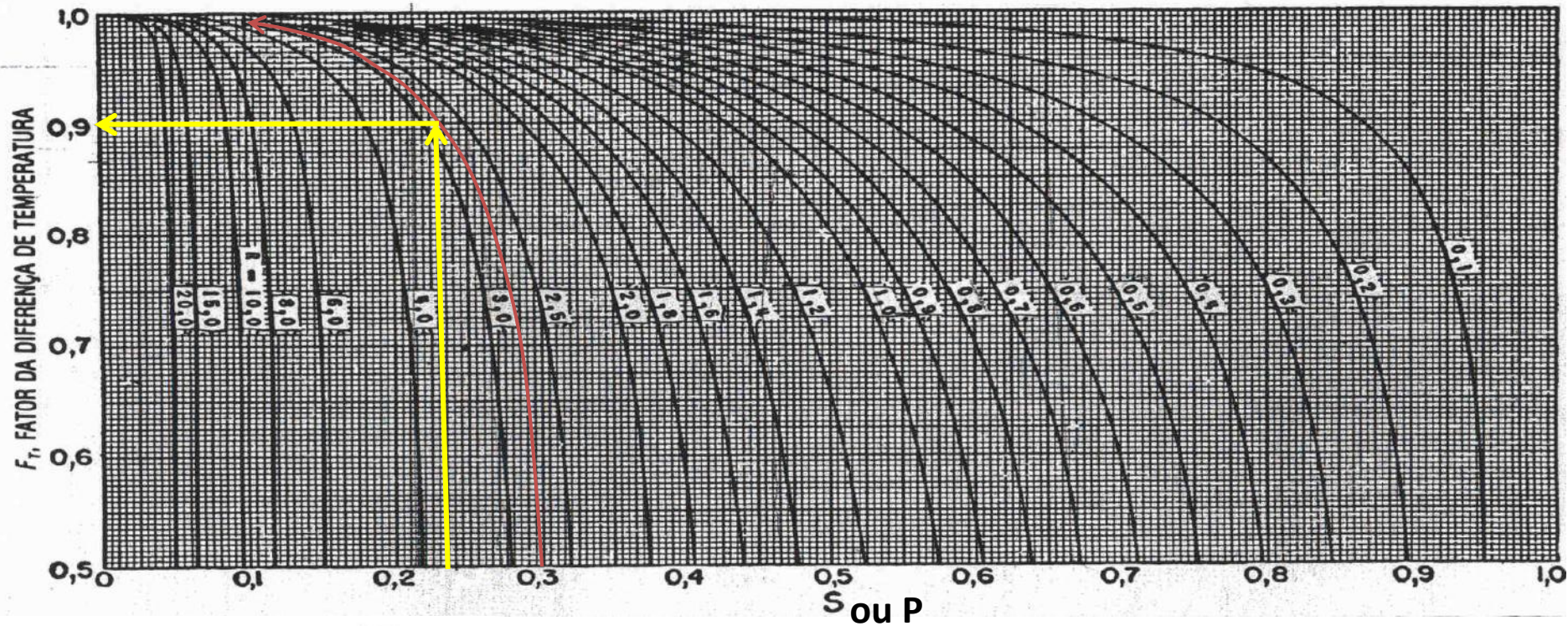
Fluido Quente

$$t_{qc} = t_{qs} + F_c(t_{qe} - t_{qs}) \Rightarrow t_{qc} = 200 + 0,42 \times (390 - 200) = 280^\circ F$$

Fluido Frio

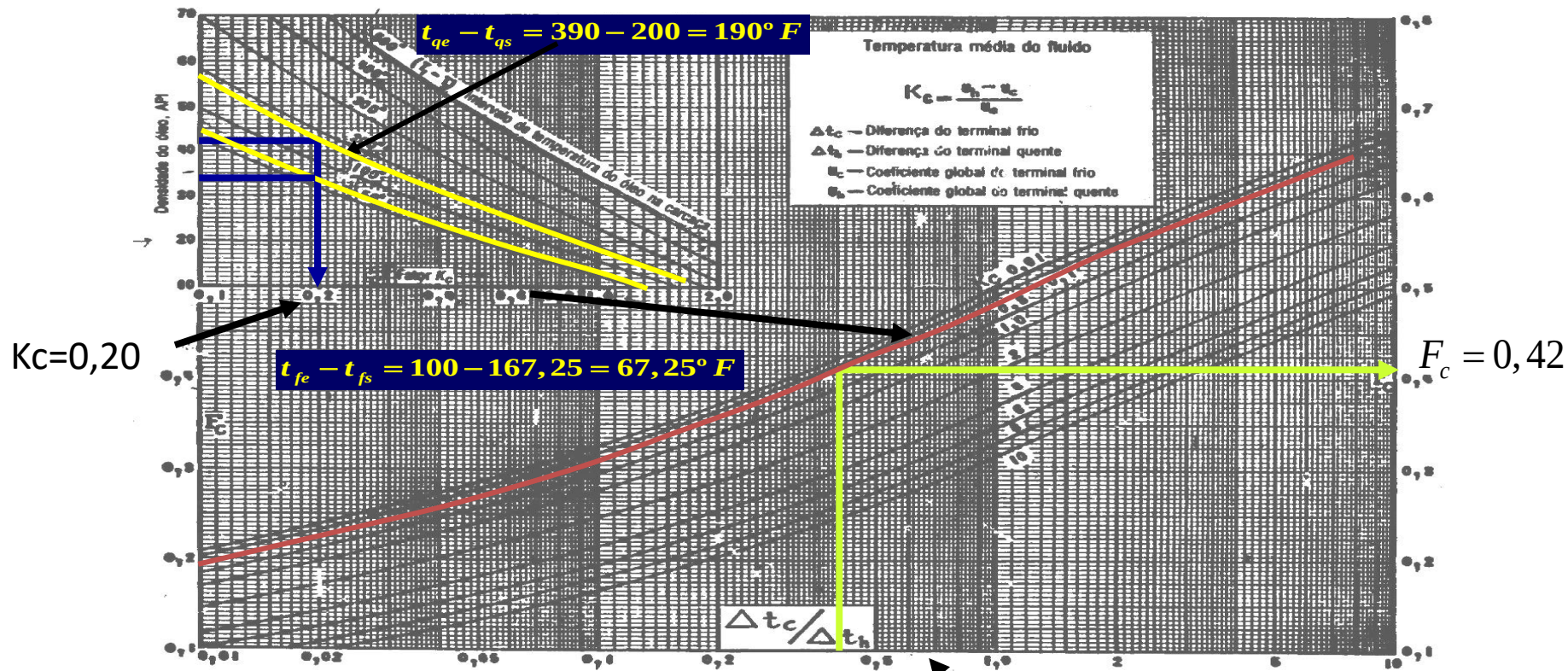
$$t_{fc} = t_{fe} + F_c(t_{fs} - t_{fe}) \Rightarrow t_{fc} = 100 + 0,42 \times (167,25 - 100) = 128,25^\circ F$$





$$P \text{ ou } S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{167,25 - 100}{390 - 100} = 0,23 \quad \left| \quad R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{390 - 200}{167,25 - 100} = 2,81 \right.$$

Figura válida para um passe na carcaça e 2
ou mais nos tubos!!!



$$\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} \approx \frac{\Delta t_f}{\Delta t_q} = \frac{100}{222,25} = 0,45$$

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

Para o Fluido da carcaça: (geralmente o fluido quente)

4. Área de escoamento, $a_s : \Rightarrow C' = (P_T - D_T) = 1,25 - 1 = 0,25 \text{ in}$

$$a_s = \frac{D_i C' B}{P_T} = \frac{21,25 \times 0,25 \times 5}{1,25} = 21,25 \cancel{\text{in}} \times \left(\frac{1 \text{ ft}}{12 \cancel{\text{in}}} \right)^2 = 0,1475 \text{ ft}^2$$

5. Fluxo Mássica, G_s :

$$G_s = \frac{\dot{m}}{a_s} = \frac{43.800 \frac{\text{lb}}{\text{h}}}{0,1475 \text{ ft}^2} \Rightarrow G_s = 296949,15 \frac{\text{lb}}{\text{h} \cdot \text{ft}^2}$$

6. Obtenha D_e : $\Rightarrow D_e = 4r_h$

Para Transferência de Calor (D_e):

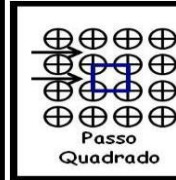
Para Passo Quadrado Teremos (D_e):

$$\Rightarrow D_e = \frac{4P_T^2 - \pi D_{\text{externo-tubo}}^2}{\pi D_{\text{externo-tubo}}} = \frac{4 \times 1,25^2 - 3,1415 \times 1^2}{3,1415 \times 1} = 0,99 \cancel{\text{in}} \frac{1 \text{ ft}}{12 \cancel{\text{in}}} = 0,0825 \text{ ft}$$

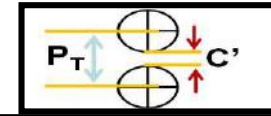
Obtenha μ para $T_{qc} = 280^\circ \text{F}$ em $\left(\frac{\text{lb}}{\text{ft} \cdot \text{h}} \right)$

$$\mu = 0,38 \cdot 10^{-2} \frac{\cancel{\text{g}}}{\cancel{\text{cm}} \cdot \cancel{\text{s}}} \times \frac{1 \text{ lb}}{453,60 \cancel{\text{g}}} \frac{30,48 \cancel{\text{cm}}}{1 \text{ ft}} \frac{3600 \cancel{\text{s}}}{1 \text{ h}} = 0,92 \left(\frac{\text{lb}}{\text{ft} \cdot \text{h}} \right)$$

$$\Rightarrow \text{Re} = \frac{D_e G_s}{\mu} = \frac{0,0825 \cancel{\text{ft}} \times 296949,15 \left(\frac{\text{lb}}{\cancel{\text{h}} \cdot \text{ft}^2} \right)}{0,92 \left(\frac{\text{lb}}{\cancel{\text{ft}} \cdot \text{h}} \right)} = 26628,59$$



P_T é definido como a menor distância entre os centros de dois tubos. C' é o espaço vazio entre os tubos $\Rightarrow C' = (P_T - D_T)$



7. Obtenha J_H : $J_H = 93$

Obtido pela Figura 28

8. Obtenha $C_q \left(\frac{\text{Btu}}{\text{lb}^\circ \text{F}} \right)$ na temperatura $T_{qc} = 280^\circ \text{F}$,

e $k \left(\frac{\text{Btu} \cdot \text{ft}}{\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ \text{F}} \right)$:

$$C_q = 0,58 \left(\frac{\text{Btu}}{\text{lb}^\circ \text{F}} \right) \rightarrow k = 0,0765 \left(\frac{\text{Btu} \cdot \text{ft}}{\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ \text{F}} \right)$$

$$\text{Calcule: } \left(\frac{C_q \cdot \mu}{k} \right)^{1/3} \Rightarrow \frac{0,58 \left(\frac{\text{Btu}}{\cancel{\text{lb}^\circ \text{F}}} \right) \times 0,92 \left(\frac{\cancel{\text{lb}}}{\text{ft} \cdot \text{h}} \right)}{0,0765 \left(\frac{\text{Btu} \cdot \cancel{\text{ft}}}{\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ \text{F}} \right)}^{1/3} = 1,91$$

Cálculos relativos ao Fluido que Escoa na CARCAÇA

Quadro 10 Dados sobre trocadores de calor e condensação em tubos

Tubo, DE, in	BWG	Espessura da parede, in	DI, in	Área de es- coamento por tubo, in ²	Área por ft linear, ft ²		Peso por ft linear, lb de aço
					Externa	Interna	
1/2	12	0,109	0,282	0,0625	0,1309	0,0748	0,493
	14	0,083	0,334	0,0876		0,0874	0,403
	16	0,065	0,370	0,1076		0,0969	0,329
	18	0,049	0,402	0,127		0,1052	0,258
	20	0,035	0,430	0,145		0,1125	0,190
3/4	10	0,134	0,482	0,182	0,1963	0,1263	0,965
	11	0,120	0,510	0,204		0,1335	0,884
	12	0,109	0,532	0,223		0,1393	0,817
	13	0,095	0,560	0,247		0,1466	0,727
	14	0,083	0,584	0,268		0,1529	0,647
	15	0,072	0,606	0,289		0,1587	0,571
	16	0,065	0,620	0,302		0,1623	0,520
	17	0,058	0,634	0,314		0,1660	0,469
	18	0,049	0,652	0,334		0,1707	0,401
					Área usada no cálculo		
1	8	0,165	0,670	0,355	0,2618	0,1754	1,61
	9	0,148	0,704	0,389		0,1843	1,47
	10	0,134	0,732	0,421		0,1916	1,36
	11	0,120	0,760	0,455		0,1990	1,23
	12	0,109	0,782	0,479		0,2048	1,14
	13	0,095	0,810	0,515		0,2121	1,00
	14	0,083	0,834	0,546		0,2183	0,890
	15	0,072	0,856	0,576		0,2241	0,781
	16	0,065	0,870	0,594		0,2277	0,710
	17	0,058	0,884	0,613		0,2314	0,639
	18	0,049	0,902	0,639		0,2361	0,545

Viscosidades das frações do petróleo
Para intervalos de temperatura usados no texto
Coordenadas a serem usadas com a Fig. 14

	X	Y
Gasolina natural, 76°API	14,4	6,4
Gasolina, 56°API	14,0	10,5
Querosene, 42°API	11,6	16,0
Destilado, 35°API	10,0	20,0
Metade do conteúdo bruto, 34°API	10,3	21,3
Gasóleo, 28°API	10,0	23,6

Viscosidades de óleos vegetais e animais*

	N.º do ácido	Dens. rel. 20/4°C	X	Y
Amêndoa	2,85	0,9188	6,9	28,2
Baleia, refinado	0,73	0,9227	7,5	27,5
Caroço de algodão	14,24	0,9187	7,0	28,0
Coco	0,01	0,9226	6,9	26,9
Espermacete	0,80	0,8829	7,7	26,3
Fígado de bacalhau	...	0,9138	7,7	27,7
Girassol	2,76	0,9207	7,5	27,6
Gordura de gado	13,35	0,9158	6,5	28,0
Gordura de porco	3,39	0,9138	7,0	28,2
Mostarda	...	0,9237	7,0	28,5
Núcleo de palmeira	9,0	0,9190	7,0	26,9
Oliva	...	0,9158	6,6	28,3
Perila crua	1,36	0,9297	8,1	27,2
Sardinha	0,57	0,9384	7,7	27,3
Semente de colza	0,34	0,9114	7,0	28,8
Semente de linho	3,42	0,9297	6,8	27,5
Soja	3,50	0,9228	8,3	27,5

*Baseado em dados de A. R. Rescorla e F. L. Carnahan, *Ind. Eng. Chem.*, 28, 1212-1213 (1936).

Viscosidades de ácidos graxos comerciais* 250 até 400°F

	Densid. rel. a 300°F	X	Y
Esteárico	0,789	10,5	25,5
Láurico	0,792	10,1	23,1
Oléico	0,799	10,0	25,2
Palmítico	0,786	9,2	25,9

*Dados fornecidos por D. Q. Kern e W. Van Nostrand, *Ind. Eng. Chem.*, 41, 2209 (1949).

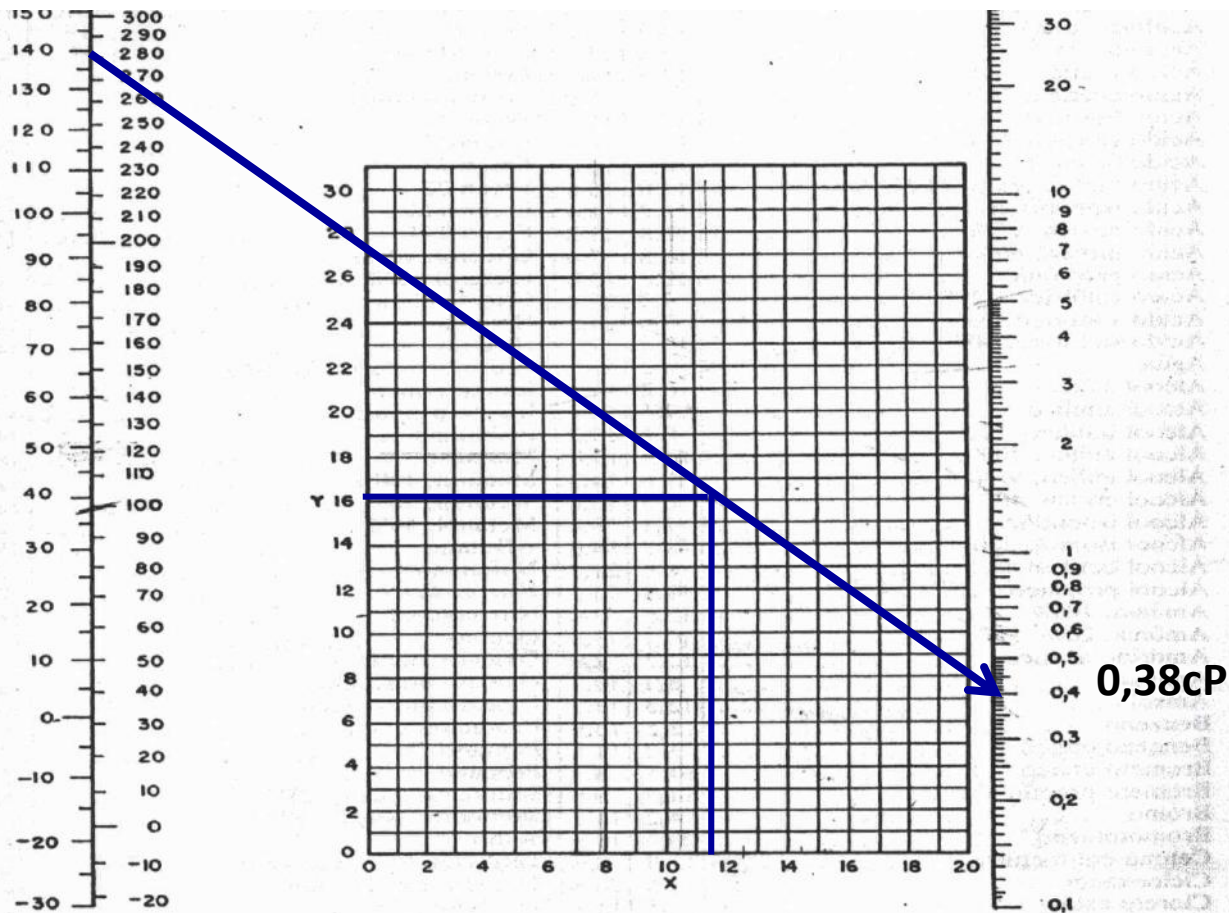


Fig. 14 Viscosidades de líquidos. (Perry, *Chemical Engineers' Handbook*, 3.^a ed., McGraw-Hill Book Company, Inc., New York, 1950.)

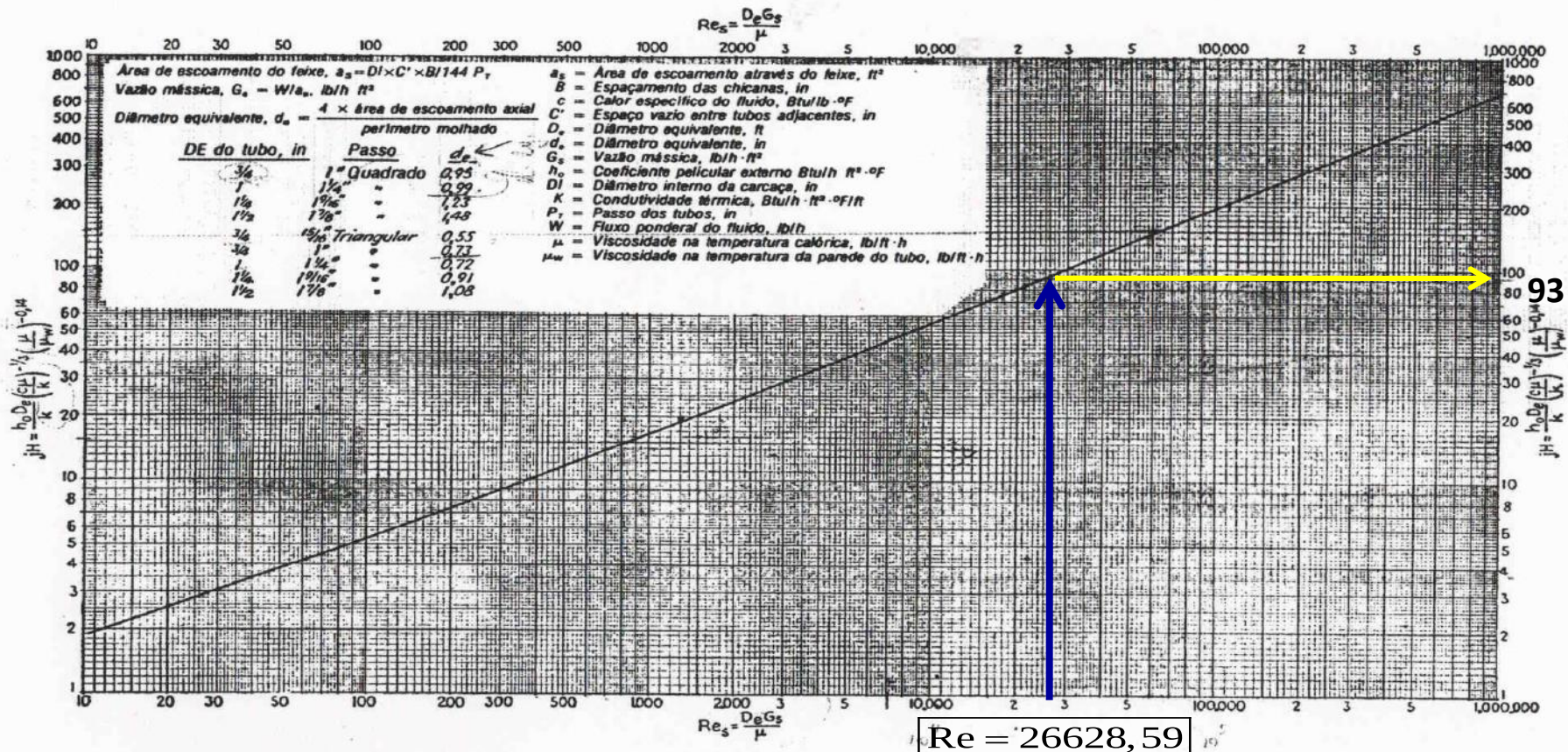
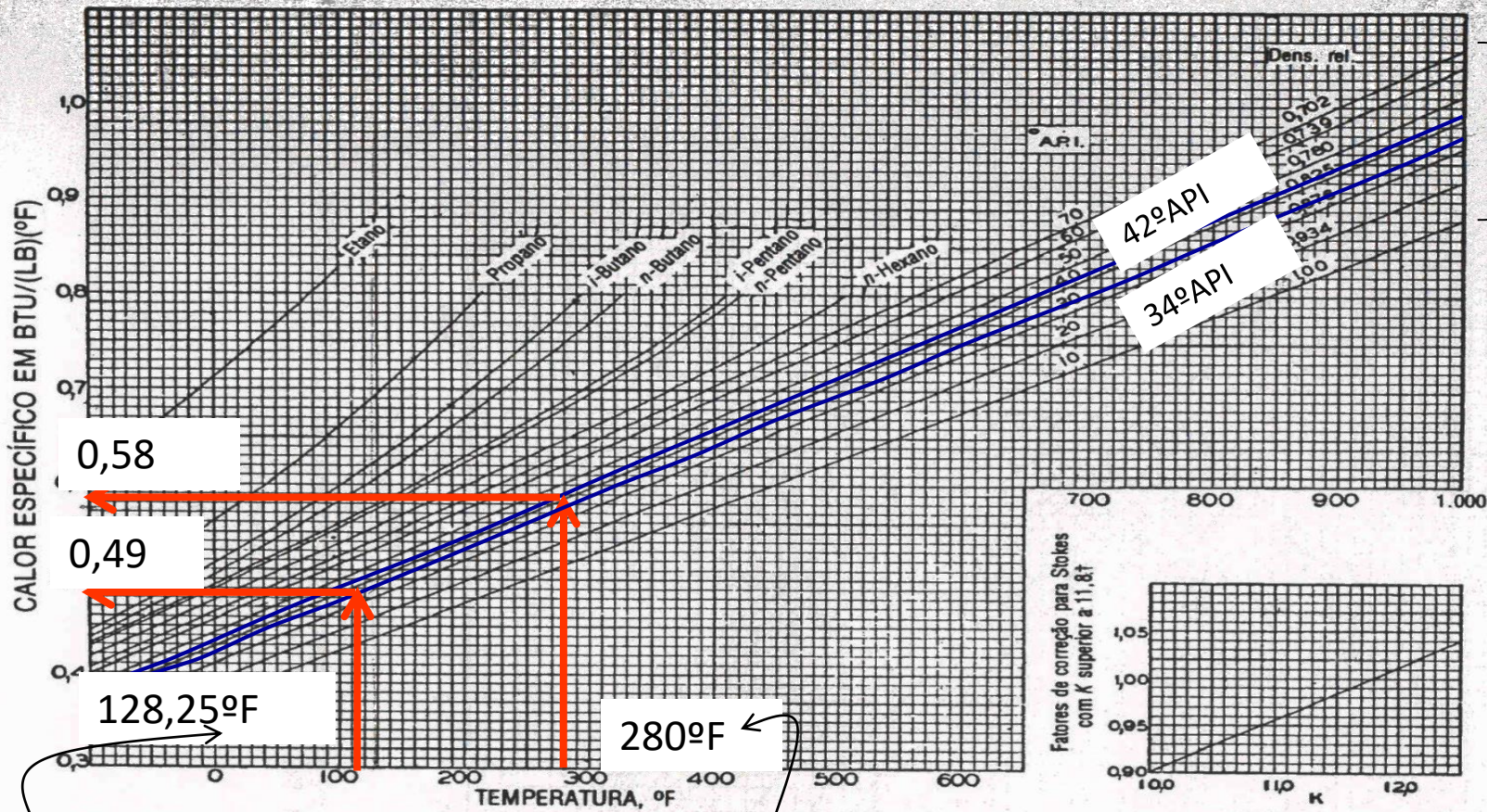


Fig. 28 Curva de transmissão de calor do lado da carcaça para feixes com chicanas fracionárias com cortes de 25%.



Inclui todos os derivados classificados com °API

Temperatura calórica da corrente fria

Temperatura calórica da corrente quente

Fig. 4 Calores específicos de hidrocarbonetos líquidos. [Holcomb e Brown, Ind. Eng. Chem., 34, 595 (1942).]

†k = fator de caracterização.

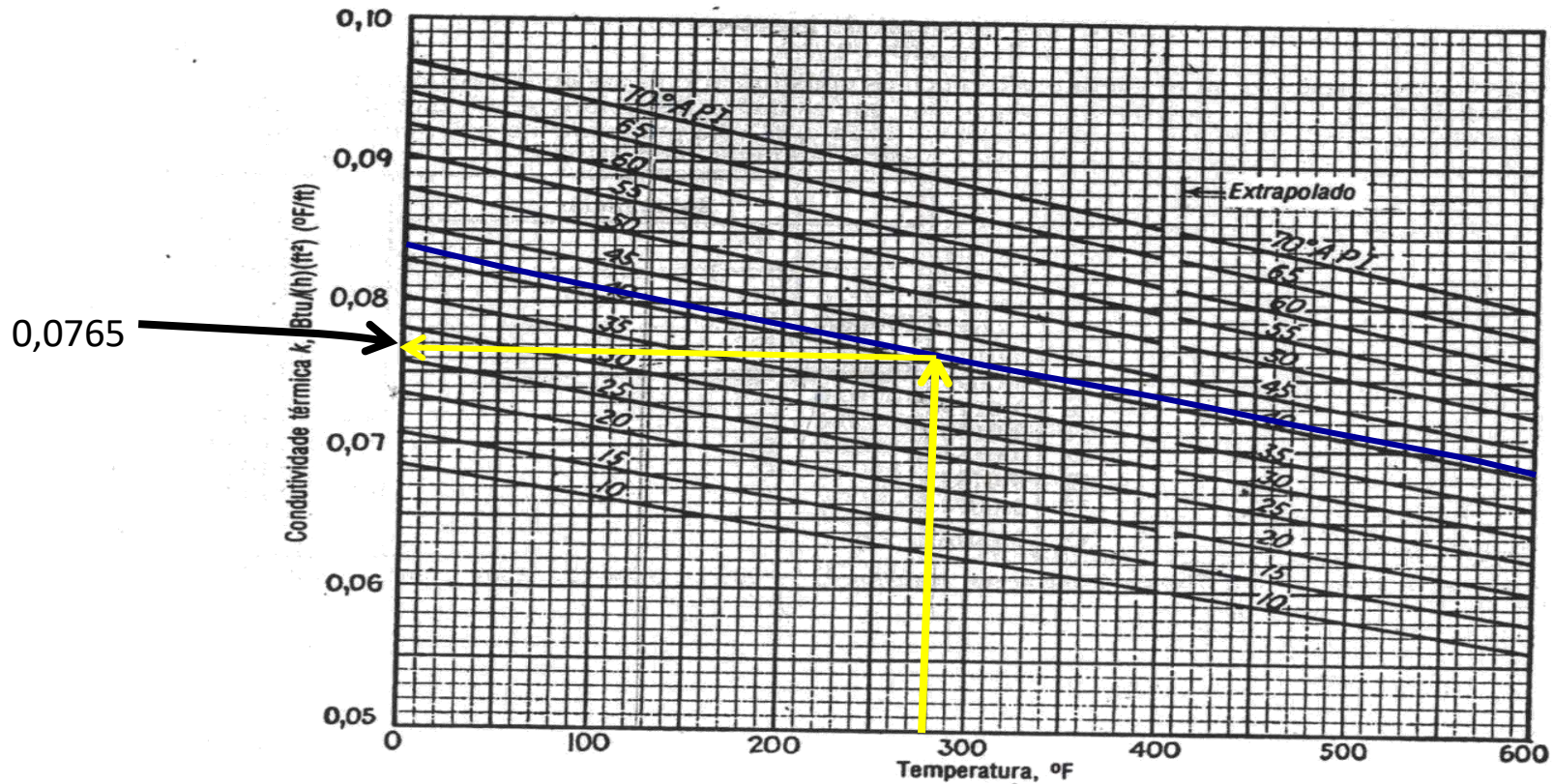


Fig. 1 Condutividades térmicas de hidrocarbonetos líquidos. (Adaptado de Natl. Bur. Standards Misc. Pub. 97.)

Método Kern de Projeto de Trocador de Calor Passo-a-Passo:

9. Calcule h_o :

$$h_o = J_H \frac{k}{D} \left(\frac{C_q \cdot \mu}{k} \right)^{1/3} \phi_s \Rightarrow \phi_s = \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \rightarrow \text{Figura - 24}$$

$$\frac{h_o}{\phi_s} = 93 \times \frac{0,0765}{0,0825} \times 1,91 \Rightarrow \frac{h_o}{\phi_s} = 164,71$$

10. Calcule T_w temperatura da parede :

$$T_w = t_{fc} + \frac{\frac{h_o}{\phi_t}}{\frac{h_{io}}{\phi_t} + \frac{h_o}{\phi_s}} (T_{qc} - T_{fc}) = 128,25 + \frac{164,71}{\frac{h_{io}}{\phi_t} + 164,71} (280 - 128,25)$$

O cálculo de $\frac{h_o}{\phi_t}$ segue os mesmos passos de 4 a 9 só que

para o fluido no interior do tubo. Após obter o valor de

$\frac{h_{io}}{\phi_t} = 109$ será possível seguir estes cálculos!!!!

$$T_w = t_{fc} + \frac{\frac{h_o}{\phi_s}}{\frac{h_{io}}{\phi_t} + \frac{h_o}{\phi_s}} (T_{qc} - T_{fc})$$

$$T_w = 128,25 + \frac{164,71}{109 + 164,71} (280 - 128,25) \Rightarrow \boxed{T_w = 220^\circ F}$$

$$11. \text{ Obtenha } \mu_w \text{ e } \phi_s = \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} :$$

para $T_w = 220^\circ F \Rightarrow \text{Fig.14}$

$$\Rightarrow \mu_w = 0,56 \cdot 10^{-2} \frac{\cancel{\text{g}}}{\cancel{\text{cm}} \cdot \cancel{\text{s}}} \times \frac{1 \text{ lb}}{453,60 \cancel{\text{g}}} \frac{30,48 \cancel{\text{cm}}}{1 \text{ ft}} \frac{3600 \cancel{\text{s}}}{1 \text{ h}}$$

$$\Rightarrow \boxed{\mu_w = 1,35 \left(\frac{\text{lb}}{\text{ft.h}} \right)}$$

$$\text{Portanto: } \Rightarrow \phi_s = \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} = \left(\frac{0,92}{1,35} \right)^{0,14} \rightarrow \boxed{\phi_s = 0,95}$$

$$12. \text{ Obtenha o coeficiente corrigido } \Rightarrow \boxed{h_o = \frac{h_o}{\phi_s} \times \phi_s}$$

Aqui devemos usar o valor de $\frac{h_o}{\phi_s} = 164,71$ que já calculamos

$$h_o = \frac{h_o}{\phi_s} \times \phi_s = 164,71 \times 0,95 \Rightarrow \boxed{h_o = 156,47}$$

Os itens 13 a 15 são comuns à carcaça e aos tubos, portanto vamos calcular primeiro os valores relativos aos tubos.

**Cálculos relativos ao Fluido
que Escoa na CARCAÇA**

Viscosidades das frações do petróleo
Para intervalos de temperatura usados no texto
Coordenadas a serem usadas com a Fig. 14

	X	Y
Gasolina natural, 76°API	14,4	6,4
Gasolina, 56°API	14,0	10,5
Querosene, 42°API	11,6	16,0
Destilado, 35°API	10,0	20,0
Metade do conteúdo bruto, 34°API	10,3	21,3
Gasóleo, 28°API	10,0	23,6

Viscosidades de óleos vegetais e animais*

	N.º do ácido	Dens. rel. 20/4°C	X	Y
Amêndoa	2,85	0,9188	6,9	28,2
Baleia, refinado	0,73	0,9227	7,5	27,5
Caroço de algodão	14,24	0,9187	7,0	28,0
Coco	0,01	0,9226	6,9	26,9
Espermacete	0,80	0,8829	7,7	26,3
Fígado de bacalhau	...	0,9138	7,7	27,7
Girassol	2,76	0,9207	7,5	27,6
Gordura de gado	13,35	0,9158	6,5	28,0
Gordura de porco	3,39	0,9138	7,0	28,2
Mostarda	...	0,9237	7,0	28,5
Núcleo de palmeira	9,0	0,9190	7,0	26,9
Oliva	...	0,9158	6,6	28,3
Perila crua	1,36	0,9297	8,1	27,2
Sardinha	0,57	0,9384	7,7	27,3
Semente de colza	0,34	0,9114	7,0	28,8
Semente de linho	3,42	0,9297	6,8	27,5
Soja	3,50	0,9228	8,3	27,5

*Baseado em dados de A. R. Rescorla e F. L. Carnahan, *Ind. Eng. Chem.*, 28, 1212-1213 (1936).

Viscosidades de ácidos graxos comerciais* 250 até 400°F

	Densid. rel. a 300°F	X	Y
Esteárico	0,789	10,5	25,5
Láurico	0,792	10,1	23,1
Oléico	0,799	10,0	25,2
Palmítico	0,786	9,2	25,9

*Dados fornecidos por D. Q. Kern e W. Van Nostrand, *Ind. Eng. Chem.*, 41, 2209 (1949).

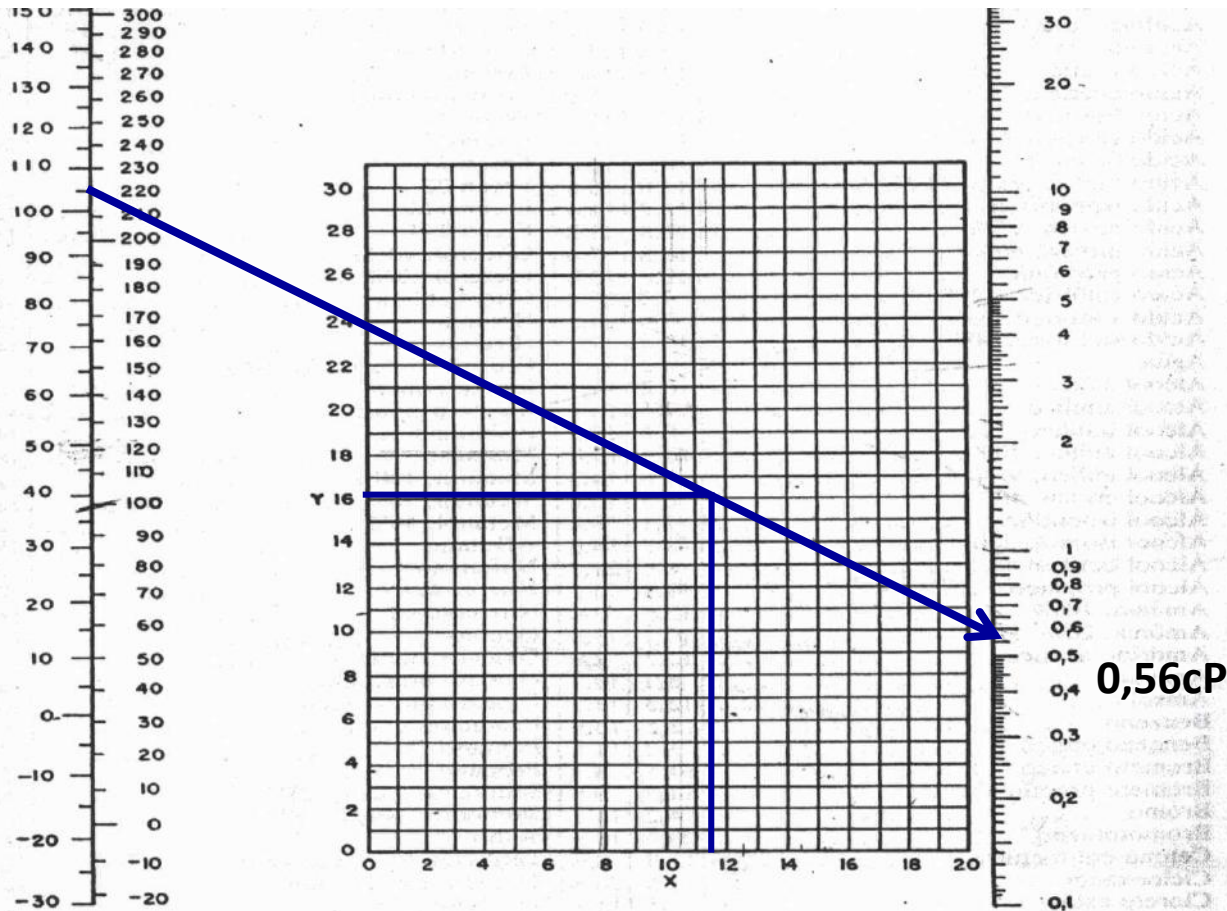


Fig. 14 Viscosidades de líquidos. (Perry, *Chemical Engineers' Handbook*, 3.^a ed., McGraw-Hill Book Company, Inc., New York, 1950.)

Temperatura da
parede=220°F

0,56cP

Método Kern de Projeto de Trocador de Calor Passo-a-Passo:

Para o Fluido dos Tubos: (geralmente o fluido Frio)

4. Área de escoamento, a_t : $\rightarrow a'_t = 0,515 \cancel{\text{in}^2} \left(\frac{1 \text{ ft}}{12 \cancel{\text{in}}} \right)^2 = 3,58 \cdot 10^{-3} \text{ ft}^2$

área obtida do quadro 10.

$$a_t = \frac{N_t a'_t}{\text{numero - de - passagens}} = \frac{158 \times 3,58 \cdot 10^{-3}}{4} \Rightarrow \boxed{a_t = 0,141 \text{ ft}^2}$$

5. Fluxo Mássica, G_t :

$$G_t = \frac{\dot{m}}{a_t} = \frac{149.000 \frac{\text{lb}}{\text{h}}}{0,141 \text{ ft}^2} \Rightarrow \boxed{G_t = 1.053.673,71 \frac{\text{lb}}{\text{h.ft}^2}}$$

6. Obtenha D : $\Rightarrow$ Quadro 10 $\Rightarrow D_{\text{interno do tubo}} = 0,81 \cancel{\text{in}} \times \frac{1 \text{ ft}}{12 \cancel{\text{in}}} = 0,0675 \text{ ft}$

Obtenha μ para T_{fc} em $\left(\frac{\text{lb}}{\text{ft.h}} \right)$

$$\mu = 3,6 \cdot 10^{-2} \frac{\cancel{\text{cm}}}{\cancel{\text{s}}} \times \frac{1 \text{ lb}}{453,60 \cancel{\text{g}}} \frac{30,48 \cancel{\text{cm}}}{1 \text{ ft}} \frac{3600 \cancel{\text{s}}}{1 \text{ h}} \Rightarrow \boxed{\mu = 8,7 \left(\frac{\text{lb}}{\text{ft.h}} \right)}$$

$$\text{Re} = \frac{D G_t}{\mu} = \frac{0,0675 \cancel{\text{ft}} \times 1.053.673,71 \left(\frac{\text{lb}}{\cancel{\text{h.ft}^2}} \right)}{8,7 \left(\frac{\text{lb}}{\cancel{\text{ft.h}}} \right)} \Rightarrow \boxed{\text{Re} = 8175,05}$$

7. Obtenha J_H : sendo a relação $\rightarrow \frac{L}{D} = \frac{16 \cancel{\text{ft}}}{0,0675 \cancel{\text{ft}}} \Rightarrow \boxed{\frac{L}{D} = 237}$

Obtido pela Figura 24 $\Rightarrow \boxed{J_H = 31}$

8. Obtenha $C_f \left(\frac{\text{Btu}}{\text{lb}^0 F} \right)$ na temperatura $T_{fc} = 128,25^\circ F$, e $k \left(\frac{\text{Btu.ft}}{\text{h.ft}^2 \cdot ^0 F} \right)$:

$$C_f = 0,49 \left(\frac{\text{Btu}}{\text{lb}^0 F} \right) \quad k = 0,077 \left(\frac{\text{Btu.ft}}{\text{h.ft}^2 \cdot ^0 F} \right)$$

Calcule: $\left(\frac{C_f \cdot \mu}{k} \right)^{1/3} = \frac{0,49 \left(\frac{\text{Btu}}{\cancel{\text{lb}^0 F}} \right) \cdot 8,7 \left(\frac{\cancel{\text{lb}}}{\cancel{\text{ft.h}}} \right)}{0,077 \left(\frac{\text{Btu.ft}}{\cancel{\text{h.ft}^2 \cdot ^0 F}} \right)}^{1/3} = 3,81$

**Cálculos relativos ao Fluido
que Escoa nos TUBOS**

Quadro 10 Dados sobre trocadores de calor e condensação em tubos

Tubo, DE, in	BWG	Espessura da parede, in	DI, in	Área de es- coamento por tubo, in ²	Área por ft linear, ft ²		Peso por ft linear, lb de aço
					Externa	Interna	
1/2	12	0,109	0,282	0,0625	0,1309	0,0748	0,493
	14	0,083	0,334	0,0876		0,0874	0,403
	16	0,065	0,370	0,1076		0,0969	0,329
	18	0,049	0,402	0,127		0,1052	0,258
	20	0,035	0,430	0,145		0,1125	0,190
3/4	10	0,134	0,482	0,182	0,1963	0,1263	0,965
	11	0,120	0,510	0,204		0,1335	0,884
	12	0,109	0,532	0,223		0,1393	0,817
	13	0,095	0,560	0,247		0,1466	0,727
	14	0,083	0,584	0,268		0,1529	0,647
	15	0,072	0,606	0,289		0,1587	0,571
	16	0,065	0,620	0,302		0,1623	0,520
	17	0,058	0,634	0,314		0,1660	0,469
	18	0,049	0,652	0,334		0,1707	0,401
1	8	0,165	0,670	0,355	0,2618	0,1754	1,61
	9	0,148	0,704	0,389		0,1843	1,47
	10	0,134	0,732	0,421		0,1916	1,36
	11	0,120	0,760	0,455		0,1990	1,23
	12	0,109	0,782	0,479		0,2048	1,14
	13	0,095	0,810	0,515		0,2121	1,00
	14	0,083	0,834	0,546		0,2183	0,890
	15	0,072	0,856	0,576		0,2241	0,781
	16	0,065	0,870	0,594		0,2277	0,710
	17	0,058	0,884	0,613		0,2314	0,639
	18	0,049	0,902	0,639		0,2361	0,545

Viscosidades das frações do petróleo
Para intervalos de temperatura usados no texto
Coordenadas a serem usadas com a Fig. 14

	X	Y
Gasolina natural, 76°API	14,4	6,4
Gasolina, 56°API	14,0	10,5
Querosene, 42°API	11,6	16,0
Destilado, 35°API	10,0	20,0
Metade do conteúdo bruto, 34°API	10,3	21,3
Gasóleo, 28°API	10,0	23,6

Viscosidades de óleos vegetais e animais*

	N.º do ácido	Dens. rel. 20/4°C	X	Y
Amêndoa	2,85	0,9188	6,9	28,2
Baleia, refinado	0,73	0,9227	7,5	27,5
Caroço de algodão	14,24	0,9187	7,0	28,0
Coco	0,01	0,9226	6,9	26,9
Espermacete	0,80	0,8829	7,7	26,3
Fígado de bacalhau	...	0,9138	7,7	27,7
Girassol	2,76	0,9207	7,5	27,6
Gordura de gado	13,35	0,9158	6,5	28,0
Gordura de porco	3,39	0,9138	7,0	28,2
Mostarda	...	0,9237	7,0	28,5
Núcleo de palmeira	9,0	0,9190	7,0	26,9
Oliva	...	0,9158	6,6	28,3
Perila crua	...	0,9297	8,1	27,2
Sardinha	1,36	0,9384	7,7	27,3
Semente de colza	0,57	0,9114	7,0	28,8
Semente de linho	0,34	0,9297	6,8	27,5
Soja	3,42	0,9228	8,3	27,5
	3,50			

*Baseado em dados de A. R. Rescorla e F. L. Carnahan, *Ind. Eng. Chem.*, 28, 1212-1213 (1936).

Viscosidades de ácidos graxos comerciais*
250 até 400°F

	Densid. rel. a 300°F	X	Y
Esteárico	0,789	10,5	25,5
Láurico	0,792	10,1	23,1
Oléico	0,799	10,0	25,2
Palmítico	0,786	9,2	25,9

*Dados fornecidos por D. Q. Kern e W. Van Nostrand, *Ind. Eng. Chem.*, 41, 2209 (1949).

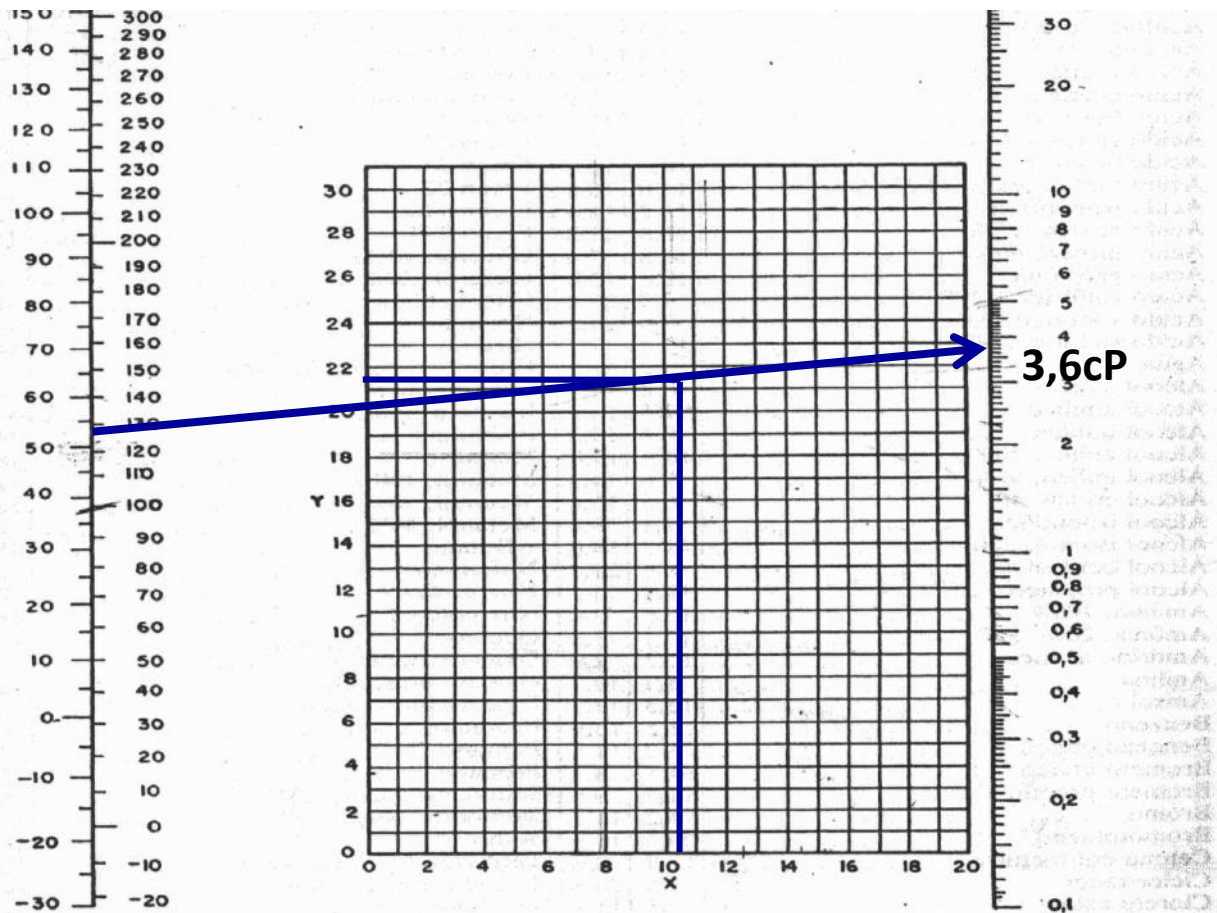


Fig. 14 Viscosidades de líquidos. (Perry, *Chemical Engineers' Handbook*, 3.^a ed., McGraw-Hill Book Company, Inc., New York, 1950.)

**Temperatura
Calórica do Fluido
Frio
128,25°F**

3,6cP

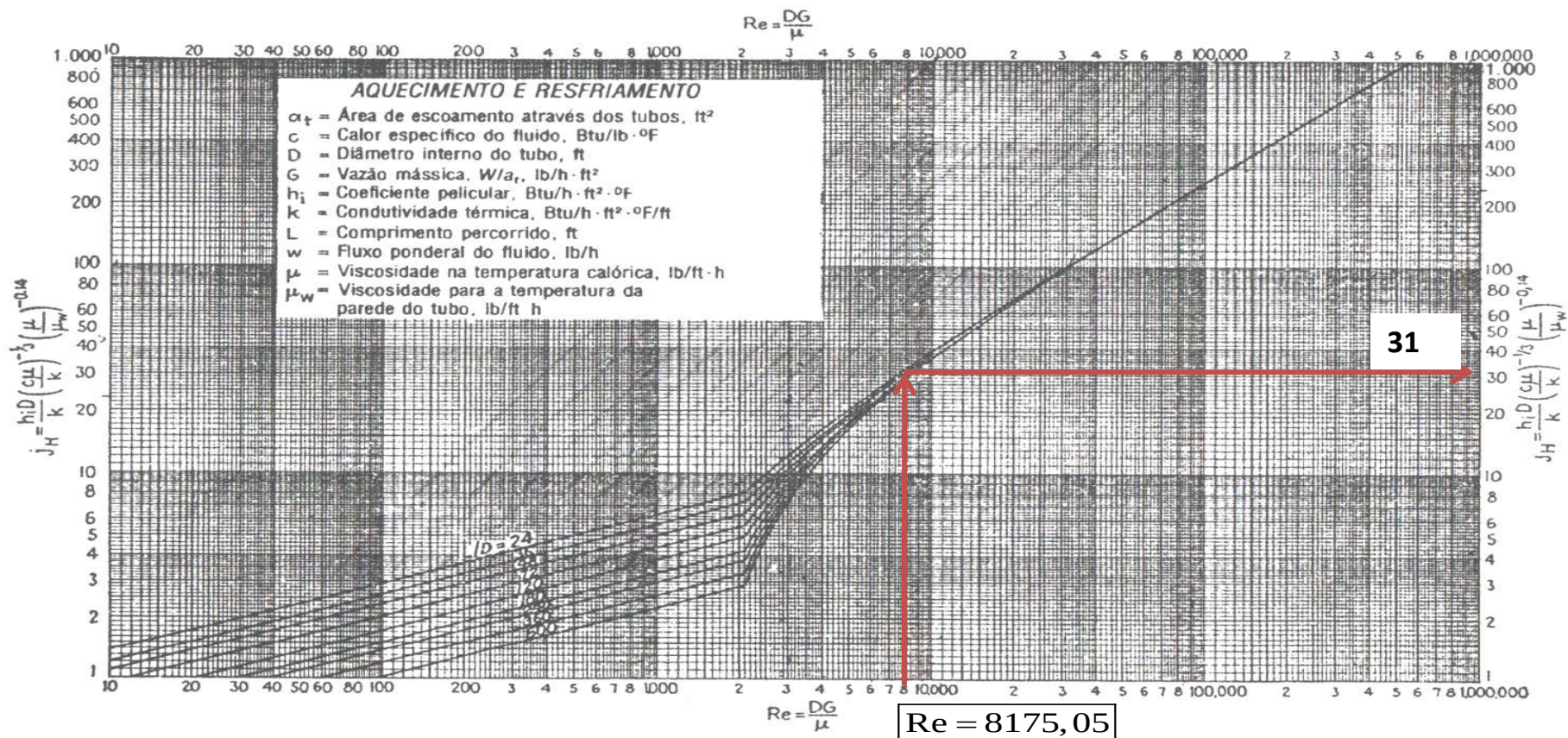
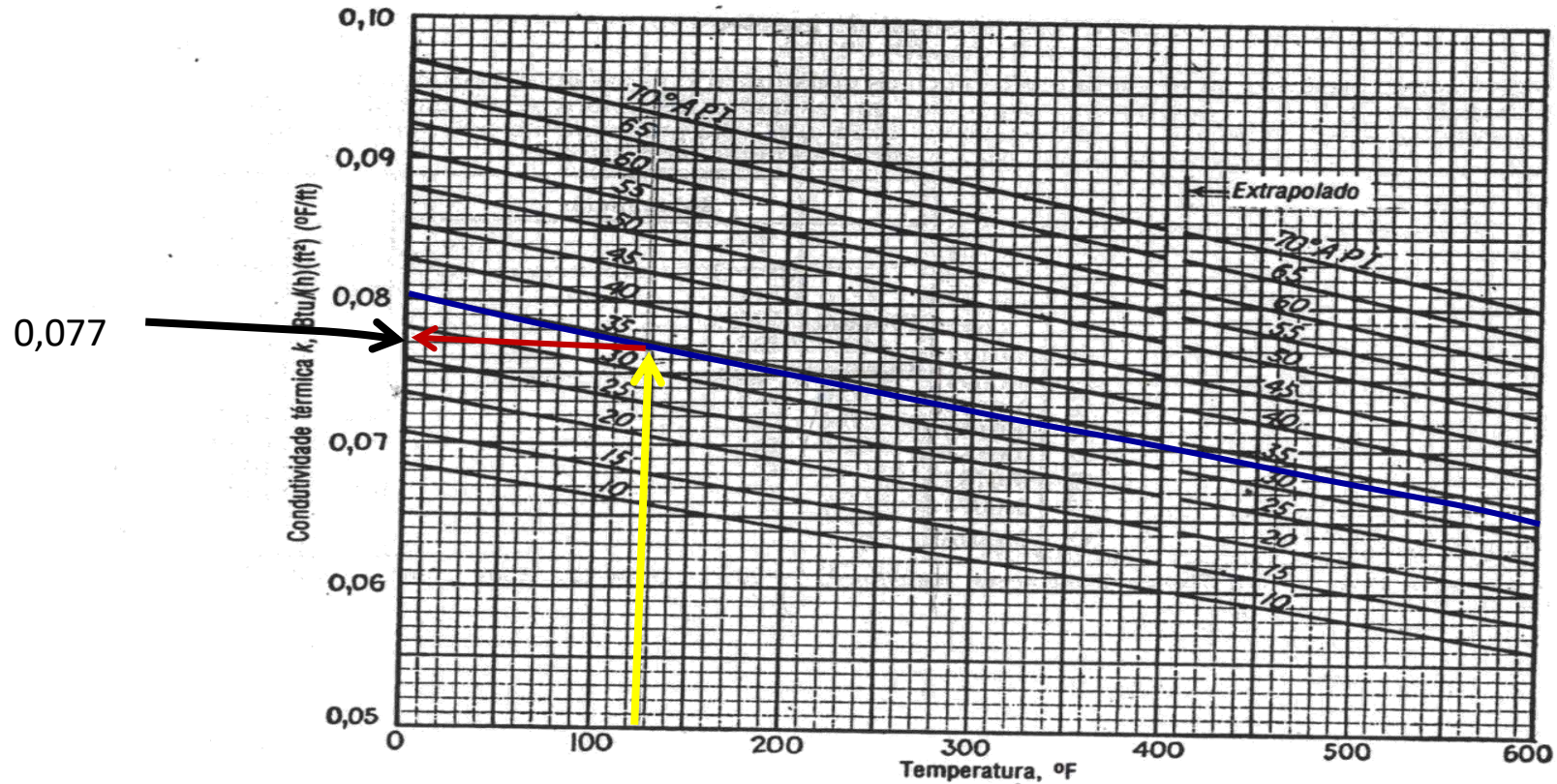


Fig. 24 Curva de transmissão de calor para o interior do tubo. (Adaptado de Sieder e Tate.)



$T_{cq}=128,25^\circ\text{F}$

Fig. 1 Condutividades térmicas de hidrocarbonetos líquidos. (Adaptado de Natl. Bur. Standards Misc. Pub. 97.)

Método Kern de Projeto de Trocador de Calor Passo-a-Passo:

9. Calcule h_o :

$$h_i = J_H \frac{k}{D} \left(\frac{C_f \cdot \mu}{k} \right)^{1/3} \phi_t \Rightarrow \phi_t = \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \rightarrow \text{Figura - 24}$$

$$\frac{h_i}{\phi_t} = J_H \frac{k}{D} \left(\frac{C_f \cdot \mu}{k} \right)^{1/3} = 31 \times \frac{0,077}{0,0675} \times 3,81 \Rightarrow \frac{h_i}{\phi_t} = 134,73$$

10. Calcule T_w pelo cálculo da carcaça o valor é o mesmo :

$$\frac{h_{i0}}{\phi_t} = \frac{h_i}{\phi_t} \times \frac{D_{interno}}{D_{externo}} = 134,73 \times \frac{0,81 \cancel{in}}{1 \cancel{in}} \Rightarrow \frac{h_{i0}}{\phi_t} = 109$$

11. Obtenha μ_w na temperatura da parede $T_w = 220^\circ F$

$$\text{e } \phi_t = \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} :$$

$$\mu_w = 1,6 \cdot 10^{-2} \frac{\cancel{g}}{\cancel{cm} \cdot \cancel{s}} \times \frac{1 lb}{453,60 \cancel{g}} \frac{30,48 \cancel{cm}}{1 ft} \frac{3600 \cancel{s}}{1 h}$$

$$\Rightarrow \mu_w = 3,87 \left(\frac{lb}{ft \cdot h} \right)$$

$$\phi_t = \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} = \left(\frac{8,7}{3,87} \right)^{0,14} \Rightarrow \phi_t = 1,12$$

$$12. \text{ Obtenha o coeficiente corrigido } \Rightarrow h_{i0} = \frac{h_{i0}}{\phi_t} \times \phi_t$$

$$\text{sendo : } \frac{h_{i0}}{\phi_t} = 109 \Rightarrow h_{i0} = 109 \times 1,12 \rightarrow \boxed{h_{i0} = 122}$$

Os itens 13 a 15 são comuns á carcaça e aos tubos

Cálculos relativos ao Fluido que Escoa nos TUBOS

Viscosidades das frações do petróleo
Para intervalos de temperatura usados no texto
Coordenadas a serem usadas com a Fig. 14

	X	Y
Gasolina natural, 76°API	14,4	6,4
Gasolina, 56°API	14,0	10,5
Querosene, 42°API	11,6	16,0
Destilado, 35°API	10,0	20,0
Metade do conteúdo bruto, 34°API	10,3	21,3
Gasóleo, 28°API	10,0	23,6

Viscosidades de óleos vegetais e animais*

	N.º do ácido	Dens. rel. 20/4°C	X	Y
Amêndoa	2,85	0,9188	6,9	28,2
Baleia, refinado	0,73	0,9227	7,5	27,5
Caroço de algodão	14,24	0,9187	7,0	28,0
Coco	0,01	0,9226	6,9	26,9
Espermacete	0,80	0,8829	7,7	26,3
Fígado de bacalhau	...	0,9138	7,7	27,7
Girassol	2,76	0,9207	7,5	27,6
Gordura de gado	13,35	0,9158	6,5	28,0
Gordura de porco	3,39	0,9138	7,0	28,2
Mostarda	...	0,9237	7,0	28,5
Núcleo de palmeira	9,0	0,9190	7,0	26,9
Oliva	...	0,9158	6,6	28,3
Perila crua	1,36	0,9297	8,1	27,2
Sardinha	0,57	0,9384	7,7	27,3
Semente de colza	0,34	0,9114	7,0	28,8
Semente de linho	3,42	0,9297	6,8	27,5
Soja	3,50	0,9228	8,3	27,5

*Baseado em dados de A. R. Rescorla e F. L. Carnahan, *Ind. Eng. Chem.*, 28, 1212-1213 (1936).

Viscosidades de ácidos graxos comerciais*
250 até 400°F

	Densid. rel. a 300°F	X	Y
Esteárico	0,789	10,5	25,5
Láurico	0,792	10,1	23,1
Oléico	0,799	10,0	25,2
Palmítico	0,786	9,2	25,9

*Dados fornecidos por D. Q. Kern e W. Van Nostrand, *Ind. Eng. Chem.*, 41, 2209 (1949).

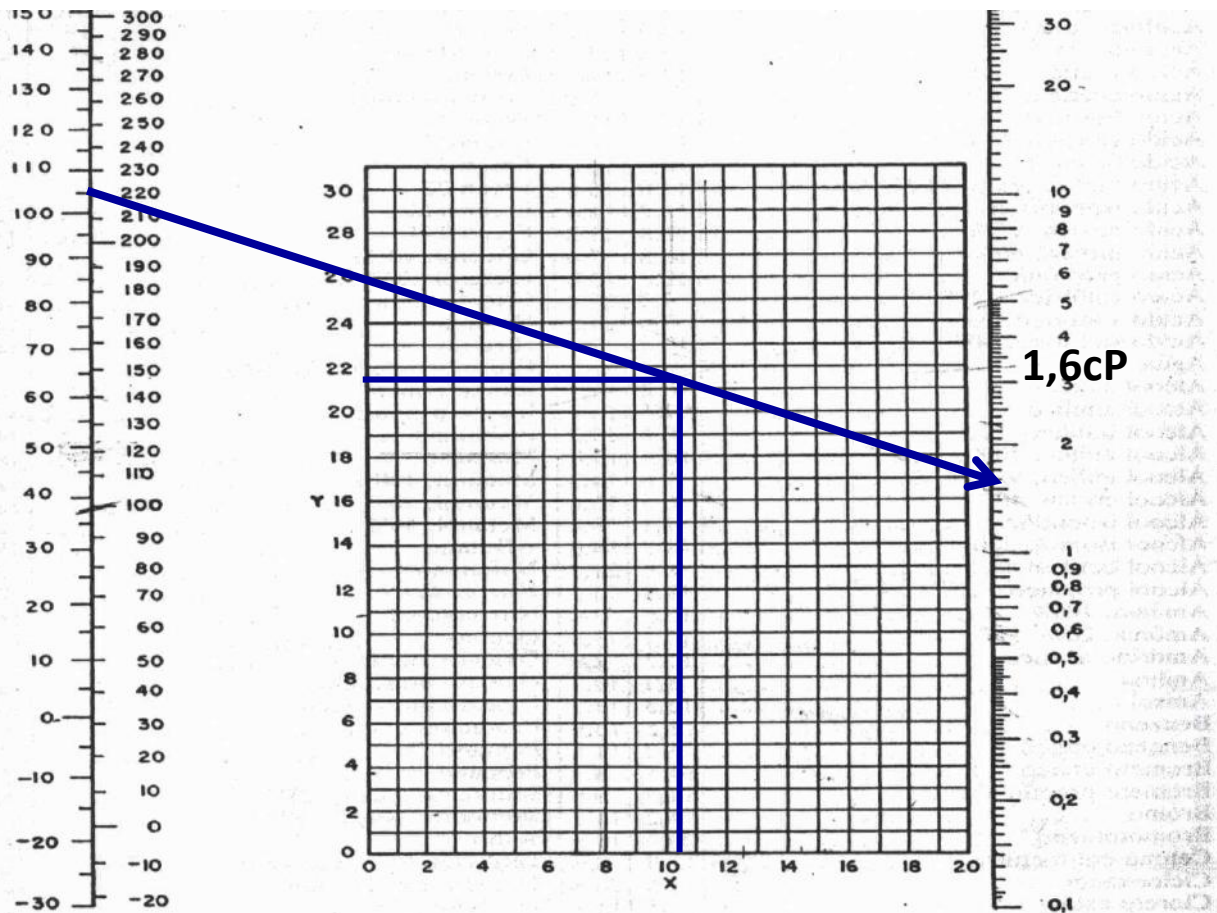


Fig. 14 Viscosidades de líquidos. (Perry, *Chemical Engineers' Handbook*, 3.^a ed., McGraw-Hill Book Company, Inc., New York, 1950.)

**Na Temperatura
da parede
220°F**

1,6cP

Método Kern de Projeto de Trocador de Calor Passo-a-Passo:

Os itens 13 a 15 são comuns á carcaça e aos tubos

13. Coeficiente Global de Polimento U_c :

$$U_c = \frac{h_{i0}h_0}{h_{i0} + h_0} = \frac{122 \times 156,47}{122 + 156,47} \rightarrow U_c = 68,55 \frac{\text{Btu}}{h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F}$$

14. Calcule o Coeficiente Global de Projeto U_D :

$$U_D = \frac{Q}{A \times \Delta T} \left(\frac{\text{Btu}}{h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F} \right)$$

O calor já foi calculado e vale: $Q = 4.909.980 \frac{\text{Btu}}{h}$

Preciso obter o valor de A = área total de troca térmica, lembre-se de que padronizamos a área externa.

$$A_e = 158 \times 16 \cancel{ft} \times 0,2618 \frac{ft^2}{\cancel{ft}} \Rightarrow A_e = 661,83 ft^2$$

$$\text{Portanto teremos: } U_D = \frac{Q}{A \times \Delta T_m} = \frac{4.909.980 \frac{\text{Btu}}{h}}{661,83 ft^2 \times 137,38^\circ F}$$

$$\Rightarrow U_D = 54 \left(\frac{\text{Btu}}{h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F} \right)$$

15. Calcule o Fator de Encrustação R_d :

$$R_d = \frac{U_c - U_D}{U_c U_D} = \frac{68,55 - 54}{68,55 \times 54} \Rightarrow R_d = 3,93 \cdot 10^{-3} \left(\frac{h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F}{\text{Btu}} \right)$$

Método Kern de Projeto de Trocador de Calor Passo-a-Passo:

CASO O R_d SUPERE O FATOR DE INCRUSTAÇÃO EXIGIDO, SIGA O PROCEDIMENTO INDICADO PARA O CÁLCULO DA QUEDA DE PRESSÃO!!!!!!!

Cálculo da Queda de Pressão na Carcaça!!!

16. Para o R_e obtido no item 6 obtenha o coeficiente de fricção f Fig. 29

Valor encontrado $f = 0,0018$ usando $Re = 26628,59$

17. Cálculo do número de interseções:

$$\Rightarrow N+1 = \frac{L}{B} = \frac{16 \text{ ft}}{5 \cancel{\text{in}} \times \frac{1 \text{ ft}}{12 \cancel{\text{in}}}} = 38,4$$

$$N+1 \approx 39$$

$$18. \Delta P_s = \frac{f G_s^2 D_{\text{internodacarcaça}} (N+1)}{5,22 \cdot 10^{10} D_e s \phi_s} \text{ (psi)} \rightarrow s = \text{densidade relativa.}$$

s é lida da Figura 6, veja o valor encontrado: $s=0,73$

$$\Delta P_s = \frac{f G_s^2 D_{\text{internodacarcaça}} (N+1)}{5,22 \cdot 10^{10} D_e s \phi_s}$$

$$= \frac{0,0018 \times (296949,15)^2 \times 21,25 \cancel{\text{in}} \times \frac{1 \text{ ft}}{12 \cancel{\text{in}}} \times 39}{5,22 \cdot 10^{10} \times 0,0825 \times 0,73 \times 0,95}$$

$$\Delta P_s = 3,67 \text{ psi} \Rightarrow \text{O problema diz que a } \Delta P_s \text{ permitida é de 10 psi}$$

Cálculo da Queda de Pressão nos Tubos !!!

16. Para o R_e obtido no item 6 obtenha o coeficiente de fricção f Fig. 29

Valor encontrado $f = 0,000285 \frac{\text{ft}^2}{\text{in}^2}$ usando $Re = 8175,05$

$$17. \Delta P_t = \frac{f G_t^2 L n}{5,22 \cdot 10^{10} D_i s \phi_t} \text{ (psi)} \rightarrow s = \text{densidade relativa.}$$

$\rightarrow s = 0,83$ lida na Figura 6 para a temperatura calórica de 128,25°F e 34°API.

$$\Delta P_t = \frac{f G_t^2 L n}{5,22 \cdot 10^{10} D_i s \phi_t} = \frac{0,000285 \times (1.053.673,71)^2 \times 16 \times 4}{5,22 \cdot 10^{10} \times 0,81 \text{ in} \times \frac{1 \text{ ft}}{12 \text{ in}} \times 0,83 \times 1,12}$$

$$\Delta P_t = 6,18 \text{ psi}$$

$$18. \Delta P_r = \frac{4n}{s} \frac{V^2}{2g' 144} \frac{62,5}{144} \text{ (psi)} \rightarrow s = \text{densidade relativa.}$$

$$\frac{V^2}{2g' 144} \frac{62,5}{144} = 0,15 \text{ é obtido pela Figura 27}$$

$$\Rightarrow \Delta P_r = \frac{4 \times 4}{0,83} \times 0,15 = 2,89 \text{ psi}$$

$$19. \Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r = 6,18 \text{ psi} + 2,89 \text{ psi} \Rightarrow \Delta P_T = 9,07 \text{ psi}$$

O problema diz que o limite de ΔP_T é de 10 psi, portanto, a queda de pressão nos tubos não será restrição!!!!

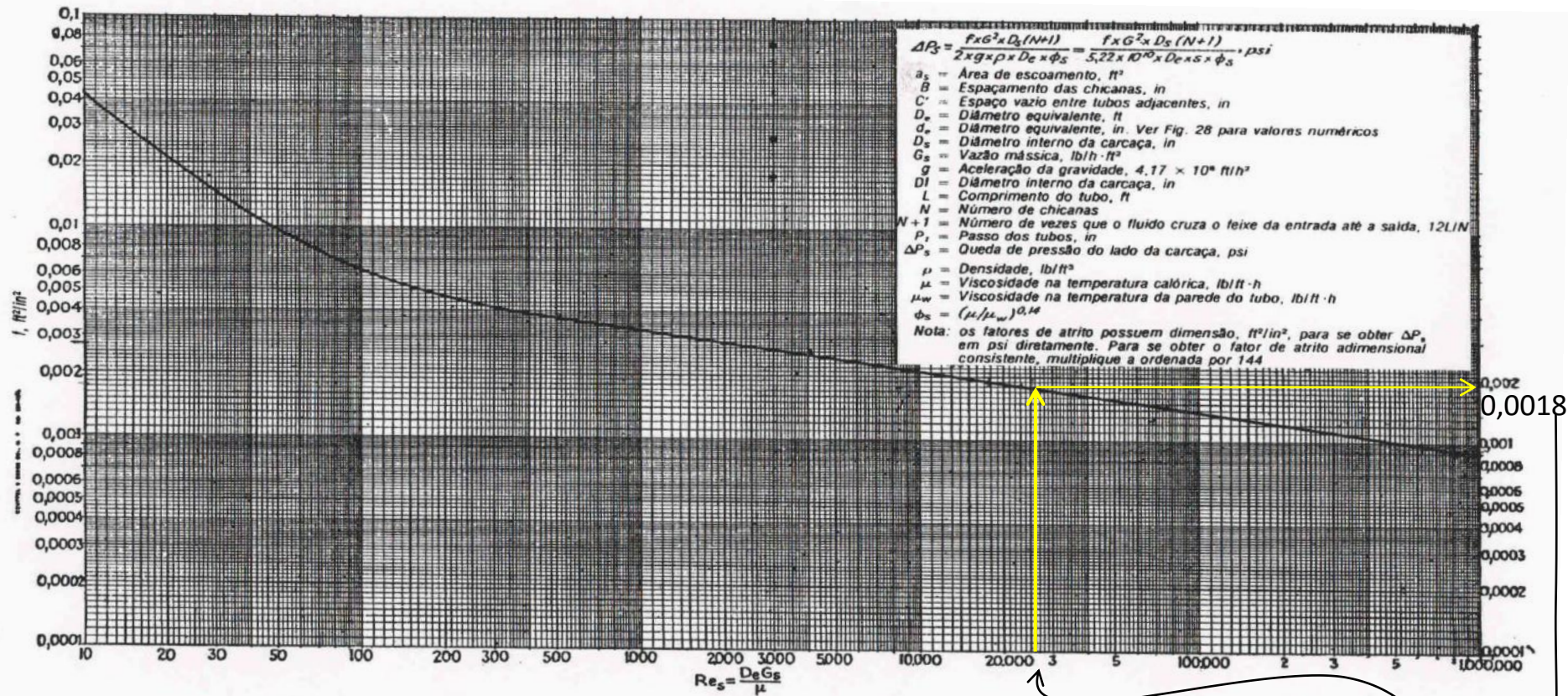


Fig. 29 Fatores de atrito do lado da carcaça para feixes com chicanas fracionárias com cortes de 25%.

Para a carcaça temos: $Re = \frac{D_e G_s}{\mu} = 26628,59$

S que aparece na equação de queda de pressão!!!!

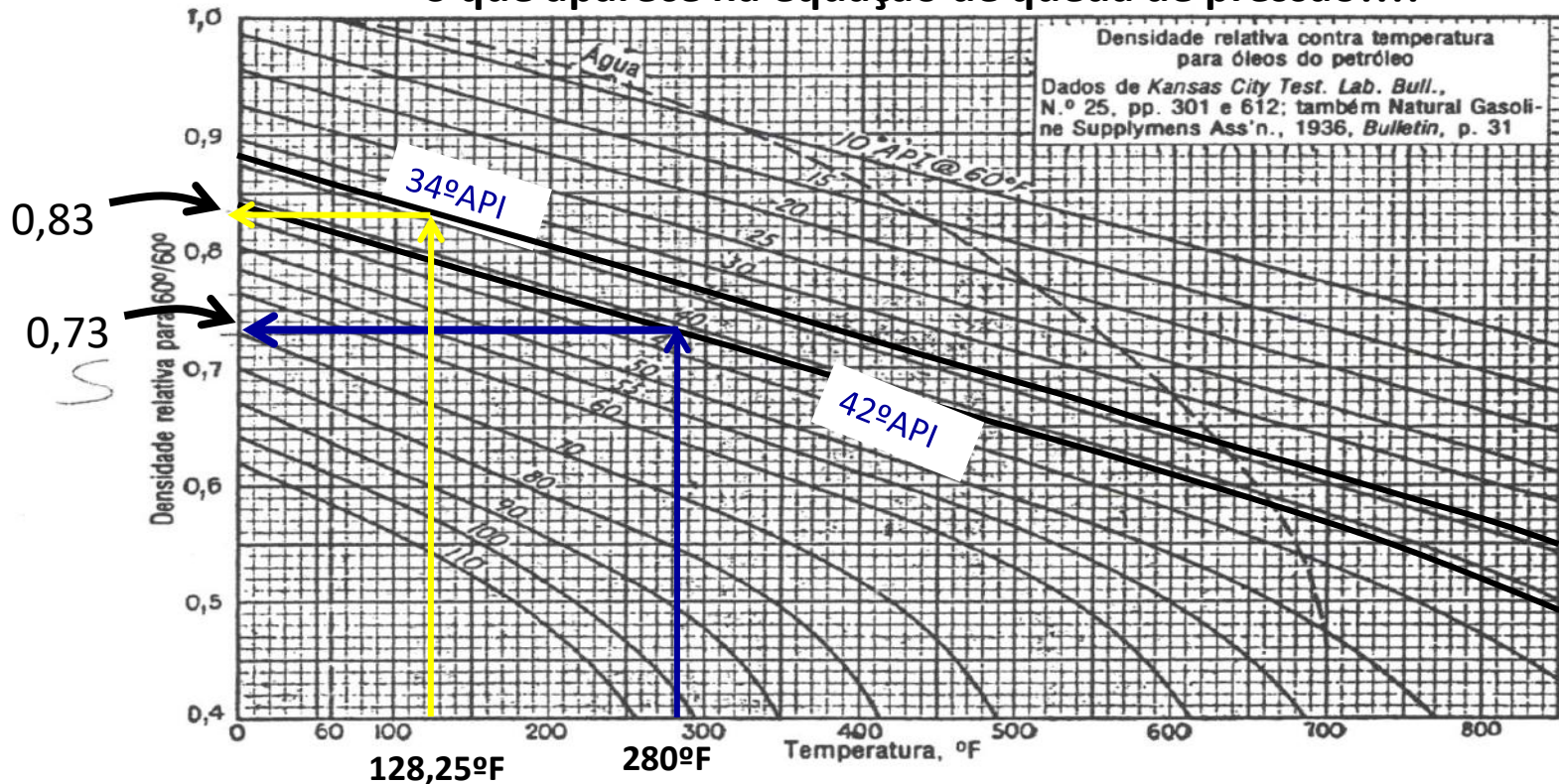


Fig. 6 Densidades relativas de hidrocarbonetos.

Temperatura calórica do fluido da Carcaça-Querosene 42°API → 280°F

Temperatura calórica do fluido dos Tubos-Óleo Bruto 34°API → 128,25°F

Fator de atrito usado no cálculo de queda de pressão para os tubos!!!!

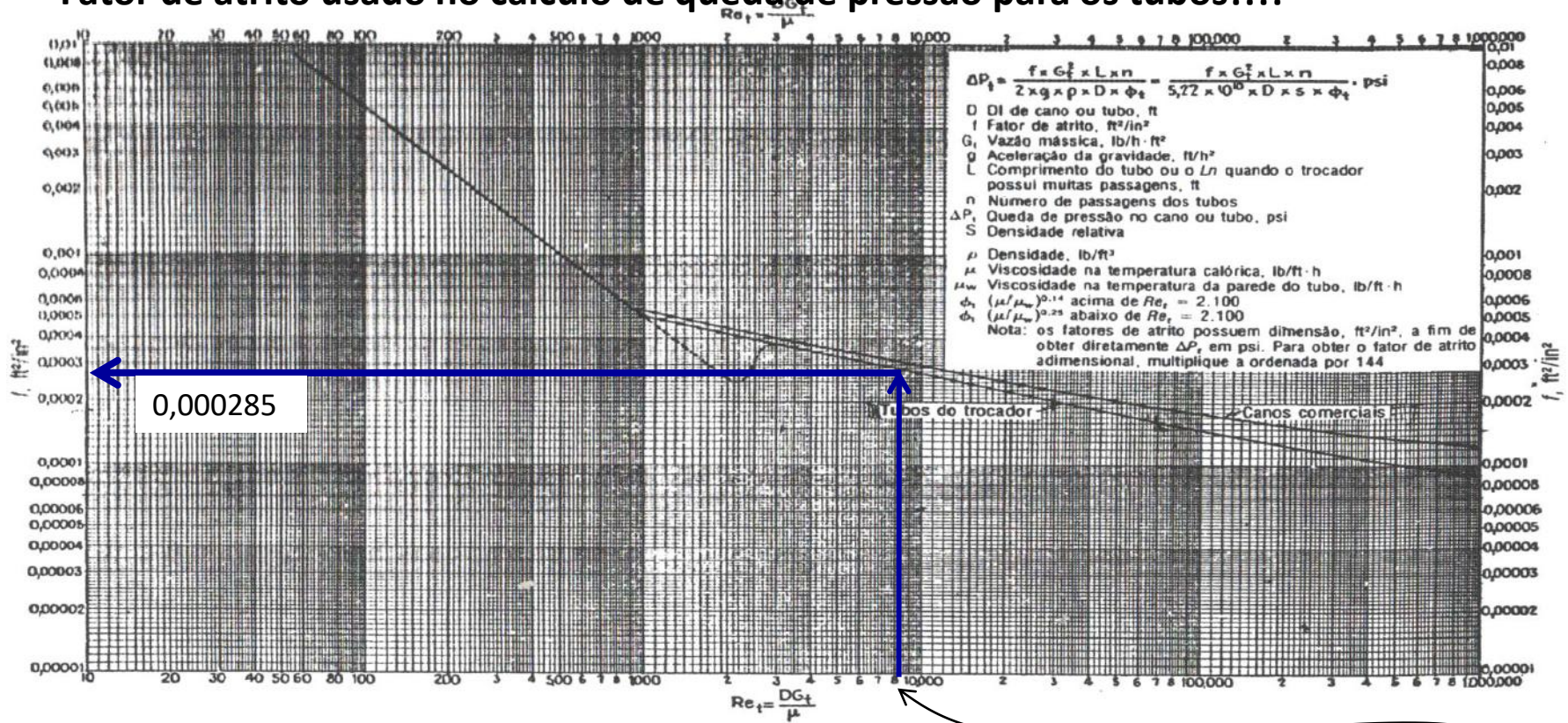


Fig. 26 Fatores de atrito para o interior do tubo. (Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association, 2.^a ed., New York, 1949.)

Re = 8175,05

Perda de carga no interior dos tubos gerada pelos retornos das passagens!!

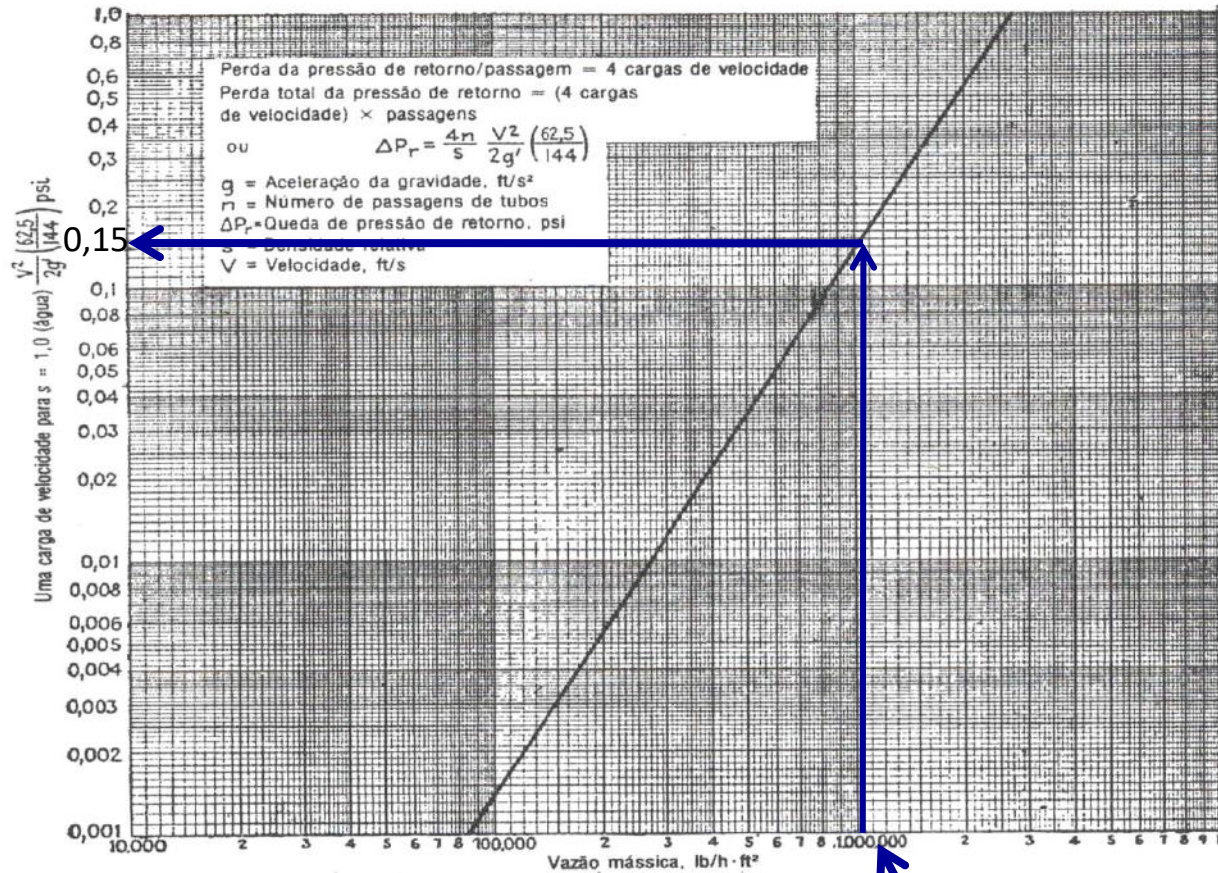


Fig. 27 Perdas de pressão de retorno no interior dos tubos.

$$G_t = 1.053.673,71$$

Método da Efetividade:

O método de análise de trocadores de calor pela DMLT é útil quando as temperaturas de entrada e saída são conhecidas ou facilmente determináveis. A DMLT é então facilmente calculada e o fluxo de calor, a área superficial ou o coeficiente global de transferência de calor podem ser determinados. Quando as temperaturas de entrada ou de saída devem ser calculadas para um dado trocador de calor, a análise frequentemente envolve um procedimento iterativo por causa da função logarítmica da DMLT. Nestes casos, a análise é efetuada mais facilmente pela utilização de método baseado na efetividade do trocador de calor em transferir uma dada quantidade de calor. O método da efetividade também oferece muitas vantagens para análise de problemas onde deve ser efetuada uma comparação entre vários tipos de trocadores de calor com o objetivo de selecionar o tipo mais adequado para uma determinada função.

Método da Efetividade:

A efetividade de um trocador de calor é definida como:

$$\text{efetividade} \Rightarrow \epsilon = \frac{\text{troca de calor real}}{\text{máxima troca de calor possível}}$$

A troca de calor real pode ser computada pelo cálculo tanto da energia perdida pelo fluido quente quanto da energia recebida pelo fluido frio. Considere os trocadores de calor de correntes paralelas e de contracorrente mostrados abaixo:

Para o trocador de correntes paralelas teremos:

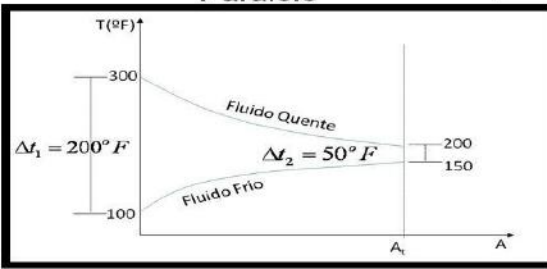
$$q = m_q c_q (T_{q1} - T_{q2}) = m_f c_f (T_{f2} - T_{f1})$$

Para o trocador de contracorrente teremos:

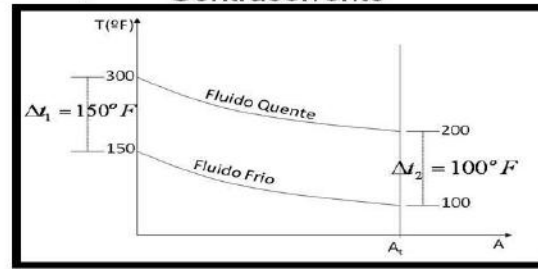
$$q = m_q c_q (T_{q1} - T_{q2}) = m_f c_f (T_{f1} - T_{f2})$$

$$\begin{aligned} \text{sendo: } \Delta T_2 &= (t_{q2} - t_{f2}) \\ \Delta T_1 &= (t_{q1} - t_{f1}) \end{aligned}$$

Paralelo



Contracorrente



A máxima troca de calor possível seria alcançada se um dos fluidos sofresse uma variação de temperatura igual á máxima diferença de temperatura presente no trocador, que é a diferença entre as temperaturas de entrada dos fluidos quente e frio. Esta máxima diferença de temperatura ocorre no fluido que tem o mínimo valor de (mc) pois, pelo balanço de energia, o calor recebido por um fluido deve ser igual ao calor perdido pelo outro. Desta forma, a máxima troca possível é dada por:

$$q_{m\acute{a}x} = (mc)_{m\acute{i}n} (T_{qent} - T_{fent})$$

Para o trocador de calor de correntes paralelas:

$$\epsilon_q = \frac{\dot{m}_q c_q (T_{q1} - T_{q2})}{\dot{m}_q c_q (T_{q1} - T_{f1})} \Rightarrow \boxed{\epsilon_q = \frac{(T_{q1} - T_{q2})}{(T_{q1} - T_{f1})}}$$

Para o trocador de correntes paralelas teremos:

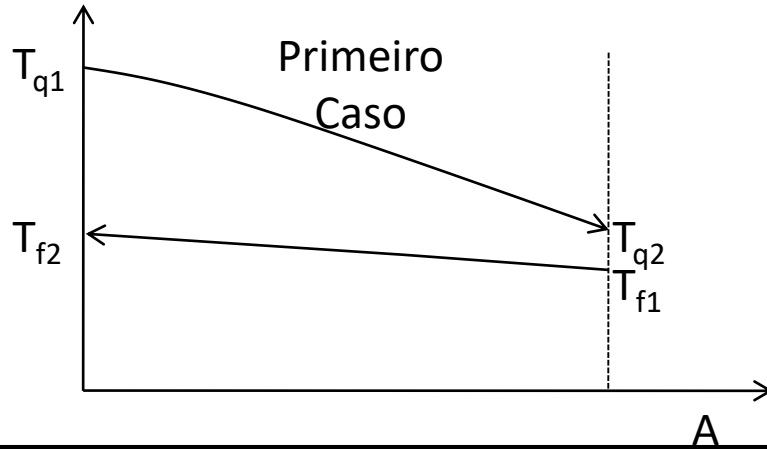
$$\epsilon_f = \frac{\dot{m}_f c_f (T_{f2} - T_{f1})}{\dot{m}_f c_f (T_{q1} - T_{f1})} \Rightarrow \boxed{\epsilon_f = \frac{(T_{f2} - T_{f1})}{(T_{q1} - T_{f1})}}$$

Os índices no símbolo da efetividade designam o fluido que apresentam o menor valor de mc . Para o trocador de contracorrente:

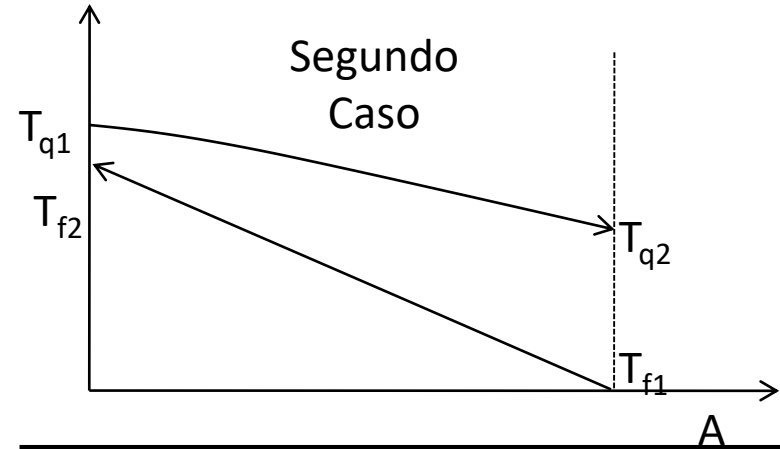
$$\epsilon_q = \frac{\dot{m}_q c_q (T_{q1} - T_{q2})}{\dot{m}_q c_q (T_{q1} - T_{f2})} \Rightarrow \boxed{\epsilon_q = \frac{(T_{q1} - T_{q2})}{(T_{q1} - T_{f2})}}$$

$$\epsilon_f = \frac{\dot{m}_f c_f (T_{f1} - T_{f2})}{\dot{m}_f c_f (T_{q1} - T_{f2})} \Rightarrow \boxed{\epsilon_f = \frac{(T_{f1} - T_{f2})}{(T_{q1} - T_{f2})}}$$

TROCADOR DE CALOR TUBO DUPLO CONTRACORRENTE



$$\Delta T_q > \Delta T_f \Rightarrow \dot{m}_q c_q < \dot{m}_f c_f \Rightarrow (\dot{m}c)_{\min} = \dot{m}_q c_q$$



$$\Delta T_f > \Delta T_q \Rightarrow \dot{m}_f c_f < \dot{m}_q c_q \Rightarrow (\dot{m}c)_{\min} = \dot{m}_f c_f$$

Obtenção da Efetividade:

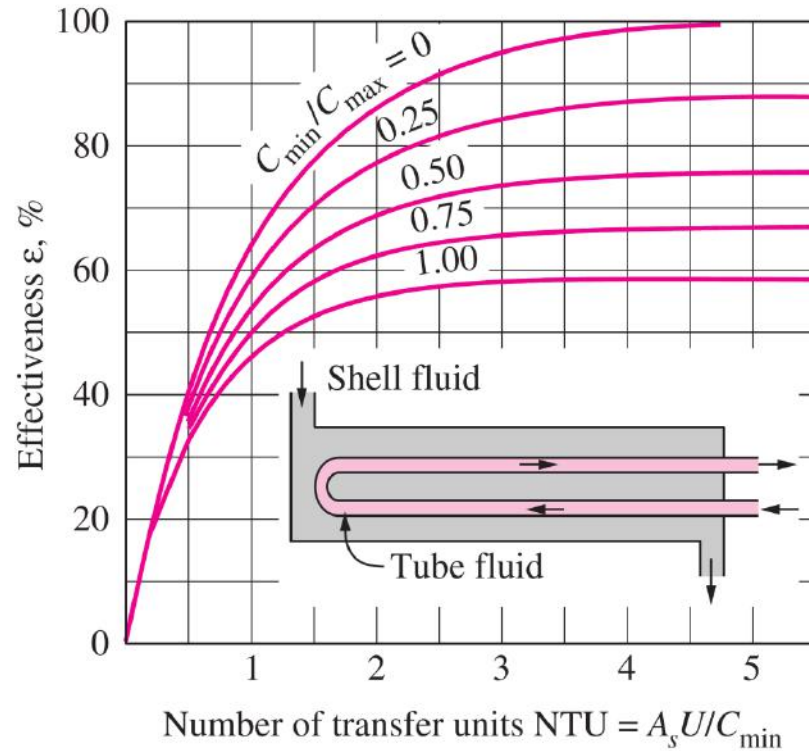
$$\epsilon = \frac{Q}{Q_{\max}}$$

$NUT \Rightarrow$ Numero de unidades de transferencia

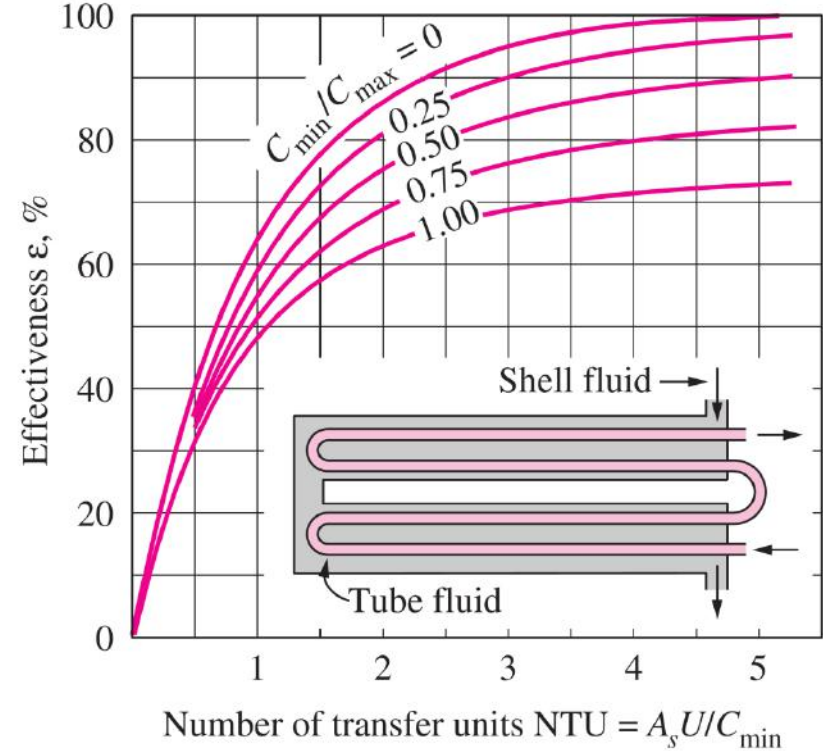
$\epsilon = f(C, NUT, Geometria) \rightarrow$ Obter via gráfico ou equações!!!

sendo: $C = \frac{(\dot{m}c)_{\min}}{(\dot{m}c)_{\max}}$ e $NUT = \frac{UA}{(\dot{m}c)_{\min}}$

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE



(c) One-shell pass and 2, 4, 6, ... tube passes

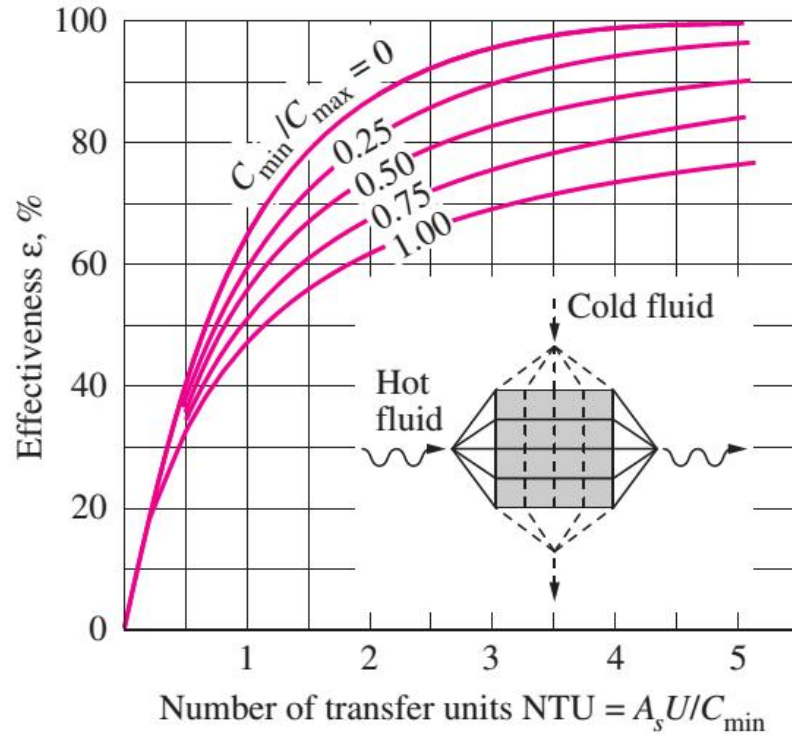


(d) Two-shell passes and 4, 8, 12, ... tube passes

Efetividade do trocador de tubo e carcaça com um passe na carcaça e um número par de passes nos tubos

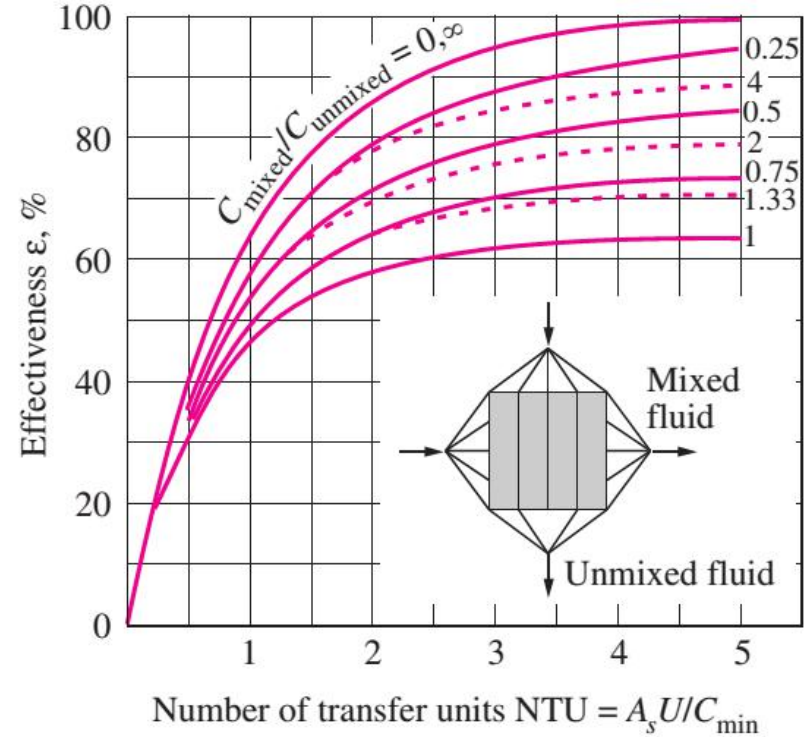
Efetividade do trocador de tubo e carcaça com dois passes na carcaça e duas vezes um número par de passes nos tubos

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE



(e) Cross-flow with both fluids unmixed

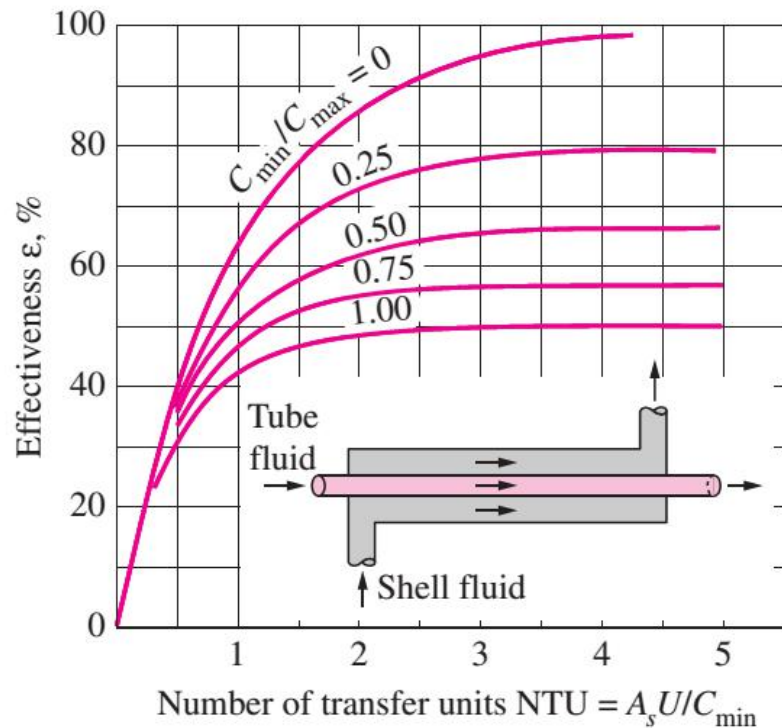
Eficiência do trocador de correntes cruzadas com os fluidos não misturados



(f) Cross-flow with one fluid mixed and the other unmixed

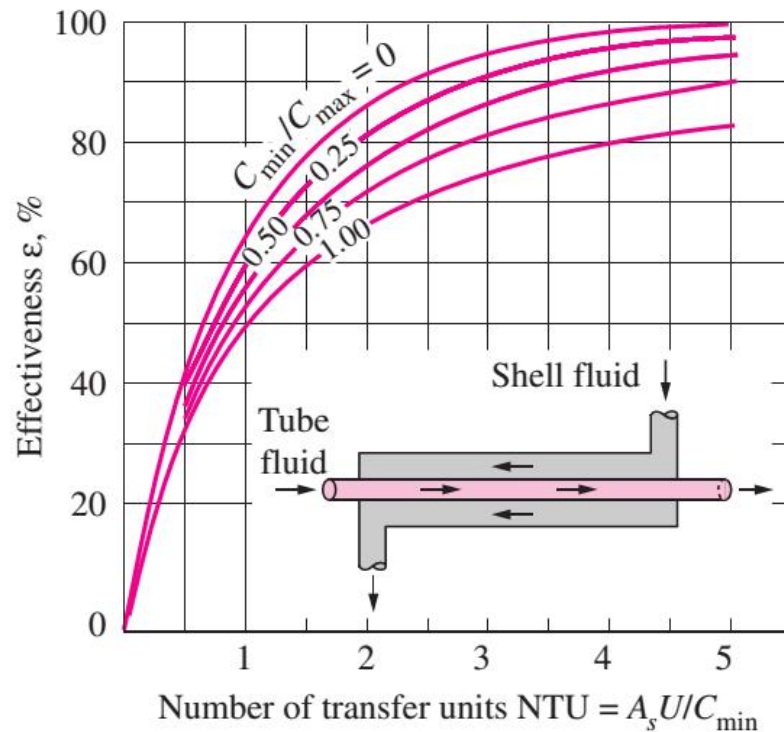
Eficiência do trocador de correntes cruzadas com um fluido misturado

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE



(a) Parallel-flow

Efetividade do trocador correntes paralelas



(b) Counter-flow

Efetividade do trocador contracorrente

Tabela 10-3 Relações da efetividade para trocadores de calor

$$N = NUT = \frac{UA}{C_{\min}} \quad C = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}$$

Geometria do escoamento

Relação

Tubo duplo

Correntes paralelas

$$\epsilon = \frac{1 - \exp[-N(1 + C)]}{1 + C}$$

Contracorrente

$$\epsilon = \frac{1 - \exp[-N(1 - C)]}{1 - C \exp[-N(1 - C)]}$$

Contracorrente, $C = 1$

$$\epsilon = \frac{N}{N + 1}$$

Escoamento cruzado

Ambos os fluidos
não misturados

$$\epsilon = 1 - \exp\left[\frac{\exp(-NCn) - 1}{Cn}\right] \quad \text{onde } n = N^{-0,32}$$

Ambos os fluidos
misturados

$$\epsilon = \left[\frac{1}{1 - \exp(-N)} + \frac{C}{1 - \exp(-NC)} - \frac{1}{N} \right]^{-1}$$

$C_{\max}$ misturado, $C_{\min}$ não misturado $\epsilon = (1/C)\{1 - \exp[-C(1 - e^{-N})]\}$

$C_{\max}$ não misturado, $C_{\min}$ misturado $\epsilon = 1 - \exp\{-(1/C)[1 - \exp(-NC)]\}$

Tubo e carcaça

Um passe na carcaça

$$\epsilon = 2 \left\{ 1 + C + (1 + C^2)^{1/2} \frac{1 + \exp[-N(1 + C^2)^{1/2}]}{1 - \exp[-N(1 + C^2)^{1/2}]} \right\}^{-1}$$

2, 4, 6 passes nos tubos

Todos os trocadores, $C = 0$

$$\epsilon = 1 - e^{-N}$$

NTU relations for heat exchangers $NTU = UA_s/C_{\min}$ and $c = C_{\min}/C_{\max} = (\dot{m}C_p)_{\min}/(\dot{m}C_p)_{\max}$ (Kays and London, Ref. 5.)

Heat exchanger type

NTU relation

1 Double-pipe:

Parallel-flow

$$NTU = -\frac{\ln[1 - \epsilon(1 + c)]}{1 + c}$$

Counter-flow

$$NTU = \frac{1}{c - 1} \ln\left(\frac{\epsilon - 1}{\epsilon c - 1}\right)$$

2 Shell and tube:

One-shell pass

2, 4, . . . tube passes

$$NTU = -\frac{1}{\sqrt{1 + c^2}} \ln\left(\frac{2/\epsilon - 1 - c - \sqrt{1 + c^2}}{2/\epsilon - 1 - c + \sqrt{1 + c^2}}\right)$$

3 Cross-flow (single-pass)

$C_{\max}$ mixed,

$C_{\min}$ unmixed

$$NTU = -\ln\left[1 + \frac{\ln(1 - \epsilon c)}{c}\right]$$

$C_{\min}$ mixed,

$C_{\max}$ unmixed

$$NTU = -\frac{\ln[c \ln(1 - \epsilon) + 1]}{c}$$

4 All heat exchangers

with $c = 0$

$$NTU = -\ln(1 - \epsilon)$$

Tabela 10-4 Relações do NUT para trocadores de calor

$$C = C_{\min}/C_{\max} \quad \epsilon = \text{efetividade}$$

$$N = \text{NUT} = UA/C_{\min}$$

Geometria do escoamento

Relação

Tubo duplo

Correntes paralelas

$$N = \frac{-\ln [1 - (1 + C)\epsilon]}{1 + C}$$

Contracorrente

$$N = \frac{1}{C - 1} \ln \left(\frac{\epsilon - 1}{C\epsilon - 1} \right)$$

Contracorrente, $C = 1$

$$N = \frac{\epsilon}{1 - \epsilon}$$

Escoamento cruzado

$C_{\max}$ misturado, $C_{\min}$ não misturado

$$N = -\ln \left[1 + \frac{1}{C} \ln (1 - C\epsilon) \right]$$

$C_{\max}$ não misturado, $C_{\min}$ misturado

$$N = \frac{-1}{C} [1 + C \ln (1 - \epsilon)]$$

Tubo e carcaça

Um passe na carcaça,

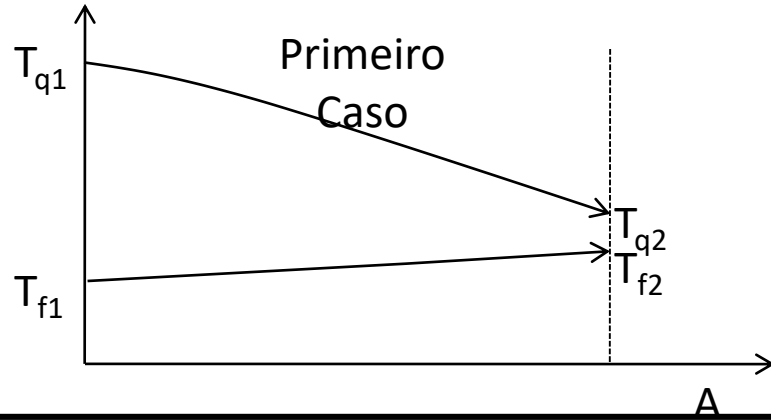
2, 4, 6 passes nos tubos

$$N = -(1 + C^2)^{-1/2} \ln \left[\frac{2/\epsilon - 1 - C - (1 + C^2)^{1/2}}{2/\epsilon - 1 - C + (1 + C^2)^{1/2}} \right]$$

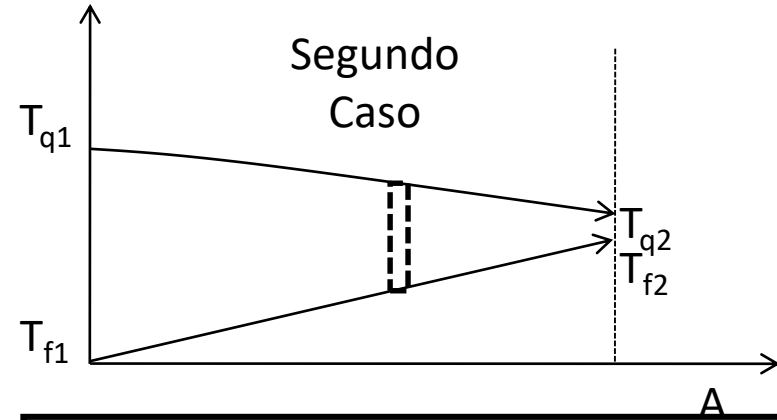
Todos os trocadores, $C = 0$

$$N = -\ln (1 - \epsilon)$$

TROCADOR DE CALOR TUBO DUPLO CORRENTES PARALELAS



$$\Delta T_q > \Delta T_f \Rightarrow \dot{m}_q c_q < \dot{m}_f c_f \Rightarrow (\dot{m}c)_{\min} = \dot{m}_q c_q$$



$$\Delta T_f > \Delta T_q \Rightarrow \dot{m}_f c_f < \dot{m}_q c_q \Rightarrow (\dot{m}c)_{\min} = \dot{m}_f c_f$$

Cosideremos o Segundo Caso $\Rightarrow (\dot{m}c)_{\min} = \dot{m}_f c_f$

$$C = \frac{(\dot{m}c)_{\min}}{(\dot{m}c)_{\max}} = \frac{\dot{m}_f c_f}{\dot{m}_q c_q}$$

$$\epsilon_f = \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{\dot{m}_f c_f (T_{f2} - T_{f1})}{\dot{m}_f c_f (T_{q1} - T_{f1})} \Rightarrow \boxed{\epsilon_f = \frac{(T_{f2} - T_{f1})}{(T_{q1} - T_{f1})}}$$

balanço em uma área diferencial dA:

$$dQ = U dA (T_q - T_f) = \dot{m}_q c_q (-dT_q) = \dot{m}_f c_f (dT_f) \quad [1]$$

$$\text{logo: } \boxed{dT_q = \frac{-U dA (T_q - T_f)}{\dot{m}_q c_q}} \quad [2]$$

$$\dot{m}_q c_q (-dT_q) = \dot{m}_f c_f (dT_f) \Rightarrow \text{subtraindo } \dot{m}_f c_f (dT_q)$$

$$\dot{m}_q c_q (-dT_q) - \dot{m}_f c_f (dT_q) = \dot{m}_f c_f (dT_f) - \dot{m}_f c_f (dT_q) \quad \times (-1)$$

$$\boxed{(dT_q) [\dot{m}_q c_q + \dot{m}_f c_f] = \dot{m}_f c_f [dT_q - dT_f]} \quad [3]$$

Substituindo [2] em [3], teremos:

$$(dT_q) [\dot{m}_q c_q + \dot{m}_f c_f] = \frac{-U dA (T_q - T_f)}{\dot{m}_q c_q} [\dot{m}_q c_q + \dot{m}_f c_f] = \dot{m}_f c_f [dT_q - dT_f]$$

$$\frac{(dT_q - dT_f)}{(T_q - T_f)} = \frac{-U dA}{\dot{m}_q c_q \times \dot{m}_f c_f} [\dot{m}_q c_q + \dot{m}_f c_f] \Rightarrow \text{sendo: } C = \frac{(\dot{m}c)_{\min}}{(\dot{m}c)_{\max}} = \frac{\dot{m}_f c_f}{\dot{m}_q c_q}$$

Teremos:

$$\frac{(dT_q - dT_f)}{(T_q - T_f)} = \frac{-UdA}{(\dot{m}c)_{\min}} \left[1 + \frac{(\dot{m}c)_{\min}}{(\dot{m}c)_{\max}} \right] \Rightarrow \frac{(dT_q - dT_f)}{(T_q - T_f)} = \frac{-UdA}{(\dot{m}c)_{\min}} [1 + C]$$

Integrando a área de 0 a A e o termo dT teremos:

$$\ln \left(\frac{(T_{q2} - T_{f2})}{(T_{q1} - T_{f1})} \right) = \frac{-UA}{(\dot{m}c)_{\min}} [1 + C] \quad \text{sendo: } NTU = \frac{UA}{(\dot{m}c)_{\min}}$$

$$\Rightarrow \frac{(T_{q2} - T_{f2})}{(T_{q1} - T_{f1})} = e^{-NTU[1+C]} \quad [4]$$

$$\Rightarrow \epsilon_f = \frac{(T_{f2} - T_{f1})}{(T_{q1} - T_{f1})} \rightarrow \text{Balanço Térmico nos dá: } \dot{m}_q c_q (T_{q1} - T_{q2}) = \dot{m}_f c_f (T_{f2} - T_{f1})$$

$$\text{Do balanço teremos: } T_{q2} = T_{q1} + \frac{\dot{m}_f c_f (T_{f1} - T_{f2})}{\dot{m}_q c_q} \Rightarrow T_{q2} = T_{q1} + C(T_{f1} - T_{f2}) \quad [5]$$

Subtraindo a Equação [5] de (T_{f2}) e dividindo por $(T_{q1} - T_{f1})$, encontra-se:

$$\frac{(T_{q2} - T_{f2})}{(T_{q1} - T_{f1})} = \frac{T_{q1}}{(T_{q1} - T_{f1})} + C \frac{(T_{f1} - T_{f2})}{(T_{q1} - T_{f1})} - \frac{T_{f2}}{(T_{q1} - T_{f1})} \quad \text{somando e subtraindo: } \frac{(T_{f1})}{(T_{q1} - T_{f1})}$$

$$\frac{(T_{q2} - T_{f2})}{(T_{q1} - T_{f1})} = \frac{T_{q1}}{(T_{q1} - T_{f1})} + C \frac{(T_{f1} - T_{f2})}{(T_{q1} - T_{f1})} - \frac{T_{f2}}{(T_{q1} - T_{f1})} + \frac{(T_{f1})}{(T_{q1} - T_{f1})}$$

$$\frac{(T_{q2} - T_{f2})}{(T_{q1} - T_{f1})} = \frac{(T_{q1} - T_{f1})}{(T_{q1} - T_{f1})} + C \frac{(T_{f1} - T_{f2})}{(T_{q1} - T_{f1})} + \frac{(T_{f1} - T_{f2})}{(T_{q1} - T_{f1})} \Rightarrow \epsilon = \frac{(T_{f2} - T_{f1})}{(T_{q1} - T_{f1})}$$

$$\frac{(T_{q2} - T_{f2})}{(T_{q1} - T_{f1})} = 1 - \epsilon C - \epsilon \quad [6]$$

De [4] em [6] tem-se:

$$\frac{(T_{q2} - T_{f2})}{(T_{q1} - T_{f1})} = e^{-NTU[1+C]} = 1 - \epsilon C - \epsilon \Rightarrow \epsilon = \frac{1 - e^{-NTU[1+C]}}{1 + C}$$

TROCADOR DE CALOR TUBO DUPLO CONTRACORRENTE

Obtenção da Efetividade:

$$\epsilon = \frac{Q}{Q_{\text{máx}}}$$

$\epsilon = f(C, NUT, Geometria) \rightarrow$ Obter via gráfico ou equações!!!

$$\text{sendo: } C = \frac{(\dot{m}c)_{\min}}{(\dot{m}c)_{\text{máx}}} \quad \text{e} \quad NUT = \frac{UA}{(\dot{m}c)_{\min}}$$

**Veja nas tabelas e gráficos
as formas de obter a
efetividade**

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

Exemplo: Uma vazão de 3,0 kg/s de óleo a 100°C é utilizada para aquecer 2,0 kg/s de ar de 20 até 80°C em um trocador de calor de tubo e carcaça. O trocador tem seis passes nos tubos por onde escoa o óleo e um passe na carcaça por onde escoa o ar. O calor específico do óleo é 2100 J/(kg.°C) e do ar 1009 J/(kg.°C). Calcule a área necessária para este trocador de calor se $U=200\text{W}/(\text{m}^2.\text{°C})$.

O balanço de energia neste caso vale:

$$\dot{m}_q c_q (T_{qe} - T_{qs}) = \dot{m}_f c_f (T_{fs} - T_{fe})$$

$$3 \times 2100 \times (100 - T_{qs}) = 2 \times 1009 \times (80 - 20)$$

$$T_{qs} = 80,78^\circ\text{C}$$

Logo:

$$\left. \begin{aligned} \dot{m}_q c_q &= 3 \times 2100 = 6300 \frac{\text{W}}{^\circ\text{C}} \\ \dot{m}_f c_f &= 2 \times 1009 = 2018 \frac{\text{W}}{^\circ\text{C}} \end{aligned} \right\} C = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{2018}{6300} \Rightarrow C = 0,3203$$

$$\text{A efetividade vale: } \epsilon = \frac{(T_{f2} - T_{f1})}{(T_{q1} - T_{f1})} = \frac{(80 - 20)}{(100 - 20)} \rightarrow \epsilon = 0,75$$

O NUT pode ser obtido tanto da Figura da próxima página, quanto da relação analítica da Tabela na página seguinte. Para padronizar os valores usados no cálculo, iremos adotar a tabela.

$$N = -(1 + C^2)^{-\frac{1}{2}} \ln \left[\frac{2/\epsilon - 1 - C - (1 + C^2)^{\frac{1}{2}}}{2/\epsilon - 1 - C + (1 + C^2)^{\frac{1}{2}}} \right]$$

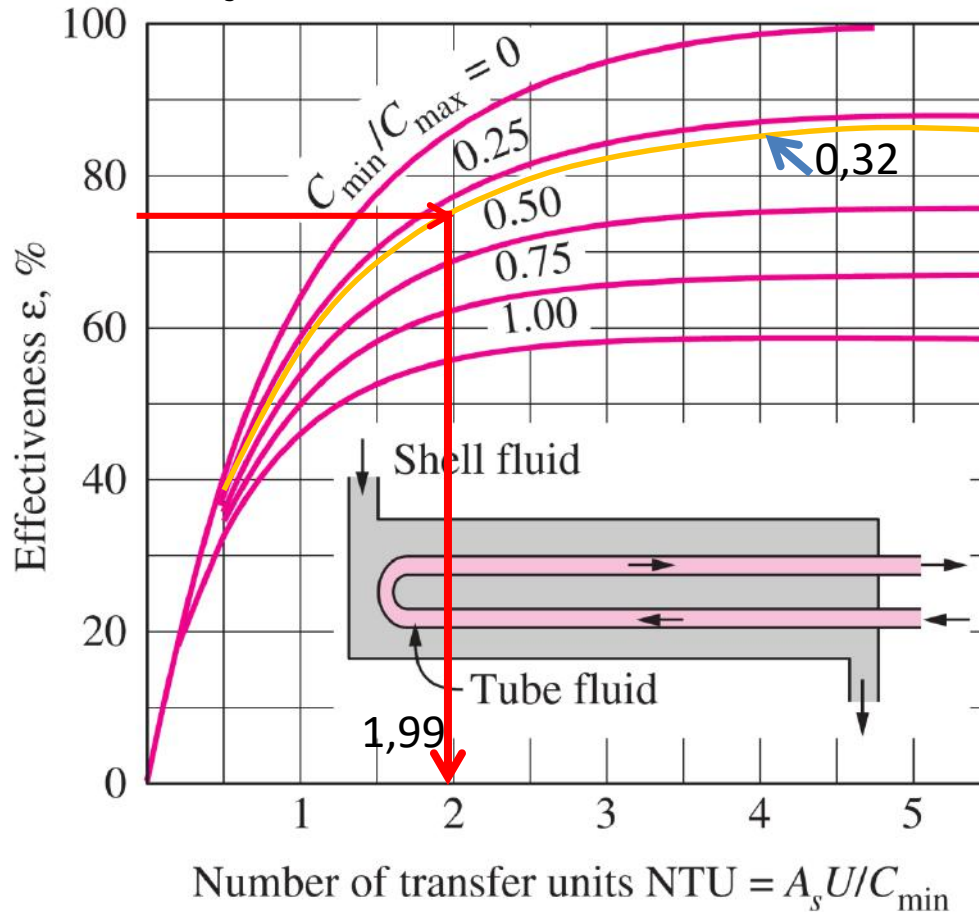
$$\text{Neste caso } C = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}, \quad \epsilon = \text{efetividade e } N = \text{NUT} = \frac{UA}{C_{\min}}$$

Substituindo os valores obtem-se:

$$N = -(1 + 0,3203^2)^{-\frac{1}{2}} \ln \left[\frac{2/0,75 - 1 - 0,3203 - (1 + 0,3203^2)^{\frac{1}{2}}}{2/0,75 - 1 - 0,3203 + (1 + 0,3203^2)^{\frac{1}{2}}} \right] \Rightarrow N = 1,99$$

A área é então calculada através de:

$$A = \text{NUT} \frac{C_{\min}}{U} = 1,99 \times \frac{2018 \frac{\text{W}}{^\circ\text{C}}}{200 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}} \Rightarrow A = 20,09 \text{m}^2$$



Efetividade do trocador de tubo e carcaça com um passe na carcaça e um número par de passes nos tubos

(c) One-shell pass and 2, 4, 6, ... tube passes

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

Tabela 10-4 Relações do NUT para trocadores de calor

$$C = C_{\min}/C_{\max} \quad \epsilon = \text{efetividade}$$

$$N = \text{NUT} = UA/C_{\min}$$

Geometria do escoamento

Relação

Tubo duplo

Correntes paralelas $N = \frac{-\ln [1 - (1 + C)\epsilon]}{1 + C}$

Contracorrente $N = \frac{1}{C - 1} \ln \left(\frac{\epsilon - 1}{C\epsilon - 1} \right)$

Contracorrente, $C = 1$ $N = \frac{\epsilon}{1 - \epsilon}$

Escoamento cruzado

$C_{\max}$ misturado, $C_{\min}$ não misturado $N = -\ln \left[1 + \frac{1}{C} \ln (1 - C\epsilon) \right]$

$C_{\max}$ não misturado, $C_{\min}$ misturado $N = \frac{-1}{C} [1 + C \ln (1 - \epsilon)]$

Tubo e carcaça

Um passe na carcaça,
2, 4, 6 passes nos tubos $N = -(1 + C^2)^{-1/2} \ln \left[\frac{2/\epsilon - 1 - C - (1 + C^2)^{1/2}}{2/\epsilon - 1 - C + (1 + C^2)^{1/2}} \right]$

Todos os trocadores, $C = 0$

$$N = -\ln (1 - \epsilon)$$

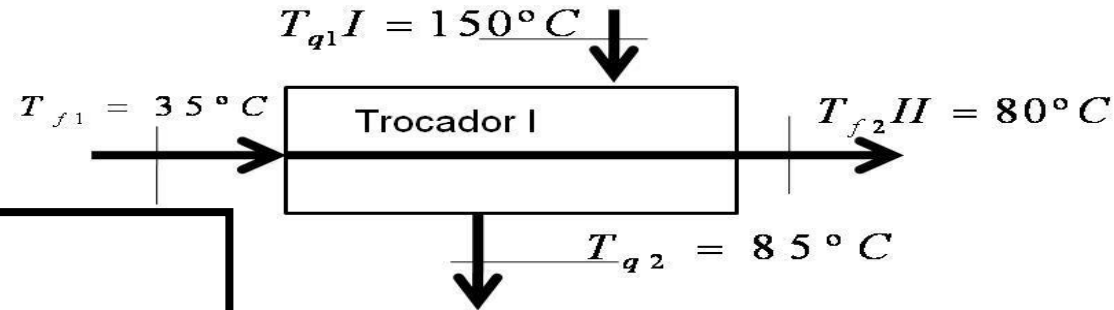
NTU relations for heat exchangers $NTU = UA_s/C_{\min}$ and $c = C_{\min}/C_{\max} = (\dot{m}C_p)_{\min}/(\dot{m}C_p)_{\max}$ (Kays and London, Ref. 5.)

Heat exchanger type	NTU relation
1 Double-pipe: Parallel-flow	$NTU = -\frac{\ln [1 - \epsilon(1 + c)]}{1 + c}$
Counter-flow	$NTU = \frac{1}{c - 1} \ln \left(\frac{\epsilon - 1}{c\epsilon - 1} \right)$
2 Shell and tube: One-shell pass 2, 4, . . . tube passes	$NTU = -\frac{1}{\sqrt{1 + c^2}} \ln \left(\frac{2/\epsilon - 1 - c - \sqrt{1 + c^2}}{2/\epsilon - 1 - c + \sqrt{1 + c^2}} \right)$
3 Cross-flow (single-pass) $C_{\max}$ mixed, $C_{\min}$ unmixed	$NTU = -\ln \left[1 + \frac{\ln (1 - \epsilon c)}{c} \right]$
$C_{\min}$ mixed, $C_{\max}$ unmixed	$NTU = -\frac{\ln [c \ln (1 - \epsilon) + 1]}{c}$
4 All heat exchangers with $c = 0$	$NTU = -\ln (1 - \epsilon)$

Exemplo: Um trocador de calor de tubo duplo de contracorrente é utilizado para aquecer 1,25 kg/s de água de 35 a 80°C pelo resfriamento de um óleo [$c_p=2,0$ kJ/(kg.°C)] de 150 para 85°C. O coeficiente global de transferência de calor é 850W/m².°C. Um arranjo semelhante deve ser construído em um outro local, porém deseja-se comparar o desempenho de um único trocador de calor de contracorrente com dois trocadores de calor de contracorrente menores ligados em série no lado da água e em paralelo no lado do óleo, como mostrado no esquema. A vazão de óleo é dividida igualmente entre os dois trocadores e pode-se admitir que o coeficiente global de transferência de calor para os trocadores menores seja o mesmo do trocador maior. Se os trocadores menores custam 20 por cento mais por unidade de área superficial, determine qual o arranjo mais econômico: um trocador grande ou dois trocadores pequenos de mesmas dimensões.

Devemos calcular as áreas superficiais necessárias para ambas as alternativas e daí então comparar os custos. Para um trocador grande teremos:

Para um trocador grande teremos:



O balanço de energia neste caso vale:

$$\dot{m}_f c_f = 1,25 \times 4180 \Rightarrow \boxed{\dot{m}_f c_f = 5225 \frac{W}{^{\circ}C}}$$

$$\dot{m}_q c_q = ? \rightarrow \dot{m}_q = ?$$

Porém, temos que:

$$Q = \dot{m}_q c_q (T_{qe} - T_{qs}) = \dot{m}_f c_f (T_{fs} - T_{fe})$$

$$\dot{m}_q c_q = \frac{\dot{m}_f c_f (T_{fs} - T_{fe})}{(T_{qe} - T_{qs})} = \frac{5225(80 - 35)}{(150 - 85)} \Rightarrow \boxed{\dot{m}_q c_q = 3617 \frac{W}{^{\circ}C}}$$

$$\text{Agora podemos determinar } C = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{3617}{5225} \Rightarrow \boxed{C = 0,692}$$

$$\epsilon_q = \frac{(T_{qe} - T_{qs})}{(T_{qe} - T_{fe})} = \frac{(150 - 85)}{(150 - 35)} \Rightarrow \boxed{\epsilon_q = 0,565}$$

Usando a tabela encontraremos:

$$N = \frac{1}{C-1} \ln \left(\frac{\epsilon - 1}{C \epsilon - 1} \right) = \frac{1}{0,692 - 1} \ln \left(\frac{0,565 - 1}{0,692 \times 0,565 - 1} \right) \Rightarrow \boxed{N = 1,09}$$

A área é então calculada através de:

$$A = NUT \frac{C_{\min}}{U} = 1,09 \times \frac{3617 \frac{W}{^{\circ}C}}{850 \frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}C}} \Rightarrow \boxed{A = 4,65 m^2}$$

Tabela 10-3 Relações da efetividade para trocadores de calor

$$N = NUT = \frac{UA}{C_{mfn}} \quad C = \frac{C_{mfn}}{C_{máx}}$$

Geometria do escoamento

Relação

Tubo duplo

Correntes paralelas

$$\epsilon = \frac{1 - \exp[-N(1 + C)]}{1 + C}$$

Contracorrente

$$\epsilon = \frac{1 - \exp[-N(1 - C)]}{1 - C \exp[-N(1 - C)]}$$

Contracorrente, $C = 1$

$$\epsilon = \frac{N}{N + 1}$$

Escoamento cruzado

Ambos os fluidos
não misturados

$$\epsilon = 1 - \exp\left[\frac{\exp(-NCn) - 1}{Cn}\right] \quad \text{onde } n = N^{-0,22}$$

Ambos os fluidos
misturados

$$\epsilon = \left[\frac{1}{1 - \exp(-N)} + \frac{C}{1 - \exp(-NC)} - \frac{1}{N} \right]^{-1}$$

$C_{máx}$ misturado, $C_{mín}$ não misturado $\epsilon = (1/C)\{1 - \exp[-C(1 - e^{-N})]\}$

$C_{máx}$ não misturado, $C_{mín}$ misturado $\epsilon = 1 - \exp\{- (1/C)[1 - \exp(-NC)]\}$

Tubo e carcaça

Um passe na carcaça
2, 4, 6 passes nos tubos

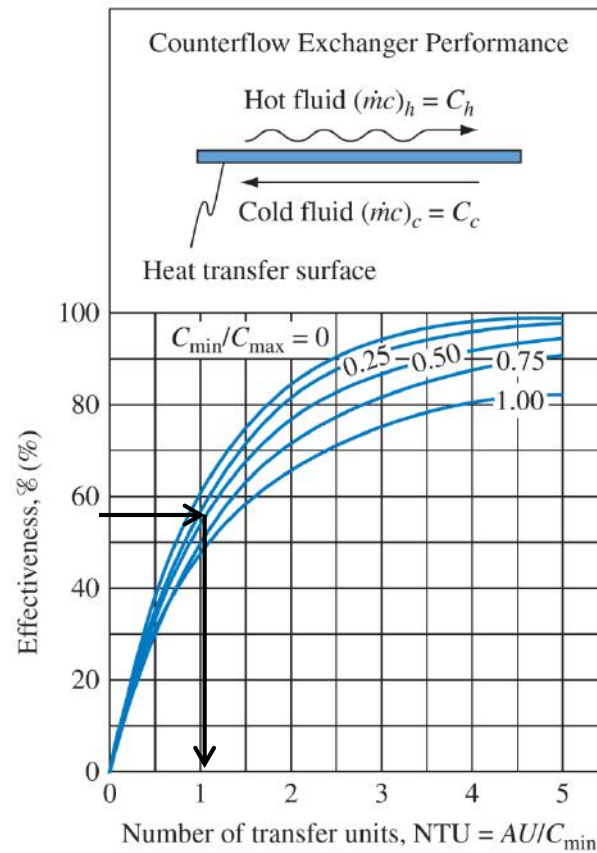
$$\epsilon = 2 \left\{ 1 + C + (1 + C^2)^{1/2} \frac{1 + \exp[-N(1 + C^2)^{1/2}]}{1 - \exp[-N(1 + C^2)^{1/2}]} \right\}^{-1}$$

Todos os trocadores, $C = 0$

$$\epsilon = 1 - e^{-N}$$

$$\epsilon_q = 0,565$$

$$C=0,692$$

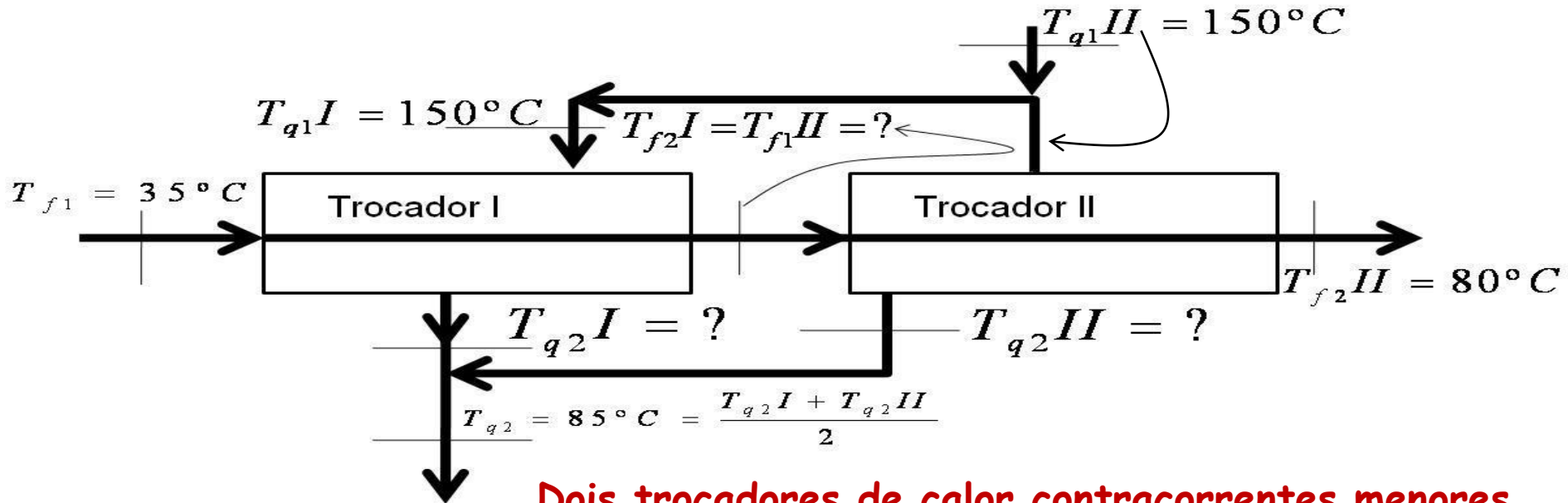


Efetividade do trocador contracorrente

FIGURE 8.19 Heat exchanger effectiveness for counterflow.

Source: With permission from Kays and London [10].

Para o trocador pequeno teremos:



Dois trocadores de calor contracorrentes menores ligados em série no lado da água e em paralelo no lado do óleo

Para o trocador pequeno teremos:

O balanço de energia neste caso vale:

Neste caso a vazão do Óleo deve ser dividida, alimentação em paralelo.

$$\Rightarrow \frac{\dot{m}_q c_q}{2} = \frac{3617}{2} = 1808,50 \frac{W}{^{\circ}C}$$

Como a água esta alimentando em série a vazão é mantida.

$$\dot{m}_f c_f (T_{f2II} - T_{f1II}) = \frac{\dot{m}_q c_q}{2} (T_{q1II} - T_{q2II})$$

$$\Rightarrow 5225(80 - T_{f1II}) = 1808,50(150 - T_{q2II})$$

$$T_{f1II} = +28,08 + 0,35T_{q2II} [1]$$

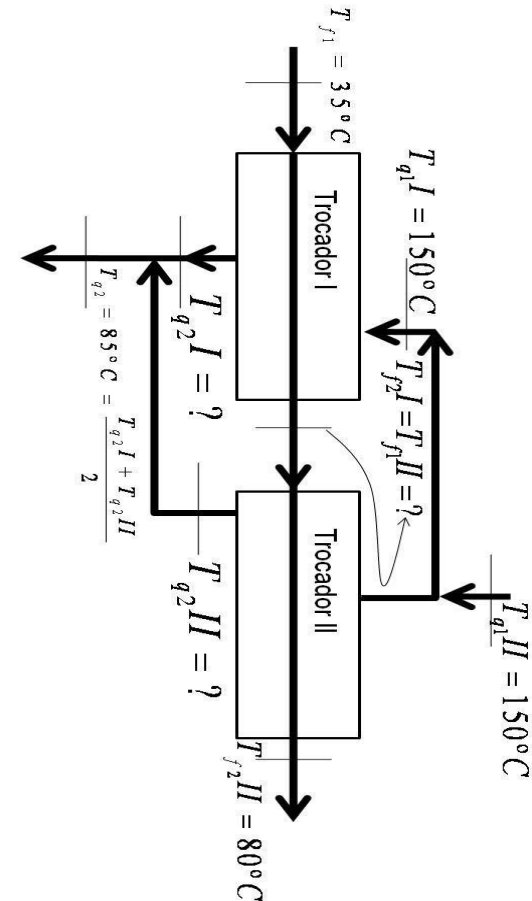
Sabemos que:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Para o trocador 1: } C = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{1808,50}{5225} \\ \text{Para o trocador 2: } C = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{1808,50}{5225} \end{array} \right\} \Rightarrow C = 0,346$$

Sabemos que:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Para o trocador 1: } NUT = \frac{UA}{C_{\min}} \\ \text{Para o trocador 2: } NUT = \frac{UA}{C_{\min}} \end{array} \right\} \Rightarrow \text{Igual para os dois}$$

Mesma efetividade



Para o trocador pequeno teremos:

$$\left. \begin{aligned} \epsilon_1 &= \frac{(T_{q1I} - T_{q2I})}{(T_{q1I} - T_{f1I})} = \frac{(150 - T_{q2I})}{(150 - 35)} \\ \epsilon_2 &= \frac{(T_{q1II} - T_{q2II})}{(T_{q1II} - T_{f1II})} = \frac{(150 - T_{q2II})}{(150 - T_{f1II})} \end{aligned} \right\} \epsilon_1 = \epsilon_2 \Rightarrow \frac{(150 - T_{q2I})}{(150 - 35)} = \frac{(150 - T_{q2II})}{(150 - T_{f1II})} [2]$$

Sabemos ainda que:

$$T_{q2} = \frac{T_{q2II} + T_{q2I}}{2} = 85^\circ C \Rightarrow T_{q2I} = 170 - T_{q2II} [3]$$

Temos 3 equações e 3 incógnitas (T_{q2I} , T_{q2II} , T_{f1II}).

$$\frac{(150 - 170 + T_{q2II})}{(150 - 35)} = \frac{(150 - T_{q2II})}{(150 - 28,08 - 0,35T_{q2II})} \Rightarrow T_{q2II} = 93^\circ C$$

$$\Rightarrow T_{q2I} = 170 - 93 = 77^\circ C \Rightarrow T_{f1II} = 28,08 + 0,35 \times 93 = 60,63^\circ C$$

$$\left. \begin{aligned} \Rightarrow \epsilon_1 &= \frac{(150 - 77)}{(150 - 35)} \Rightarrow \epsilon_1 \approx 0,635 \\ \Rightarrow \epsilon_2 &= \frac{(150 - 93)}{(150 - 60,63)} \Rightarrow \epsilon_2 \approx 0,635 \end{aligned} \right\} \text{Confirmando}$$

Vamos usar a correlação para o cálculo de N (Trocador em contracorrente):

Usando a tabela encontraremos:

$$N = \frac{1}{C-1} \ln \left(\frac{\epsilon - 1}{C \times \epsilon - 1} \right) = \frac{1}{0,346-1} \ln \left(\frac{0,635-1}{0,346 \times 0,635-1} \right) \Rightarrow N = 1,16$$

A área é então calculada através de:

$$A = NUT \frac{C_{\min}}{U}$$

$$\Rightarrow A = 1,16 \times \frac{\frac{3617}{2} \frac{W}{^\circ C}}{850 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}}$$

$$\Rightarrow A = 2,47 m^2 \text{ Por trocador de calor}$$

$$A_{\text{total}} = 2 \times 2,47 m^2 \Rightarrow A_{\text{total}} = 4,94 m^2$$

Portanto, comparando com o trocador da primeira situação tivemos um aumento na área (o que acarreta aumento no custo). Deve-se notar, entretanto, que os custos de bombeamento para o óleo serão provavelmente menores com os dois trocadores pequenos, sendo este um dado importante na decisão em favor dos trocadores pequenos se os custos de bombeamento representarem um fator econômico significativo!!

$$\epsilon_q = 0,635$$

$$C = 0,346$$

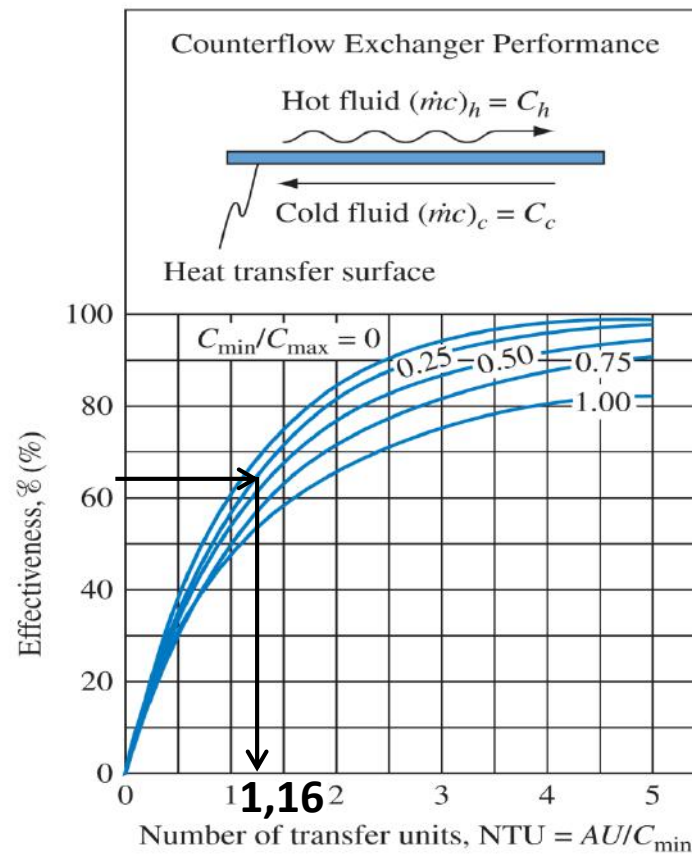


FIGURE 8.19 Heat exchanger effectiveness for counterflow.

Source: With permission from Kays and London [10].

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

EXERCÍCIO PROPOSTO: Um trocador de calor (condensador) usando vapor da exaustão de uma turbina na pressão de 10cm Hg (13,33 kPa) será usado para aquecer 3,15 kg/s de água do mar ($c=3,98 \text{ kJ/kg.K}$) de 16°C para 44°C . O trocador precisa ser dimensionado para uma passagem pela carcaça e quatro passagens pelo tubo com 60 circuitos tubulares paralelos de 2,49 cm de diâmetro interno e 2,81 cm de diâmetro externo de tubos de latão ($k=100 \text{ W/m.K}$). Para um trocador limpo, os coeficientes de transferência de calor médios nos lados de vapor e água são estimados como sendo 3,4 e $1,7 \text{ kW/m}^2.\text{K}$, respectivamente. Calcule o comprimento necessário do tubo para serviços de longo prazo.

Temp. °C	Pressão kPa	Volume específico m³ / kg		Energia interna kJ / kg		Entalpia kJ / kg		Entropia kJ / (kg.K)	
		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor
0,01	0,6113	0,001000	206,132	0,00	2375,3	0,00	2501,3	0,0000	9,1562
5	0,8721	0,001000	147,118	20,97	2382,2	20,98	2510,5	0,0761	9,0257
10	1,2276	0,001000	106,377	41,99	2389,2	41,99	2519,7	0,1510	8,9007
15	1,7051	0,001001	77,925	62,98	2396,0	62,98	2528,9	0,2245	8,7813
20	2,3385	0,001002	57,790	83,94	2402,9	83,94	2538,1	0,2966	8,6671
25	3,1691	0,001003	43,359	104,86	2409,8	104,87	2547,2	0,3673	8,5579
30	4,2461	0,001004	32,893	125,77	2416,6	125,77	2556,2	0,4369	8,4533
35	5,6280	0,001006	25,216	146,65	2423,4	146,66	2565,3	0,5052	8,3530
40	7,3837	0,001008	19,523	167,53	2430,1	167,54	2574,3	0,5724	8,2569
45	9,5934	0,001010	15,258	188,41	2436,8	188,42	2583,2	0,6386	8,1647
50	12,350	0,001012	12,032	209,30	2443,5	209,31	2592,1	0,7037	8,0762
55	15,758	0,001015	9,568	230,19	2450,1	230,20	2600,9	0,7679	7,9912
60	19,941	0,001017	7,671	251,09	2456,6	251,11	2609,6	0,8311	7,9095
65	25,033	0,001020	6,197	272,00	2463,1	272,03	2618,2	0,8934	7,8309
70	31,188	0,001023	5,042	292,93	2469,5	292,96	2626,8	0,9548	7,7552
75	38,578	0,001026	4,131	313,87	2475,9	313,91	2635,3	1,0154	7,6824
80	47,390	0,001029	3,407	334,84	2482,2	334,88	2643,7	1,0752	7,6121
85	57,834	0,001032	2,828	355,82	2488,4	355,88	2651,9	1,1342	7,5444
90	70,139	0,001036	2,361	376,82	2494,5	376,90	2660,1	1,1924	7,4790
95	84,554	0,001040	1,982	397,86	2500,6	397,94	2668,1	1,2500	7,4158
MPa									
100	0,10135	0,001044	1,6729	418,91	2506,5	419,02	2676,0	1,3068	7,3548
105	0,12082	0,001047	1,4194	440,00	2512,3	440,13	2683,8	1,3629	7,2958
110	0,14328	0,001052	1,2102	461,12	2518,1	461,27	2691,5	1,4184	7,2386
115	0,16906	0,001056	1,0366	482,28	2523,7	482,46	2699,0	1,4733	7,1832
120	0,19853	0,001060	0,8919	503,48	2529,2	503,69	2706,3	1,5275	7,1295
125	0,23210	0,001065	0,77059	524,72	2534,6	524,96	2713,5	1,5812	7,0774

Type of Fluid	Fouling Factor, R_d (m² K/W)
Seawater	
→ below 325 K	→ 0.00009
above 325 K	0.0002
Treated boiler feedwater above 325 K	0.0002
Fuel oil	0.0009
Quenching oil	0.0007
Alcohol vapors	0.00009
→ Steam, non-oil-bearing	→ 0.00009
Industrial air	0.0004
Refrigerating liquid	0.0002

Source: Courtesy of the Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association.

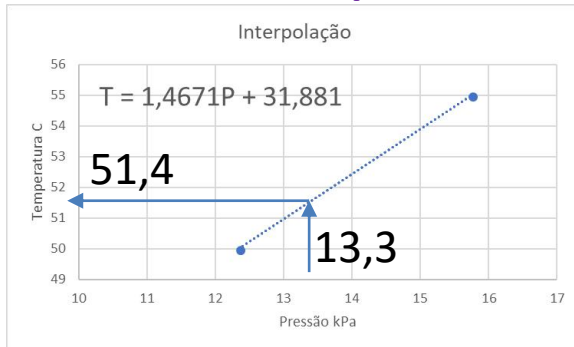
CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

EXERCÍCIO PROPOSTO: Um trocador de calor (condensador) usando vapor da exaustão de uma turbina na pressão de 10cm Hg (13,33 kPa) será usado para aquecer 3,15 kg/s de água do mar ($c=3,98$ kJ/kg.K) de 16 °C para 44°C. O trocador precisa ser dimensionado para uma passagem pela carcaça e quatro passagens pelo tubo com 60 circuitos tubulares paralelos de 2,49 cm de diâmetro interno e 2,81 cm de diâmetro externo de tubos de latão ($k=100$ W/m.K). Para um trocador limpo, os coeficientes de transferência de calor médios nos lados de vapor e água são estimados como sendo 3,4 e 1,7 kW/m².K, respectivamente. Calcule o comprimento necessário do tubo para serviços de longo prazo.

Primeiramente determinamos a efetividade do referido trocador de calor. Porém, a sua determinação depende do conhecimento de: $NTU=UA/C_{\min}$, $C_{\min}/C_{\max}$ ou todas as 4 temperaturas envolvidas. Nesse caso, conhece-se as 4 temperaturas já que:

- água do mar ($c=3,98$ kJ/kg.K) de 16 °C para 44°C
- Vapor sendo condensado – calor latente – sem alteração de temperatura – Pressão 13,33 kPa – basta consultar uma tabela de vapor saturado para a referida pressão e determinar o valor da temperatura correspondente.

Temp. °C	Pressão kPa
50	12,350
55	15,758

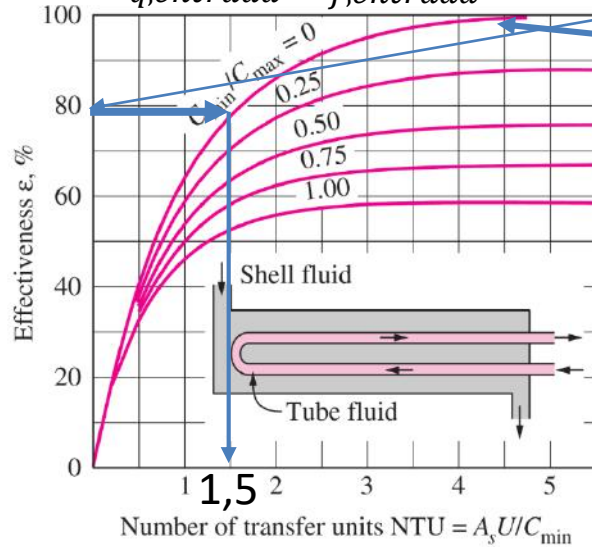


$$\epsilon = \frac{T_{f,saída} - T_{f,entrada}}{T_{q,entrada} - T_{f,entrada}} = \frac{44 - 16}{51,4 - 16} = 0,79$$

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

EXERCÍCIO PROPOSTO: Um trocador de calor (condensador) usando vapor da exaustão de uma turbina na pressão de 10cm Hg (13,33 kPa) será usado para aquecer 3,15 kg/s de água do mar ($c=3,98$ kJ/kg.K) de 16 °C para 44°C. O trocador precisa ser dimensionado para uma passagem pela carcaça e quatro passagens pelo tubo com 60 circuitos tubulares paralelos de 2,49 cm de diâmetro interno e 2,81 cm de diâmetro externo de tubos de latão ($k=100$ W/m.K). Para um trocador limpo, os coeficientes de transferência de calor médios nos lados de vapor e água são estimados como sendo 3,4 e 1,7 kW/m².K, respectivamente. Calcule o comprimento necessário do tubo para serviços de longo prazo.

$$\epsilon = \frac{T_{f,saída} - T_{f,entrada}}{T_{q,entrada} - T_{f,entrada}} = \frac{44 - 16}{51,4 - 16} = 0,79$$



(c) One-shell pass and 2, 4, 6, ... tube passes

Para um condensador, $C_{min}/C_{max}=0$ – logo é possível determinar $NTU=1,5$. O fator de incrustação fornecido para água do mar com temperatura abaixo de 325 K e para valor de água são ambos de 0,00009 (m²K/W).

Type of Fluid	Fouling Factor, R_d (m² K/W)
Seawater	
below 325 K	0.00009
above 325 K	0.0002
Treated boiler feedwater above 325 K	0.0002
Fuel oil	0.0009
Quenching oil	0.0007
Alcohol vapors	0.00009
Steam, non-oil-bearing	0.00009
Industrial air	0.0004
Refrigerating liquid	0.0002

Source: Courtesy of the Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association.

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

EXERCÍCIO PROPOSTO: Um trocador de calor (condensador) usando vapor da exaustão de uma turbina na pressão de 10cm Hg (13,33 kPa) será usado para aquecer 3,15 kg/s de água do mar ($c=3,98 \text{ kJ/kg.K}$) de 16°C para 44°C . O trocador precisa ser dimensionado para uma passagem pela carcaça e quatro passagens pelo tubo com 60 circuitos tubulares paralelos de 2,49 cm de diâmetro interno e 2,81 cm de diâmetro externo de tubos de latão ($k=100 \text{ W/m.K}$). Para um trocador limpo, os coeficientes de transferência de calor médios nos lados de vapor e água são estimados como sendo 3,4 e $1,7 \text{ kW/m}^2.\text{K}$, respectivamente. Calcule o comprimento necessário do tubo para serviços de longo prazo.

Determinamos que:

$$NTU = \frac{U_D A}{C_{min}} = 1,5$$

U_D pode ser determinado com base na área externa:

$$U_D = \frac{1}{\frac{1}{3400} + 0,0009 + \frac{0,0281}{2 \times 100} \ln\left(\frac{2,81}{2,49}\right) + \frac{0,00009 \times 2,81}{2,49} + \frac{2,81}{1700 \times 2,49}} = 857 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

$$\frac{U_D A_0}{C_{min}} = 1,5 \Rightarrow \frac{857 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \times 60 \times 3,1415 \times 2,81 \times 10^{-2} \text{m} \times L}{3,15 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 3980 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}}$$

Logo: $L=4,14\text{m}$

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

Para as estimativas preliminares de parâmetros de tamanho e desempenho de trocadores de calor de carcaça e tubo, basta saber a ordem de magnitude do coeficiente de transferência de calor geral sob as condições médias de serviço. Os valores típicos dos coeficientes de transferência de calor geral recomendados para as estimativas preliminares são dados em tabelas, como por exemplo a Tabela 8.5 ao lado.

TABLE 8.5 Approximate overall heat transfer coefficients for preliminary estimates

Duty	Overall Coefficients, U	
	(Btu/h ft ² °F)	(W/m ² K)
Steam to water		
instantaneous heater	400–600	2,270–3,400
storage-tank heater	175–300	990–1,700
Steam to oil		
heavy fuel	10–30	57–170
light fuel	30–60	170–340
light petroleum distillate	50–200	280–1,130
Steam to aqueous solutions	100–600	570–3,400
Steam to gases	5–50	28–280
Water to compressed air	10–30	57–170
Water to water, jacket water coolers	150–275	850–1,560
Water to lubricating oil	20–60	110–340
Water to condensing oil vapors	40–100	220–570
Water to condensing alcohol	45–120	255–680
Water to condensing Freon-12	80–150	450–850
Water to condensing ammonia	150–250	850–1,400
Water to organic solvents, alcohol	50–150	280–850
Water to boiling Freon-12	50–150	280–850
Water to gasoline	60–90	340–510
Water to gas oil or distillate	35–60	200–340
Water to brine	100–200	570–1,130
Light organics to light organics	40–75	220–425
Medium organics to medium organics	20–60	110–340
Heavy organics to heavy organics	10–40	57–200
Heavy organics to light organics	10–60	57–340
Crude oil to gas oil	30–55	170–310

Source: Adapted from Mueller [31].

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

EXERCÍCIO PROPOSTO: Um trocador de calor de tubo e carcaça com as características dadas a seguir será usado para aquecer 27.000 kg/h de água antes de ser enviada para um sistema de reação. O vapor saturado a 2,36 atm de pressão absoluta está disponível como o meio de aquecimento e será condensado sem sub-resfriamento no lado externo dos tubos. Por experiência prévia, o coeficiente de condensação do lado do vapor pode ser presumido como constante e igual a 11.300 W/m².K. Se a água entra a 16°C, em qual temperatura ela sairá do trocador? Use estimativas razoáveis para os coeficientes de incrustação.

Especificações do trocador de calor:

Tubos: tubos horizontais de cobre com 2,5 cm de diâmetro externo e 2,3 cm de diâmetro interno

Comprimento do tubo de 2,4 m

Número total de tubos 52

Número de passagens do lado do tubo 2

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

Thermodynamic Properties of Liquids

TABLE 13 Water at saturation pressure

Temperature, T			Density, ρ (kg/m ³)	Coefficient of Thermal Expansion, $\beta \times 10^4$ (1/K)	Specific Heat, c_p (J/kg K)	Thermal Conductivity, k (W/m K)	Thermal Diffusivity, $\alpha \times 10^6$ (m ² /s)	Absolute Viscosity, $\mu \times 10^6$ (N s/m ²)	Kinematic Viscosity, $\nu \times 10^6$ (m ² /s)	Prandtl Number, Pr	$\frac{g\beta}{\nu^2} \times 10^{-9}$ (1/K m ³)
°F	K	°C	$\times 6.243 \times 10^{-2}$ = (lb _m /ft ³)	$\times 0.5556$ = (1/R)	$\times 2.388 \times 10^{-4}$ = (Btu/lb _m °F)	$\times 0.5777$ = (Btu/h ft °F)	$\times 3.874 \times 10^4$ = (ft ² /h)	$\times 0.6720$ = (lb _m /ft s)	$\times 3.874 \times 10^4$ = (ft ² /h)		$\times 1.573 \times 10^{-2}$ = (1/R ft ³)
32	273	0	999.9	−0.7	4226	0.558	0.131	1794	1.789	13.7	—
41	278	5	1000	—	4206	0.568	0.135	1535	1.535	11.4	—
50	283	10	999.7	0.95	4195	0.577	0.137	1296	1.300	9.5	0.551
59	288	15	999.1	—	4187	0.585	0.141	1136	1.146	8.1	—
68	293	20	998.2	2.1	4182	0.597	0.143	993	1.006	7.0	2.035
77	298	25	997.1	—	4178	0.606	0.146	880.6	0.884	6.1	—
86	303	30	995.7	3.0	4176	0.615	0.149	792.4	0.805	5.4	4.540
95	308	35	994.1	—	4175	0.624	0.150	719.8	0.725	4.8	—
104	313	40	992.2	3.9	4175	0.633	0.151	658.0	0.658	4.3	8.833
113	318	45	990.2	—	4176	0.640	0.155	605.1	0.611	3.9	—
122	323	50	988.1	4.6	4178	0.647	0.157	555.1	0.556	3.55	14.59
167	348	75	974.9	—	4190	0.671	0.164	376.6	0.366	2.23	—
212	373	100	958.4	7.5	4211	0.682	0.169	277.5	0.294	1.75	85.09
248	393	120	943.5	8.5	4232	0.685	0.171	235.4	0.244	1.43	140.0
284	413	140	926.3	9.7	4257	0.684	0.172	201.0	0.212	1.23	211.7
320	433	160	907.6	10.8	4285	0.680	0.173	171.6	0.191	1.10	290.3
356	453	180	886.6	12.1	4396	0.673	0.172	152.0	0.173	1.01	396.5
392	473	200	862.8	13.5	4501	0.665	0.170	139.3	0.160	0.95	517.2
428	493	220	837.0	15.2	4605	0.652	0.167	124.5	0.149	0.90	671.4
464	513	240	809.0	17.2	4731	0.634	0.162	113.8	0.141	0.86	848.5
500	533	260	779.0	20.0	4982	0.613	0.156	104.9	0.135	0.86	1076
536	553	280	750.0	23.8	5234	0.588	0.147	98.07	0.131	0.89	1360
572	573	300	712.5	29.5	5694	0.564	0.132	92.18	0.128	0.98	1766

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

TABLE 12 Metallic elements^a

Element	Thermal Conductivity k (W/m K) ^b							Properties at 293 K or 20°C or 68°F				
	200 K	273 K	400 K	600 K	800 K	1000 K	1200 K	ρ (kg/m ³)	c_p (J/kg K)	k (W/m K)	$\alpha \times 10^6$ (m ² /s)	Melting Temperature (K)
	−73°C	0°C	127°C	327°C	527°C	727°C	927°C					
		32°F	261°F	621°F	981°F	1341°F	1701°F					
	$\times 0.5777$ = (Btu/h ft °F)							$\times 6.243 \times 10^{-2}$ = (lb _m /ft ³)	$\times 2.388 \times 10^{-4}$ = (Btu/lb _m °F)	$\times 0.5777$ = (Btu/h ft °F)	3.874×10^4 = (ft ² /h)	
Aluminum	237	236	240	232	220			2,702	896	236	97.5	933
Antimony	30.2	25.5	21.2	18.2	16.8			6,684	208	24.6	17.7	904
Beryllium	301	218	161	126	107	89	73	1,850	1750	205	63.3	1550
Bismuth ^c	9.7	8.2						9,780	124	7.9	6.51	545
Boron ^c	52.5	31.7	18.7	11.3	8.1	6.3	5.2	2,500	1047	28.6	10.9	2573
Cadmium ^c	99.3	97.5	94.7					8,650	231	97	48.5	594
Cesium	36.8	36.1						1,873	230	36	83.6	302
Chromium	111	94.8	87.3	80.5	71.3	65.3	62.4	7,160	440	91.4	29.0	2118
Cobalt ^c	122	104	84.8					8,862	389	100	29.0	1765
Copper	413	401	392	383	371	357	342	8,933	383	399	116.6	1356
Germanium	96.8	66.7	43.2	27.3	19.8	17.4	17.4	5,360		61.6		1211
Gold	327	318	312	304	292	278	262	19,300	129	316	126.9	1336
Hafnium	24.4	23.3	22.3	21.3	20.8	20.7	20.9	13,280		23.1		2495
Indium	89.7	83.7	74.5					7,300		82.2		430
Iridium	153	148	144	138	132	126	120	22,500	134	147	48.8	2716
Iron	94	83.5	69.4	54.7	43.3	32.6	28.2	7,870	452	81.1	22.8	1810
Lead	36.6	35.5	33.8	31.2				11,340	129	35.3	24.1	601
Lithium	88.1	79.2	72.1					534	3391	77.4	42.7	454
Magnesium	159	157	153	149	146			1,740	1017	156	88.2	923
Manganese	7.17	7.68						7,290	486	7.78	2.2	1517

(Continued)

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

TABLE 12 (Continued)

Element	Thermal Conductivity k (W/m K) ^b							Properties at 293 K or 20°C or 68°F				
	200 K −73°C	273 K 0°C	400 K 127°C	600 K 327°C	800 K 527°C	1000 K 727°C	1200 K 927°C	ρ (kg/m ³)	c_p (J/kg K)	k (W/m K)	$\alpha \times 10^6$ (m ² /s)	Melting Temperature (K)
	32°F	32°F	261°F	621°F	981°F	1341°F	1701°F	$\times 6.243 \times 10^{-2}$ = (lb _m /ft ³)	$\times 2.388 \times 10^{-4}$ = (Btu/lb _m °F)	$\times 0.5777$ = (Btu/h ft °F)	3.874×10^4 = (ft ² /h)	
Mercury ^c	28.9							13,546				234
Molybdenum	143	139	134	126	118	112	105	10,240	251	138	53.7	2883
Nickel	106	94	80.1	65.5	67.4	71.8	76.1	8,900	446	91	22.9	1726
Niobium	52.6	53.3	55.2	58.2	61.3	64.4	67.5	8,570	270	53.6	23.2	2741
Palladium	75.5	75.5	75.5	75.5	75.5	75.5		12,020	247	75.5	25.4	1825
Platinum	72.4	71.5	71.6	73.0	75.5	78.6	82.6	21,450	133	71.4	25.0	2042
Potassium	104	104	52					860	741	103	161.6	337
Rhenium	51	48.6	46.1	44.2	44.1	44.6	45.7	21,100	137	48.1	16.6	3453
Rhodium	154	151	146	136	127	121	115	12,450	248	150	48.6	2233
Rubidium	58.9	58.3						1,530	348	58.2	109.3	312
Silicon	264	168	98.9	61.9	42.2	31.2	25.7	2,330	703	153	93.4	1685
Silver	403	428	420	405	389	374	358	10,500	234	427	173.8	1234
Sodium	138	135						971	1206	133	113.6	371
Tantalum	57.5	57.4	57.8	58.6	59.4	60.2	61	16,600	138	57.5	25.1	3269
Tin ^c	73.3	68.2	62.2					5,750	227	67.0	51.3	505
Titanium ^c	24.5	22.4	20.4	19.4	19.7	20.7	22	4,500	611	22.0	8.0	1953
Tungsten ^c	197	182	162	139	128	121	115	19,300	134	179	69.2	3653
Uranium ^c	25.1	27	29.6	34	38.8	43.9	49	19,070	113	27.4	12.7	1407
Vanadium	31.5	31.3	32.1	34.2	36.3	38.6	41.2	6,100	502	31.4	10.3	2192
Zinc	123	122	116	105				7,140	385	121	44.0	693
Zirconium ^c	25.2	23.2	21.6	20.7	21.6	23.7	25.7	6,570	272	22.8	12.8	2125

^aPurity for all elements exceeds 99%.

^bThe expected percent errors in the thermal conductivity values are approximately within $\pm 5\%$ of the true values near room temperature and within about $\pm 10\%$ at other temperatures.

^cFor crystalline materials, the values are given for the polycrystalline materials.

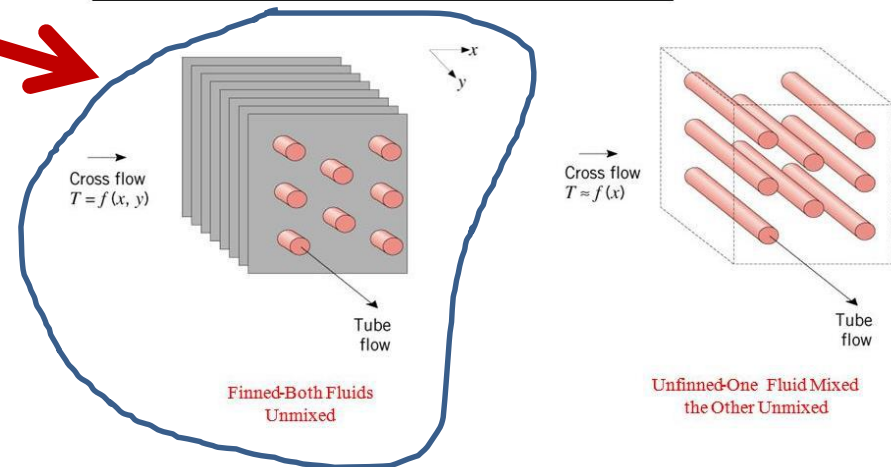
Source: E. R. G. Eckert and R. M. Drake, *Analysis of Heat and Mass Transfer*, McGraw-Hill, New York, 1972; K. Raznjevič, *Handbook of Thermodynamic Tables and Charts*, 3rd ed., McGraw-Hill, New York, 1976; Y. S. Touloukian, 3rd ed., *Thermophysical Properties of Matter*, IFI/Plenum, New York, 1970.

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

Exercício de fixação: Gases quentes de exaustão alimentam um trocador de calor do lado dos tubos, que possuem superfícies aletadas. O trocador é do tipo correntes cruzadas, os gases entram a 300°C e saem a 100°C . O objetivo é aquecer água pressurizada que é alimentada a uma vazão de 1 kg/s de 35 a 125°C . O calor específico dos gases é 1000 J/kg.K , o coeficiente global de troca térmica baseado na área do lado do gás é $U_h = 100 \text{ W/m}^2.\text{K}$. Determine a área superficial necessária para efetuar a referida troca térmica e utilize o método NUT (efetividade).

PRIMEIRAMENTE IDENTIFIQUEMOS
O TIPO DE TROCADOR DE CALOR

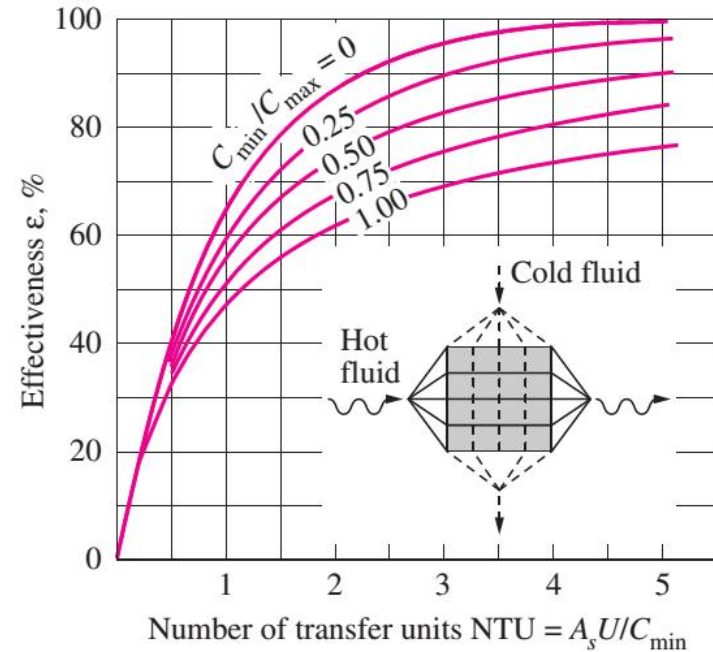
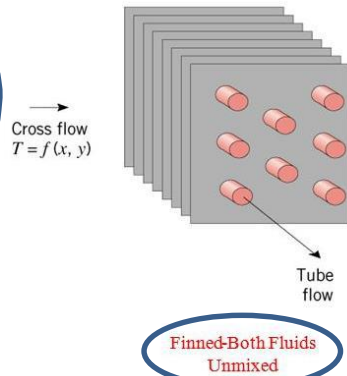
Cross-Flow Heat Exchangers



CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

Exercício de fixação: Gases quentes de exaustão alimentam um trocador de calor do lado dos tubos, que possuem superfícies aletadas. O trocador é do tipo correntes cruzadas, os gases entram a 300°C e saem a 100°C. O objetivo é aquecer água pressurizada que é alimentada a uma vazão de 1 kg/s de 35 a 125°C. O calor específico dos gases é 1000 J/kg.K, o coeficiente global de troca térmica baseado na área do lado do gás é $U_h=100 \text{ W/m}^2\text{.K}$. Determine a área superficial necessária para efetuar a referida troca térmica e utilize o método NUT (efetividade).

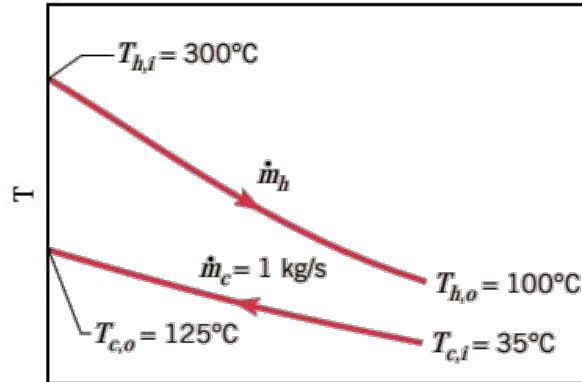
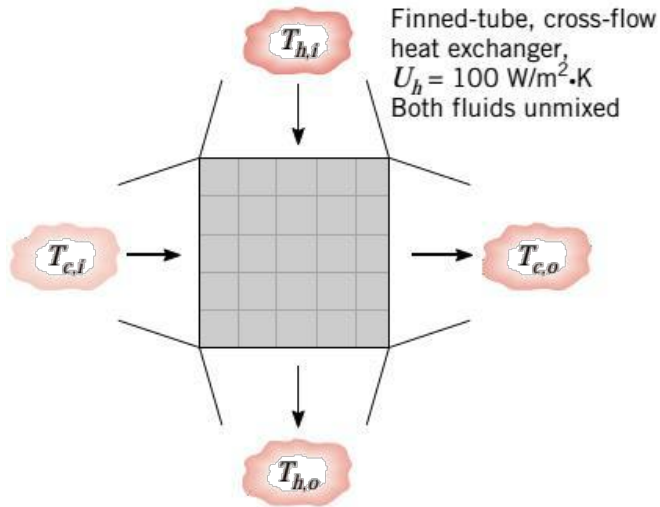
APLICAÇÃO DO MÉTODO NUT
PASSA PELA IDENTIFICAÇÃO DA EQUAÇÃO
OU GRÁFICO CORRESPONDENTE



(e) Cross-flow with both fluids unmixed

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

Exercício de fixação: Gases quentes de exaustão alimentam um trocador de calor do lado dos tubos, que possuem superfícies aletadas. O trocador é do tipo correntes cruzadas, os gases entram a 300°C e saem a 100°C . O objetivo é aquecer água pressurizada que é alimentada a uma vazão de 1 kg/s de 35 a 125°C . O calor específico dos gases é 1000 J/kg.K , o coeficiente global de troca térmica baseado na área do lado do gás é $U_h=100 \text{ W/m}^2.\text{K}$. Determine a área superficial necessária para efetuar a referida troca térmica e utilize o método NUT (efetividade).



Caso típico em que se conhece as 4 temperaturas. Portanto, a efetividade já é conhecida. As propriedades térmicas devem ser calculadas com base na temperatura média aritmética.

Fluido quente:

$$T_{qm-gases} = \frac{300 + 100}{2} = 200^{\circ}\text{C}$$

Fluido frio:

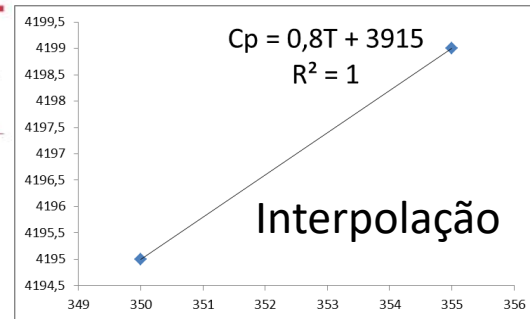
$$T_{fm-\text{água}} = \frac{35 + 125}{2} = 80^{\circ}\text{C} \Rightarrow 353,15\text{K}$$

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

Exercício de fixação: Gases quentes de exaustão alimentam um trocador de calor do lado dos tubos, que possuem superfícies aletadas. O trocador é do tipo correntes cruzadas, os gases entram a 300°C e saem a 100°C. O objetivo é aquecer água pressurizada que é alimentada a uma vazão de 1 kg/s de 35 a 125°C. O calor específico dos gases é 1000 J/kg.K, o coeficiente global de troca térmica baseado na área do lado do gás é $U_h=100 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$. Determine a área superficial necessária para efetuar a referida troca térmica e utilize o método NUT (efetividade).

TABLE A.6 Thermophysical Properties of Saturated Water^a

Temperature, T (K)	Pressure, p (bars) ^b	Specific Volume (m ³ /kg)		Heat of Vaporization, h_{fg} (kJ/kg)	Specific Heat (kJ/kg · K)		Viscosity (N · s/m ²)		Thermal Conductivity (W/m · K)		Prandtl Number		Surface Tension, $\sigma_f \cdot 10^3$ (N/m)	Expansion Coefficient, $\beta_f \cdot 10^6$ (K ⁻¹)	Temperature, T (K)
		$v_f \cdot 10^3$	v_g		$c_{p,f}$	$c_{p,g}$	$\mu_f \cdot 10^6$	$\mu_g \cdot 10^6$	$k_f \cdot 10^3$	$k_g \cdot 10^3$	Pr_f	Pr_g			
273.15	0.00611	1.000	206.3	2502	4.217	1.854	1750	8.02	569	18.2	12.99	0.815	75.5	-68.05	273.15
275	0.00697	1.000	181.7	2497	4.211	1.855	1652	8.09	574	18.3	12.22	0.817	75.3	-32.74	275
280	0.00990	1.000	130.4	2485	4.198	1.858	1422	8.29	582	18.6	10.26	0.825	74.8	46.04	280
285	0.01387	1.000	99.4	2473	4.189	1.861	1225	8.49	590	18.9	8.81	0.833	74.3	114.1	285
290	0.01917	1.001	69.7	2461	4.184	1.864	1080	8.69	598	19.3	7.56	0.841	73.7	174.0	290
295	0.02617	1.002	51.94	2449	4.181	1.868	959	8.89	606	19.5	6.62	0.849	72.7	227.5	295
300	0.03531	1.003	39.13	2438	4.179	1.872	855	9.09	613	19.6	5.83	0.857	71.7	276.1	300
305	0.04712	1.005	29.74	2426	4.178	1.877	769	9.29	620	20.1	5.20	0.865	70.9	320.6	305
310	0.06221	1.007	22.93	2414	4.178	1.882	695	9.49	628	20.4	4.62	0.873	70.0	361.9	310
315	0.08132	1.009	17.82	2402	4.179	1.888	631	9.69	634	20.7	4.16	0.883	69.2	400.4	315
320	0.1053	1.011	13.98	2390	4.180	1.895	577	9.89	640	21.0	3.77	0.894	68.3	436.7	320
325	0.1351	1.013	11.06	2378	4.182	1.903	528	10.09	645	21.3	3.42	0.901	67.5	471.2	325
330	0.1719	1.016	8.82	2366	4.184	1.911	489	10.29	650	21.7	3.15	0.908	66.6	504.0	330
335	0.2167	1.018	7.09	2354	4.186	1.920	453	10.49	656	22.0	2.88	0.916	65.8	535.5	335
340	0.2713	1.021	5.74	2342	4.188	1.930	420	10.69	660	22.3	2.66	0.925	64.9	566.0	340
345	0.3372	1.024	4.683	2329	4.191	1.941	389	10.89	668	22.6	2.45	0.933	64.1	595.4	345
350	0.4163	1.027	3.846	2317	4.195	1.954	365	11.09	668	23.0	2.29	0.942	63.2	624.2	350
355	0.5100	1.030	3.180	2304	4.199	1.968	343	11.29	671	23.3	2.14	0.951	62.3	652.3	355
360	0.6209	1.034	2.645	2291	4.203	1.983	324	11.49	674	23.7	2.02	0.960	61.4	697.9	360
365	0.7514	1.038	2.212	2278	4.209	1.999	306	11.69	677	24.1	1.91	0.969	60.5	707.1	365



$$C_{p_{\text{água}}} = 0,8 \times 353,15 + 3915$$

$$C_{p_{\text{água}}} = 4197,52$$

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

Exercício de fixação: Gases quentes de exaustão alimentam um trocador de calor do lado dos tubos, que possuem superfícies aletadas. O trocador é do tipo correntes cruzadas, os gases entram a 300°C e saem a 100°C. O objetivo é aquecer água pressurizada que é alimentada a uma vazão de 1 kg/s de 35 a 125°C. O calor específico dos gases é 1000 J/kg.K, o coeficiente global de troca térmica baseado na área do lado do gás é $U_h=100 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$. Determine a área superficial necessária para efetuar a referida troca térmica e utilize o método NUT (efetividade).

Determinação da Efetividade

1

Calculo da Efetividade: já que os gases possuem o maior ΔT , esses possuem o $mc_{\min}$. Sendo assim, o cálculo é baseado nessa corrente:

$$\varepsilon = \frac{(\text{variação da temperatura da corrente com } mc_{\min})}{(\text{máxima diferença de temperatura no trocador})}$$

$$\varepsilon = \frac{(300 - 100)}{(300 - 35)} = \frac{200}{265} \Rightarrow \varepsilon = 0,75$$

2

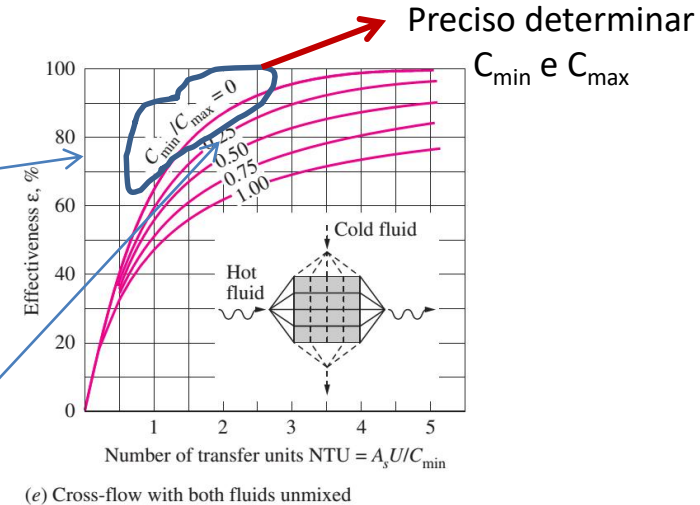
Determinação de C :

$$C_{\max} = m_{\text{água}} \cdot cp_{\text{água}} = 1 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 4197,52 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} = 4197,52 \frac{\text{J}}{\text{s} \cdot \text{K}}$$

Sabemos que o calor perdido pelo fluido quente é recebido pelo fluido frio:

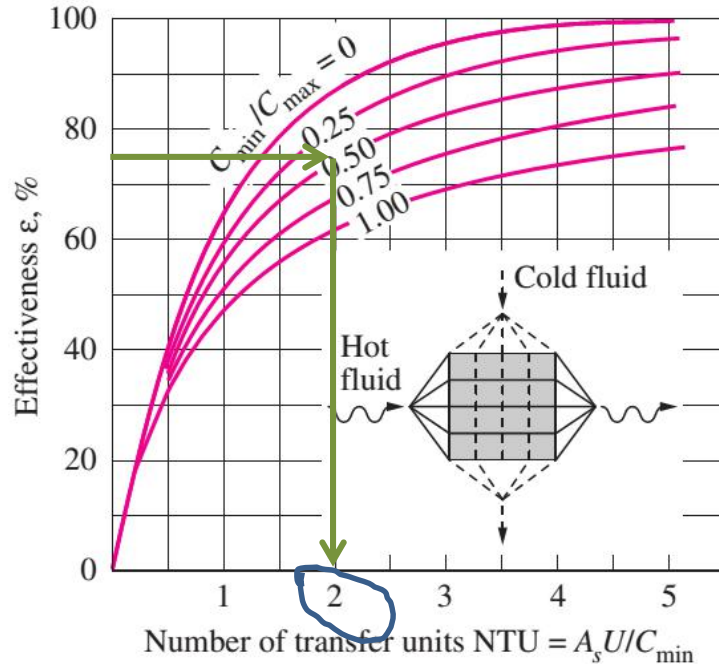
$$C_{\max} \Delta T_{\text{água}} = C_{\min} \Delta T_{\text{gases}} \Rightarrow C_{\min} = \frac{C_{\max} \Delta T_{\text{água}}}{\Delta T_{\text{gases}}} = \frac{4197,52 \frac{\text{J}}{\text{s} \cdot \text{K}} \times (125 - 35)}{(300 - 100)}$$

$$C_{\min} = 1.888,88 \frac{\text{J}}{\text{s} \cdot \text{K}} \quad \text{Portanto: } C = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{1.888,88 \frac{\text{J}}{\text{s} \cdot \text{K}}}{4197,52 \frac{\text{J}}{\text{s} \cdot \text{K}}} = 0,45$$



CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

Exercício de fixação: Gases quentes de exaustão alimentam um trocador de calor do lado dos tubos, que possuem superfícies aletadas. O trocador é do tipo correntes cruzadas, os gases entram a 300°C e saem a 100°C. O objetivo é aquecer água pressurizada que é alimentada a uma vazão de 1 kg/s de 35 a 125°C. O calor específico dos gases é 1000 J/kg.K, o coeficiente global de troca térmica baseado na área do lado do gás é $U_h=100 \text{ W/m}^2\text{.K}$. Determine a área superficial necessária para efetuar a referida troca térmica e utilize o método NUT (efetividade).



Portanto :

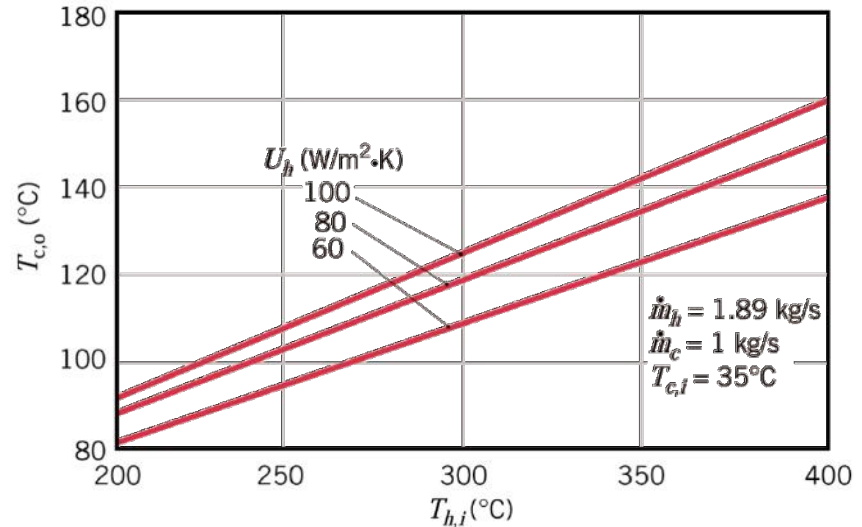
$$NUT = \frac{UA}{C_{\min}} = \frac{100 \frac{W}{m^2 K} \cdot A}{1.888,88 \frac{J}{s \cdot K}} = 2,0$$
$$A = 37,77 m^2$$

(e) Cross-flow with both fluids unmixed

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

Exercício de fixação: Gases quentes de exaustão alimentam um trocador de calor do lado dos tubos, que possuem superfícies aletadas. O trocador é do tipo correntes cruzadas, os gases entram a 300°C e saem a 100°C . O objetivo é aquecer água pressurizada que é alimentada a uma vazão de 1 kg/s de 35 a 125°C . O calor específico dos gases é 1000 J/kg.K , o coeficiente global de troca térmica baseado na área do lado do gás é $U_h=100\text{ W/m}^2.\text{K}$. Determine a área superficial necessária para efetuar a referida troca térmica e utilize o método NUT (efetividade).

Considere que o trocador de calor agora já dimensionado, seja construído, instalado e colocado para operar. Espera-se que a temperatura dos gases quentes de exaustão que alimentam o trocador sofram variações de temperatura típicas do processo. A experiência prévia indica uma variação de temperatura entre 200 e 400°C . Além disso, as condições do processo induzem à formação de camadas de material incrustado nas paredes do mesmo, com consequente redução da eficiência de troca térmica. O aumento da resistência à transferência de calor pode ser mensurada através da redução do coeficiente global de troca térmica que cai de $100\text{ W/m}^2.\text{K}$ até o limite de $60\text{ W/m}^2.\text{K}$. O reflexo disso é que as vazões de alimentação das correntes precisam ser ajustadas para manter uma temperatura fixa do sistema. O que leva à necessidade de um sistema de controle típico. Caso contrário, para vazões constantes das correntes envolvidas, o reflexo será uma tendência à redução da temperatura de saída da corrente a ser aquecida (nesse caso a água)



Cabe ao controlador garantir o desejado, essa tarefa se baseia no balanço térmico descrito na solução do problema.

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

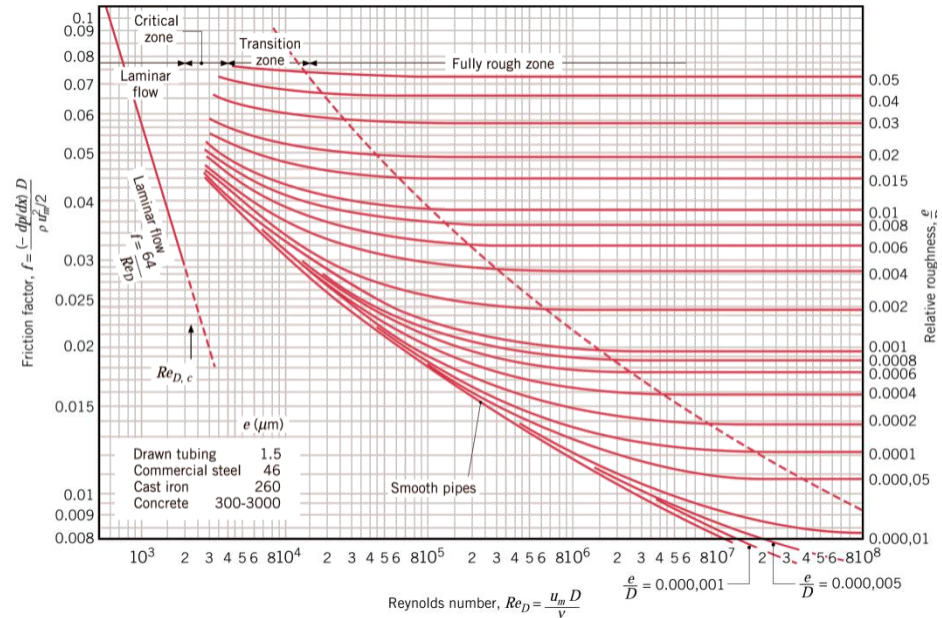
GRADIENTE DE PRESSÃO E FATOR DE FRICÇÃO EM FLUXO COMPLETAMENTE DESENVOLVIDO

A determinação a queda de pressão exigida para alimentar um trocador de calor é determinante para o projeto de bombas e/ou sopradores. O cálculo passa pelo uso do gráfico de Moody (ou Darcy) para determinar o fator de fricção, o qual é um parâmetro adimensional definido como:

$$f \equiv \frac{-\left(\frac{dp}{dx}\right)_D}{\rho u_m^2 / 2}$$

Para fluxo laminar

$$f = \frac{64}{Re_D}$$



$$f = 0.316 Re_D^{-1/4} \quad Re_D \lesssim 2 \times 10^4$$

$$f = 0.184 Re_D^{-1/5} \quad Re_D \gtrsim 2 \times 10^4$$

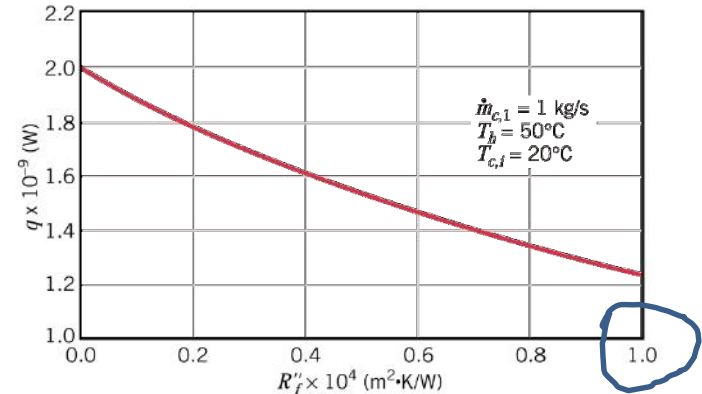
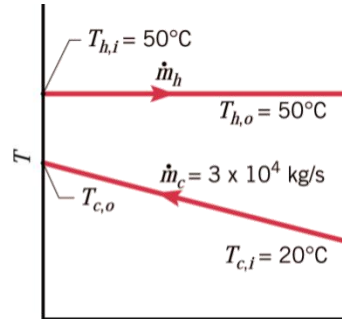
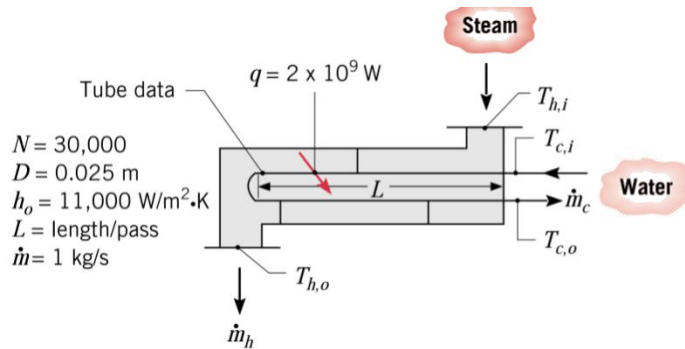
$$f = (0.790 \ln Re_D - 1.64)^{-2} \quad 3000 \lesssim Re_D \lesssim 5 \times 10^6$$

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

GRADIENTE DE PRESSÃO E FATOR DE FRICÇÃO EM FLUXO COMPLETAMENTE DESENVOLVIDO

O condensador de uma **GRANDE** planta de produção de vapor é um trocador de calor no qual o vapor de água é condensado. Esse condensador é do tipo tubo carcaça consistindo de uma passagem na carcaça e duas passagens nos tubos, ele possui 30.000 (trinta mil) tubos por passe. O calor trocado deve ser de $2 \times 10^9 \text{ W}$, que é obtido pela passagem de água de resfriamento através dos tubos a uma vazão de $3 \times 10^4 \text{ kg/s}$ (a vazão por tubo é de 1 kg/s). A água entra a 20°C , enquanto o vapor condensa a 50°C .

1. Qual é a temperatura de saída da água de resfriamento?
2. Determine o comprimento dos tubos por passe? O comprimento total de todos os tubos somados?
3. Determine a potência da bomba centrífuga para alimentação da água de resfriamento. Eficiência mecânica 0,87.
4. Considere a condição limite de incrustação indicada no gráfico (Calor x Resistência_incrustação), qual o incremento de tubulação necessário para manter a troca térmica ($2 \times 10^9 \text{ W}$)?
5. Se a planta produz 1250 MW a um custo de \$ 0,05 o kW.h, qual a perda de receita para uma parada de 2 dias pra limpeza?
6. Qual o custo anual de bombeamento? Custo do kW.h é de \$ 0,05



CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

GRADIENTE DE PRESSÃO E FATOR DE FRICÇÃO EM FLUXO COMPLETAMENTE DESENVOLVIDO

O condensador de uma **GRANDE** planta de produção de vapor é um trocador de calor no qual o vapor de água é condensado. Esse condensador é do tipo tubo carcaça consistindo de uma passagem na carcaça e duas passagens nos tubos, ele possui 30.000 (trinta mil) tubos por passe. O calor trocado deve ser de $2 \times 10^9 \text{ W}$, que é obtido pela passagem de água de resfriamento através dos tubos a uma vazão de $3 \times 10^4 \text{ kg/s}$ (a vazão por tubo é de 1 kg/s). A água entra a 20°C , enquanto o vapor condensa a 50°C .

1. Qual é a temperatura de saída da água de resfriamento?
2. Determine o comprimento dos tubos por passe? O comprimento total de todos os tubos somados?
3. Determine a potência da bomba centrífuga para alimentação da água de resfriamento. Eficiência mecânica 0,87.
4. Considere a condição limite de incrustação indicada no gráfico (Calor x Resistência_incrustação), qual o incremento de tubulação necessário para manter a troca térmica ($2 \times 10^9 \text{ W}$)?
5. Se a planta produz 1250 MW a um custo de \$ 0,05 o kW.h, qual a perda de receita para uma parada de 2 dias pra limpeza?
6. Qual o custo anual de bombeamento? Custo do kW.h é de \$ 0,05

Dados interpolados para água
na temperatura de entrada
única conhecida

$$C_p = 4.182,11 \text{ J/(kg.K)}$$

$$\mu = 1004 \cdot 10^{-6} \text{ N.s/m}^2$$

$$K = 603 \cdot 10^{-3} \text{ W/(m.K)}$$

$$\text{Pr} = 6,97$$

$$\rho = 998 \text{ kg/m}^3$$

TABLE A.6 Thermophysical Properties of Saturated Water^a

Temperature, T (K)	Pressure, p (bars) ^b	Specific Volume (m ³ /kg)		Heat of Vapor- ization, h_{fg} (kJ/kg)	Specific Heat (kJ/kg · K)		Viscosity (N · s/m ²)		Thermal Conductivity (W/m · K)		Prandtl Number		Surface Tension, $\sigma_f \cdot 10^3$ (N/m)	Expansion Coeffi- cient, $\beta_f \cdot 10^6$ (K ⁻¹)	Temper- ature, T (K)
		$v_f \cdot 10^3$	v_g		$c_{p,f}$	$c_{p,g}$	$\mu_f \cdot 10^6$	$\mu_g \cdot 10^6$	$k_f \cdot 10^3$	$k_g \cdot 10^3$	Pr_f	Pr_g			
273.15	0.00611	1.000	206.3	2502	4.217	1.854	1750	8.02	569	18.2	12.99	0.815	75.5	-68.05	273.15
275	0.00697	1.000	181.7	2497	4.211	1.855	1652	8.09	574	18.3	12.22	0.817	75.3	-32.74	275
280	0.00990	1.000	130.4	2485	4.198	1.858	1422	8.29	582	18.6	10.26	0.825	74.8	46.04	280
285	0.01387	1.000	99.4	2473	4.189	1.861	1225	8.49	590	18.9	8.81	0.833	74.3	114.1	285
290	0.01917	1.001	69.7	2461	4.184	1.864	1080	8.69	598	19.3	7.56	0.841	73.7	174.0	290
295	0.02617	1.002	51.94	2449	4.181	1.868	959	8.89	606	19.5	6.62	0.849	72.7	227.5	295
300	0.03531	1.003	39.13	2438	4.179	1.872	855	9.09	613	19.6	5.83	0.857	71.7	276.1	300
305	0.04712	1.005	29.74	2426	4.178	1.877	769	9.29	620	20.1	5.20	0.865	70.9	320.6	305
310	0.06221	1.007	22.93	2414	4.178	1.882	695	9.49	628	20.4	4.62	0.873	70.0	361.9	310
315	0.08139	1.009	17.89	2409	4.179	1.888	631	9.69	634	20.7	4.16	0.883	69.2	400.4	315

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

GRADIENTE DE PRESSÃO E FATOR DE FRICÇÃO EM FLUXO COMPLETAMENTE DESENVOLVIDO

O condensador de uma **GRANDE** planta de produção de vapor é um trocador de calor no qual o vapor de água é condensado. Esse condensador é do tipo tubo carcaça consistindo de uma passagem na carcaça e duas passagens nos tubos, ele possui 30.000 (trinta mil) tubos por passe. O calor trocado deve ser de $2 \times 10^9 \text{ W}$, que é obtido pela passagem de água de resfriamento através dos tubos a uma vazão de $3 \times 10^4 \text{ kg/s}$ (a vazão por tubo é de 1 kg/s). A água entra a 20°C , enquanto o vapor condensa a 50°C .

1. Qual é a temperatura de saída da água de resfriamento?

Dados interpolados para água na temperatura de entrada única conhecida

$$C_p = 4.182,11 \text{ J}/(\text{kg.K})$$

$$\mu = 1004 \cdot 10^{-6} \text{ N.s/m}^2$$

$$K = 603 \cdot 10^{-3} \text{ W}/(\text{m.K})$$

$$\text{Pr} = 6,9$$

$$\rho = 998 \text{ kg/m}^3$$

$$Q = 2 \times 10^9 \text{ W} \quad (1)$$

$$Q = m c_{p-\text{água}} \Delta T \quad (2)$$

$$Q = 3 \cdot 10^4 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 4.182,11 \frac{\text{J}}{\text{kg.K}} \times (T_{s-\text{água}} - 293,15 \text{ K})$$

DE (1) EM (2):

$$2 \times 10^9 \frac{\text{J}}{\text{s}} = 3 \cdot 10^4 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 4.182,11 \frac{\text{J}}{\text{kg.K}} \times (T_{s-\text{água}} - 293,15 \text{ K})$$

Logo:

$$T_{s-\text{água}} = \frac{2 \times 10^9 \frac{\text{J}}{\text{s}}}{3 \cdot 10^4 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 4.182,11 \text{ J}/(\text{kg.K})} + 293,15 \text{ K}$$

$$T_{s-\text{água}} = 309 \text{ K} \rightarrow 36^\circ\text{C}$$

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

GRADIENTE DE PRESSÃO E FATOR DE FRICÇÃO EM FLUXO COMPLETAMENTE DESENVOLVIDO

O condensador de uma **GRANDE** planta de produção de vapor é um trocador de calor no qual o vapor de água é condensado. Esse condensador é do tipo tubo carcaça consistindo de uma passagem na carcaça e duas passagens nos tubos, ele possui 30.000 (trinta mil) tubos por passe. O calor trocado deve ser de $2 \times 10^9 \text{ W}$, que é obtido pela passagem de água de resfriamento através dos tubos a uma vazão de $3 \times 10^4 \text{ kg/s}$ (a vazão por tubo é de 1 kg/s). A água entra a 20°C , enquanto o vapor condensa a 50°C .

Dados interpolados para água na temperatura de entrada única conhecida
 $C_p = 4.179 \text{ J/(kg.K)}$
 $\mu = 855.10^{-6} \text{ N.s/m}^2$
 $K = 613.10^{-3} \text{ W/(m.K)}$
 $Pr = 5,83$
 $\rho = 997 \text{ kg/m}^3$

AGORA QUE JÁ SE DEFINIU A TEMPERATURA DE SAÍDA DA ÁGUA É POSSÍVEL DETERMINAR A TEMPERATURA MÉDIA E REDEFINIR AS PROPRIEDADES DA ÁGUA PARA ESSA TEMPERATURA.

$$T_{\text{média_água}} = \frac{T_{\text{água-saída}} + T_{\text{água-entrada}}}{2} = \frac{20^\circ\text{C} + 36^\circ\text{C}}{2} = 28^\circ\text{C}$$
$$T_{\text{média_água}} = 301,15\text{K}$$

Dados interpolados para água na temperatura média

$C_p = 4.179 \text{ J/(kg.K)}$
 $\mu = 855.10^{-6} \text{ N.s/m}^2$
 $K = 613.10^{-3} \text{ W/(m.K)}$
 $Pr = 5.83$
 $\rho = 997 \text{ kg/m}^3$

TABLE A.6 Thermophysical Properties of Saturated Water^a

Temperature, T (K)	Pressure, p (bars) ^b	Specific Volume (m^3/kg)		Heat of Vaporization, h_{fg} (kJ/kg)	Specific Heat (kJ/kg · K)		Viscosity ($\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$)		Thermal Conductivity ($\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$)		Prandtl Number		Surface Tension, $\sigma_f \cdot 10^3$ (N/m)	Expansion Coefficient, $\beta_f \cdot 10^6$ (K^{-1})	Temperature, T (K)
		$v_f \cdot 10^3$	v_g		$c_{p,f}$	$c_{p,g}$	$\mu_f \cdot 10^6$	$\mu_g \cdot 10^6$	$k_f \cdot 10^3$	$k_g \cdot 10^3$	Pr_f	Pr_g			
273.15	0.00611	1.000	206.3	2502	4.217	1.854	1750	8.02	569	18.2	12.99	0.815	75.5	-68.05	273.15
275	0.00697	1.000	181.7	2497	4.211	1.855	1652	8.09	574	18.3	12.22	0.817	75.3	-32.74	275
280	0.00990	1.000	130.4	2485	4.198	1.858	1422	8.29	582	18.6	10.26	0.825	74.8	46.04	280
285	0.01387	1.000	99.4	2473	4.189	1.861	1225	8.49	590	18.9	8.81	0.833	74.3	114.1	285
290	0.01917	1.001	69.7	2461	4.184	1.864	1080	8.69	598	19.3	7.56	0.841	73.7	174.0	290
295	0.02617	1.002	51.94	2449	4.181	1.868	959	8.89	606	19.5	6.62	0.849	72.7	227.5	295
300	0.03531	1.003	39.13	2438	4.179	1.872	855	9.09	613	19.6	5.83	0.857	71.7	276.1	300
305	0.04712	1.005	29.74	2426	4.178	1.877	769	9.29	620	20.1	5.20	0.865	70.9	320.6	305
310	0.06221	1.007	22.93	2414	4.178	1.882	695	9.49	628	20.4	4.62	0.873	70.0	361.9	310
315	0.08132	1.009	17.82	2402	4.179	1.888	631	9.69	634	20.7	4.16	0.883	69.2	400.4	315

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

GRADIENTE DE PRESSÃO E FATOR DE FRICÇÃO EM FLUXO COMPLETAMENTE DESENVOLVIDO

O condensador de uma **GRANDE** planta de produção de vapor é um trocador de calor no qual o vapor de água é condensado. Esse condensador é do tipo tubo carcaça consistindo de uma passagem na carcaça e duas passagens nos tubos, ele possui 30.000 (trinta mil) tubos por passe. O calor trocado deve ser de $2 \times 10^9 \text{ W}$, que é obtido pela passagem de água de resfriamento através dos tubos a uma vazão de $3 \times 10^4 \text{ kg/s}$ (a vazão por tubo é de 1 kg/s). A água entra a 20°C , enquanto o vapor condensa a 50°C .

2. Determine o comprimento dos tubos por passe? O comprimento total de todos os tubos somados.

Dados interpolados para água na temperatura de entrada única conhecida

$$C_p = 4.179 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

$$\mu = 855 \cdot 10^{-6} \text{ N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$$

$$K = 613 \cdot 10^{-3} \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$$

$$\text{Pr} = 5,83$$

$$\rho = 997 \text{ kg}/\text{m}^3$$

1 Portanto :

$$NUT = \frac{UA}{C_{\min}} = \frac{U \times (N \times 2 \times \pi DL)}{C_{\min}}$$

$$L = \frac{NUT \times C_{\min}}{U \times (N \times 2 \times \pi D)}$$

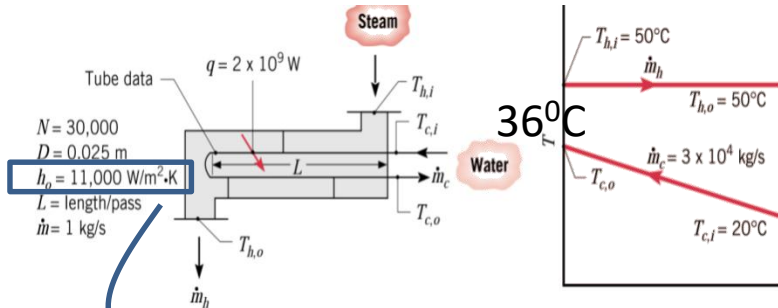
PRECISO
DETERMINAR U

$$2 Re_D = \frac{4 \dot{m}}{\pi D \mu}$$

$$3 Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^{0.4}$$

$$4 h_i = Nu_D \frac{k}{D}$$

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_i}\right) + \left(\frac{1}{h_o}\right)}$$



CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

GRADIENTE DE PRESSÃO E FATOR DE FRICÇÃO EM FLUXO COMPLETAMENTE DESENVOLVIDO

O condensador de uma **GRANDE** planta de produção de vapor é um trocador de calor no qual o vapor de água é condensado. Esse condensador é do tipo tubo carcaça consistindo de uma passagem na carcaça e duas passagens nos tubos, ele possui 30.000 (trinta mil) tubos por passe. O calor trocado deve ser de $2 \times 10^9 \text{ W}$, que é obtido pela passagem de água de resfriamento através dos tubos a uma vazão de $3 \times 10^4 \text{ kg/s}$ (a vazão por tubo é de 1 kg/s). A água entra a 20°C , enquanto o vapor condensa a 50°C .

2. Determine o comprimento dos tubos por passe? O comprimento total de todos os tubos somados.

Dados interpolados para água na temperatura de entrada única conhecida

$$C_p = 4.179 \text{ J/(kg.K)}$$

$$\mu = 855 \cdot 10^{-6} \text{ N.s/m}^2$$

$$K = 613 \cdot 10^{-3} \text{ W/(m.K)}$$

$$\text{Pr} = 5,83$$

$$\rho = 997 \text{ kg/m}^3$$

$$Re_D = \frac{4\dot{m}}{\pi D \mu}$$

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^{0.4}$$

$$h_i = Nu_D \frac{k}{D}$$

1

$$Re = \frac{\rho D v}{\mu} = \frac{4\dot{m}}{\pi D \mu} = \frac{4 \times \frac{1 \text{ kg}}{\text{s}}}{3,1415 \times 0,025 \text{ m} \times 855 \cdot 10^{-6} \frac{\text{N.s}}{\text{m}^2}} = 59.568,52$$

PORTANTO TRATA-SE DE REGIME TURBULENTO

2

$$Nu = 0,023 Re^{4/5} Pr^{0.4}$$

$$Nu = 0,023 (59.568,52)^{4/5} 5,83^{0.4}$$

$$Nu = 307,62$$

3

$$h_i = \frac{Nu K}{D} = \frac{307,62 \times \frac{613 \cdot 10^{-3} \text{ W}}{\text{m.K}}}{0,025 \text{ m}}$$

$$h_i = 7.542,84 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

5

Portanto :

$$NUT = \frac{UA}{C_{\min}} = \frac{U \times (N \times 2 \times \pi D L)}{C_{\min}}$$

$$L = \frac{NUT \times C_{\min}}{U \times (N \times 2 \times \pi D)} = \frac{NUT \times C_{\min}}{4474,57 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \times (30.000 \times 2 \times 3,1415 \times 0,025 \text{ m})} = \frac{NUT \times C_{\min}}{21.085.292,48 \frac{\text{W}}{\text{m.K}}}$$

4

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{7.542,84 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}} \right) + \left(\frac{1}{11.000 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}} \right)} = 4474,57 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

GRADIENTE DE PRESSÃO E FATOR DE FRICÇÃO EM FLUXO COMPLETAMENTE DESENVOLVIDO

O condensador de uma **GRANDE** planta de produção de vapor é um trocador de calor no qual o vapor de água é condensado. Esse condensador é do tipo tubo carcaça consistindo de uma passagem na carcaça e duas passagens nos tubos, ele possui 30.000 (trinta mil) tubos por passe. O calor trocado deve ser de $2 \times 10^9 \text{ W}$, que é obtido pela passagem de água de resfriamento através dos tubos a uma vazão de $3 \times 10^4 \text{ kg/s}$ (a vazão por tubo é de 1 kg/s). A água entra a 20°C , enquanto o vapor condensa a 50°C .

2. Determine o comprimento dos tubos por passe? O comprimento total de todos os tubos somados.

Dados interpolados para água na temperatura de entrada única conhecida

$$C_p = 4.179 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

$$\mu = 855 \cdot 10^{-6} \text{ N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$$

$$K = 613 \cdot 10^{-3} \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$$

$$\text{Pr} = 5,83$$

$$\rho = 997 \text{ kg}/\text{m}^3$$

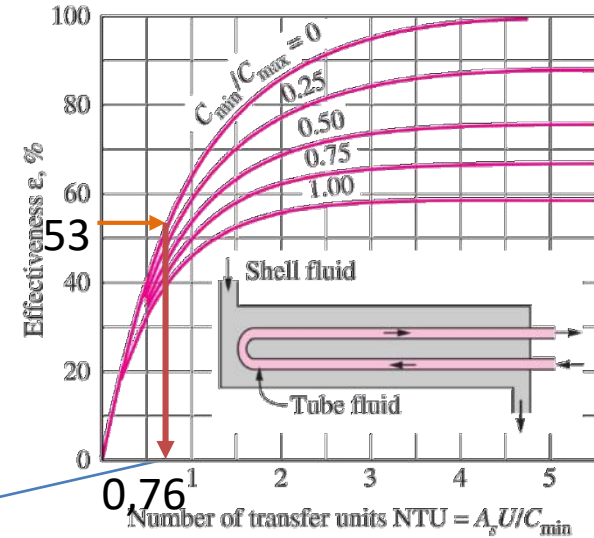
$$L = \frac{NUT \times C_{\min}}{21.085.292,48 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}}$$

Preciso determinar NUT, a efetividade já pode ser definida já que:

$$C_{\max} \rightarrow \infty \text{ já que o } \Delta T = 0, \text{ logo: } C_{\min} = C_{\text{água}} = 3 \cdot 10^4 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 4.179 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$C_{\min} = 1,25 \cdot 10^8 \frac{\text{W}}{\text{K}}; \quad \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = 0$$

$$\varepsilon = \frac{36 - 20}{50 - 20} = 0,53 \rightarrow L = \frac{NUT \times 1,25 \cdot 10^8 \frac{\text{W}}{\text{K}}}{20121307,5 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}} = \frac{0,76 \times 1,25 \cdot 10^8 \frac{\text{W}}{\text{K}}}{21.085.292,48 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}} \rightarrow L = 4,51 \text{ m}$$



(c) One-shell pass and 2, 4, 6, ... tube passes

$$\begin{aligned} L_{\text{total}} &= 4,51 \text{ m} \times N_{\text{tubos}} \times n_{\text{passagens}} \\ L_{\text{total}} &= 4,51 \text{ m} \times 30.000 \times 2 \\ L_{\text{total}} &= 270600 \text{ m} = 270,6 \text{ km} \end{aligned}$$

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

GRADIENTE DE PRESSÃO E FATOR DE FRICÇÃO EM FLUXO COMPLETAMENTE DESENVOLVIDO

O condensador de uma **GRANDE** planta de produção de vapor é um trocador de calor no qual o vapor de água é condensado. Esse condensador é do tipo tubo carcaça consistindo de uma passagem na carcaça e duas passagens nos tubos, ele possui 30.000 (trinta mil) tubos por passe. O calor trocado deve ser de $2 \times 10^9 \text{ W}$, que é obtido pela passagem de água de resfriamento através dos tubos a uma vazão de $3 \times 10^4 \text{ kg/s}$ (a vazão por tubo é de 1 kg/s). A água entra a 20°C , enquanto o vapor condensa a 50°C .

3. Determine a potência da bomba centrífuga para alimentação da água de resfriamento. Eficiência mecânica 0,87.

Dados interpolados para água na temperatura de entrada única conhecida

$$C_p = 4.179 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

$$\mu = 855 \cdot 10^{-6} \text{ N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$$

$$K = 613 \cdot 10^{-3} \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$$

$$\text{Pr} = 5,83$$

$$\rho = 997 \text{ kg}/\text{m}^3$$

$$\Delta p = f \frac{\rho u_m^2 L}{2D}$$

$u_m = 4\dot{m}/(\rho\pi D^2)$
 $L_{\text{trajeto}} = 4,72\text{m} \times 2 = 9,44\text{m}$
 $D = 0,025\text{m}$

$$f = 0.184 Re_D^{-1/5} \quad Re_D \gtrsim 2 \times 10^4$$

$$f = 0,184 \times Re^{-\frac{1}{5}} = 0,184 \times 59.568,52^{-\frac{1}{5}}$$

$$f = 2,04 \cdot 10^{-2}$$

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

GRADIENTE DE PRESSÃO E FATOR DE FRICÇÃO EM FLUXO COMPLETAMENTE DESENVOLVIDO

O condensador de uma **GRANDE** planta de produção de vapor é um trocador de calor no qual o vapor de água é condensado. Esse condensador é do tipo tubo carcaça consistindo de uma passagem na carcaça e duas passagens nos tubos, ele possui 30.000 (trinta mil) tubos por passe. O calor trocado deve ser de $2 \times 10^9 \text{ W}$, que é obtido pela passagem de água de resfriamento através dos tubos a uma vazão de $3 \times 10^4 \text{ kg/s}$ (a vazão por tubo é de 1 kg/s). A água entra a 20°C , enquanto o vapor condensa a 50°C .

3. Determine a potência da bomba centrífuga para alimentação da água de resfriamento. Eficiência mecânica 0,87.

Dados interpolados para água na temperatura de entrada única conhecida

$$C_p = 4.179 \text{ J/(kg.K)}$$

$$\mu = 855 \cdot 10^{-6} \text{ N.s/m}^2$$

$$K = 613 \cdot 10^{-3} \text{ W/(m.K)}$$

$$\text{Pr} = 5,83$$

$$\rho = 997 \text{ kg/m}^3$$

$$\Delta p = f \frac{\rho u_m^2}{2D} L$$

$u_m = 4\dot{m}/(\rho\pi D^2)$
 $L_{\text{trajeto}} = 4,72\text{m} \times 2 = 9,44\text{m}$
 $D = 0,025\text{m}$

$$u = \frac{4\dot{m}}{\rho\pi D^2} = \frac{4 \times \frac{1\text{kg}}{\text{s}}}{997 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 3,1415 \times (0,025\text{m})^2} = 2,04 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Por passe - que possui 4,72m - a queda de pressão é dada por:

$$\Delta p = f \frac{\rho u_m^2}{2D} L = 2,04 \cdot 10^{-2} \frac{997 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times \left(2,04 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \times 0,025\text{m}} \cdot 4,51\text{m} = 7.634,70 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Já que temos 2 passes, logo, temos que multiplicar por 2:

$$\Delta p = 7.634,70 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \times 2 \rightarrow \Delta p = 15.269,41 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$f = 0.184 Re_D^{-1/5} \quad Re_D \gtrsim 2 \times 10^4$$
$$f = 0,184 \times Re^{-1/5} = 0,184 \times 59.568,52^{-1/5}$$
$$f = 2,04 \cdot 10^{-2}$$

ESSA É A QUEDA DE PRESSÃO PARA UM TUBO DIVIDIDO EM DUAS PASSAGENS

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

GRADIENTE DE PRESSÃO E FATOR DE FRICÇÃO EM FLUXO COMPLETAMENTE DESENVOLVIDO

O condensador de uma **GRANDE** planta de produção de vapor é um trocador de calor no qual o vapor de água é condensado. Esse condensador é do tipo tubo carcaça consistindo de uma passagem na carcaça e duas passagens nos tubos, ele possui 30.000 (trinta mil) tubos por passe. O calor trocado deve ser de $2 \times 10^9 \text{ W}$, que é obtido pela passagem de água de resfriamento através dos tubos a uma vazão de $3 \times 10^4 \text{ kg/s}$ (a vazão por tubo é de 1 kg/s). A água entra a 20°C , enquanto o vapor condensa a 50°C .

3. Determine a potência da bomba centrífuga para alimentação da água de resfriamento. Eficiência mecânica 0,87.

Dados interpolados para água na temperatura de entrada única conhecida

$$C_p = 4.179 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

$$\mu = 855 \cdot 10^{-6} \text{ N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$$

$$K = 613 \cdot 10^{-3} \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$$

$$\text{Pr} = 5,83$$

$$\rho = 997 \text{ kg}/\text{m}^3$$

POTÊNCIA DA BOMBA

$$POT = \frac{n \times \dot{V} \cdot \Delta p}{\eta} = \frac{n \times \frac{\dot{m}}{\rho} \cdot \Delta p}{\eta} = \frac{30.000 \times \frac{1 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{997 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} \cdot 15.269,41 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}{0,87}$$

$$POT = 528.115,65 \text{ W} \approx 0,53 \text{ MW}$$

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

GRADIENTE DE PRESSÃO E FATOR DE FRICÇÃO EM FLUXO COMPLETAMENTE DESENVOLVIDO

O condensador de uma **GRANDE** planta de produção de vapor é um trocador de calor no qual o vapor de água é condensado. Esse condensador é do tipo tubo carcaça consistindo de uma passagem na carcaça e duas passagens nos tubos, ele possui 30.000 (trinta mil) tubos por passe. O calor trocado deve ser de $2 \times 10^9 \text{ W}$, que é obtido pela passagem de água de resfriamento através dos tubos a uma vazão de $3 \times 10^4 \text{ kg/s}$ (a vazão por tubo é de 1 kg/s). A água entra a 20°C , enquanto o vapor condensa a 50°C .

4. Considere a condição limite de incrustação indicada no gráfico (Calor x Resistência incrustação), qual o incremento de tubulação necessário para manter a troca térmica ($2 \times 10^9 \text{ W}$)?

Dados interpolados para água na temperatura de entrada única conhecida

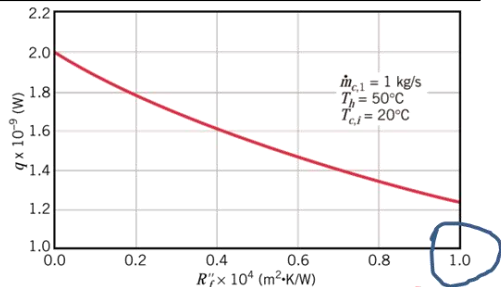
$$C_p = 4.179 \text{ J/(kg.K)}$$

$$\mu = 855 \cdot 10^{-6} \text{ N.s/m}^2$$

$$K = 613 \cdot 10^{-3} \text{ W/(m.K)}$$

$$\text{Pr} = 5,83$$

$$\rho = 997 \text{ kg/m}^3$$



Condição limite de insrustação

$$R_d = 1 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{7.542,84 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}} \right) + \left(\frac{1}{11.000 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}} \right) + \left(1 \cdot 10^{-4} \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}} \right) + \left(1 \cdot 10^{-4} \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}} \right)} = 2361,36 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Considerando incrustação interna
Equivalente a externa

Portanto :

$$NUT = \frac{UA}{C_{\min}} = \frac{U \times (N \times 2 \times \pi DL)}{C_{\min}}$$

$$L = \frac{NUT \times C_{\min}}{U \times (N \times 2 \times \pi D)} = \frac{NUT \times C_{\min}}{2361,36 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \times (30.000 \times 2 \times 3,1415 \times 0,025 \text{ m})} = \frac{NUT \times C_{\min}}{11.127.308,72 \frac{\text{W}}{\text{m.K}}}$$

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

GRADIENTE DE PRESSÃO E FATOR DE FRICÇÃO EM FLUXO COMPLETAMENTE DESENVOLVIDO

O condensador de uma **GRANDE** planta de produção de vapor é um trocador de calor no qual o vapor de água é condensado. Esse condensador é do tipo tubo carcaça consistindo de uma passagem na carcaça e duas passagens nos tubos, ele possui 30.000 (trinta mil) tubos por passe. O calor trocado deve ser de $2 \times 10^9 \text{ W}$, que é obtido pela passagem de água de resfriamento através dos tubos a uma vazão de $3 \times 10^4 \text{ kg/s}$ (a vazão por tubo é de 1 kg/s). A água entra a 20°C , enquanto o vapor condensa a 50°C .

4. Considere a condição limite de incrustação indicada no gráfico (Calor x Resistência incrustação), qual o incremento de tubulação necessário para manter a troca térmica ($2 \times 10^9 \text{ W}$)?

Dados interpolados para água na temperatura de entrada única conhecida

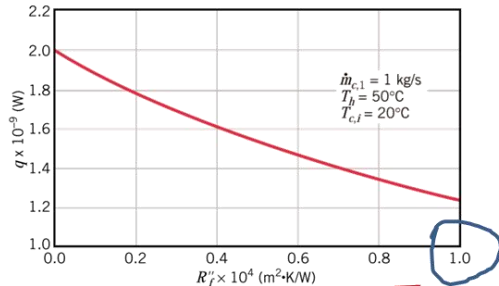
$$C_p = 4.179 \text{ J/(kg.K)}$$

$$\mu = 855 \cdot 10^{-6} \text{ N.s/m}^2$$

$$K = 613 \cdot 10^{-3} \text{ W/(m.K)}$$

$$\text{Pr} = 5,83$$

$$\rho = 997 \text{ kg/m}^3$$



Condição limite de insrustação

$$R_d = 1 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

$$L = \frac{NUT \times C_{\min}}{11.127.308,72 \frac{W}{m.K}}$$

Preciso determinar NUT, a efetividade já pode ser definida já que:

$$C_{\max} \rightarrow \infty \text{ já que o } \Delta T = 0, \text{ logo: } C_{\min} = C_{\text{água}} = 3 \cdot 10^4 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 4.182,11 \frac{\text{J}}{\text{kg.K}}$$

$$C_{\min} = 1,25 \cdot 10^8 \frac{W}{K}; \quad \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = 0$$

$$\varepsilon = \frac{36 - 20}{50 - 20} = 0,53 \rightarrow L = \frac{NUT \times 1,25 \cdot 10^8 \frac{W}{K}}{11.127.308,72 \frac{W}{m.K}} = \frac{0,76 \times 1,25 \cdot 10^8 \frac{W}{K}}{11.127.308,72 \frac{W}{m.K}} \rightarrow L = 8,54 \text{ m}$$

$$L_{\text{total}} = 8,54 \text{ m} \times N_{\text{tubos}} \times n_{\text{passagens}}$$

$$L_{\text{total}} = 8,54 \text{ m} \times 30.000 \times 2$$

$$L_{\text{total}} = 512.400 \text{ m} = 512,4 \text{ km}$$

O correto na prática é manter o tamanho dos tubos e aumentar o número de tubos
 $512.400 \text{ m} = 4,51 \text{ m} \times N \times 2 \rightarrow N = 56.807 \text{ tubos}$ precisará incrementar 26.807 tubos

CURSO DE OPERAÇÕES UNITÁRIAS II – UFU – PROF. CLAUDIO ROBERTO DUARTE

GRADIENTE DE PRESSÃO E FATOR DE FRICÇÃO EM FLUXO COMPLETAMENTE DESENVOLVIDO

O condensador de uma **GRANDE** planta de produção de vapor é um trocador de calor no qual o vapor de água é condensado. Esse condensador é do tipo tubo carcaça consistindo de uma passagem na carcaça e duas passagens nos tubos, ele possui 30.000 (trinta mil) tubos por passe. O calor trocado deve ser de $2 \times 10^9 \text{ W}$, que é obtido pela passagem de água de resfriamento através dos tubos a uma vazão de $3 \times 10^4 \text{ kg/s}$ (a vazão por tubo é de 1 kg/s). A água entra a 20°C , enquanto o vapor condensa a 50°C .

5. Se a planta produz 1250 MW a um custo de \$ 0,05 o kW.h, qual a perda de receita para uma parada de 2 dias pra limpeza?

Dados interpolados para água na temperatura de entrada única conhecida

$C_p = 4.179 \text{ J}/(\text{kg.K})$

$\mu = 855 \cdot 10^{-6} \text{ N.s/m}^2$

$K = 613 \cdot 10^{-3} \text{ W}/(\text{m.K})$

$Pr = 5,83$

$\rho = 997 \text{ kg/m}^3$

$$48h \times 1250 \cdot 10^6 \text{ W} \times \frac{\$0,05}{1 \cdot 10^3 \text{ W.h}} = \$3 \text{ milhões de dolares}$$

REGRAS BÁSICAS DE PROJETO DE TROCADOR DE CALOR

EVAPORADORES

1 – Introdução

A evaporação é um dos principais métodos usados na indústria química para a **concentração de soluções**. Consiste na separação de um soluto não volátil de um solvente volátil (normalmente água). Geralmente na evaporação, o **produto mais valioso é o concentrado**, também denominado de **licor grosso**.

A seguir, são apresentados alguns importantes fatores que influenciam a resolução e problemas envolvendo evaporadores:

I – Concentração: O aumento na concentração, inerente ao fenômeno de evaporação da solução conduz a um aumento do **ponto de ebulição**, da **viscosidade** e da **densidade**. A evaporação deverá ser interrompida quando a solução se saturar, exatamente para evitar a formação de cristais.

II – Formação de Espumas: Alguns materiais, especialmente substâncias orgânicas, formam espuma durante a vaporização. O arraste desta espuma pelo vapor é indesejado, porque ela é capaz de arrastar parte da solução, o que produz um vapor contaminado e possibilita a perda de soluto.

III – Sensibilidade Térmica: Muitos produtos químicos como medicamentos e alimentos degradam-se quando expostos a temperaturas mais elevadas. Nestes casos a concentração dessas soluções deve ser feita sob vácuo em condições especiais.

IV – Formação de Crostas: Algumas soluções depositam crostas sobre a superfície de troca térmica. Logo, o coeficiente global de troca térmica (U_D) diminui com o equipamento em operação, exigindo, portanto, manutenção e limpeza, periodicamente.

EVAPORADORES

V – Material de Construção: Sempre que possível os evaporadores devem ser construídos em aço. Entretanto, muitas soluções atacam materiais ferrosos ou são contaminados por ele. Nestes casos, recomendam-se materiais especiais não ferrosos (Cu, Ni, Al) ou aço inox. Em tais hipóteses, deve-se obter elevadas taxas de transferência de calor para compensar o alto custo inicial.

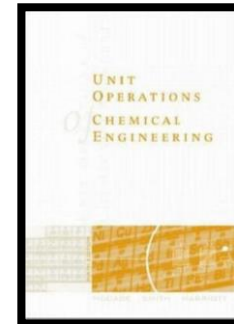
2 – Tipos de Evaporadores

2.1 – Evaporadores de Tubos Curtos ou de Calandra

- ✓- equipamento antigo;
- ✓- comprimento de 1 a 2,5 m e diâmetro de 2 a 4 m;
- ✓- remoção da crosta com facilidade porque há um anel central de fácil remoção que mantém a estrutura;
- ✓- indicado para soluções diluídas, haja vista que para soluções mais viscosas proporciona baixos coeficientes de troca térmica.

Unit Operations of Chemical Engineering (Hardcover)
by [Warren McCabe](#) (Author), [Julian Smith](#) (Author), [Peter Harriott](#) (Author)

Hardcover: 1132 pages **Publisher:** McGraw-Hill
Science/Engineering/Math; 6 edition (September 22, 2000)
Language: English **ISBN-10:** 0070393664 **ISBN-13:** 978-0070393660



EVAPORADORES

2.2 – Evaporadores de Circulação Forçada

Como a velocidade da mistura evaporada é alta, colocam-se defletores para minimizar o arraste de bolhas devido à coalescência delas. O vapor deixa o topo para um condensador ou para um próximo efeito.

2.3 – Evaporadores de Tubos Longos

- a) Fluxo ascendente (solução sobe e desce)
- b) Fluxo descendente (apenas uma passagem)

2.4 – Evaporadores com Filme Agitado

Há agitação mecânica do filme para aumentar a turbulência (aumento de h). São equipamentos utilizados para líquidos mais viscosos (1000 poise) e sensíveis ao calor (gelatina, antibióticos e suco de frutas). Como desvantagens, os evaporadores de filme agitado tem um custo maior de fabricação, manutenção e operação, pois possuem peças rotativas e capacidade de processamento mais reduzida.

Na verdade, as configurações acima podem aparecer isoladas ou combinadas entre si. Alguns exemplos de trocadores são mostrados a seguir.

EVAPORADORES

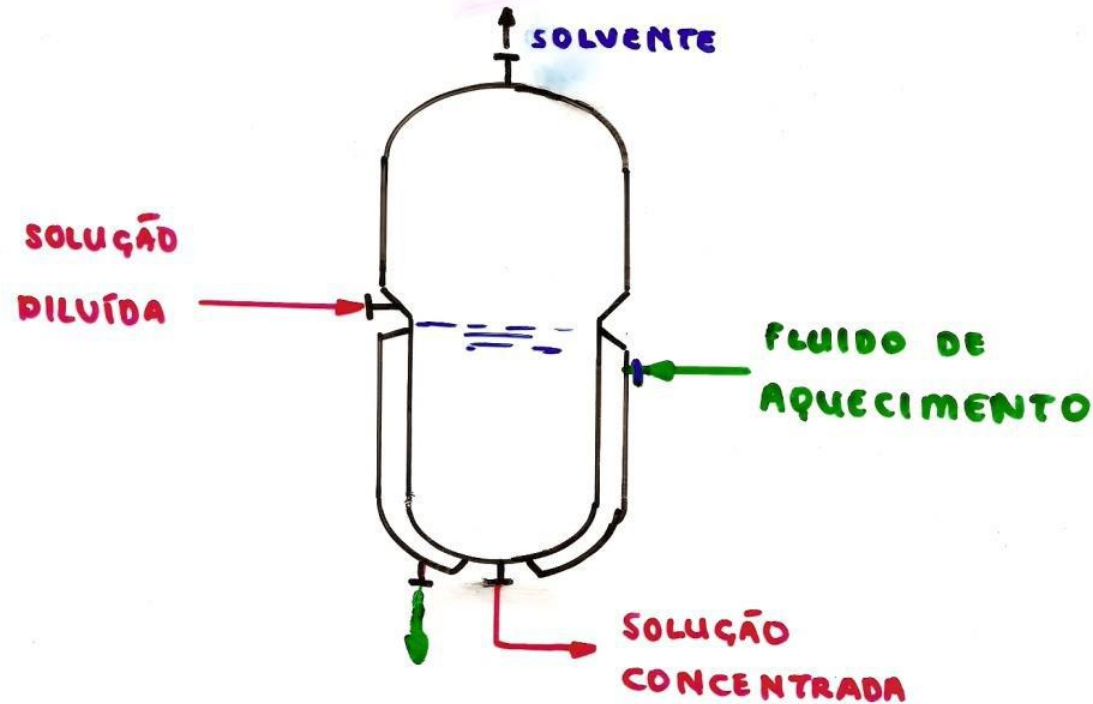


Figura 1 – Evaporador com camisa de aquecimento

EVAPORADORES



Evaporadores usados na
concentração de sucos
cítricos

EVAPORADORES

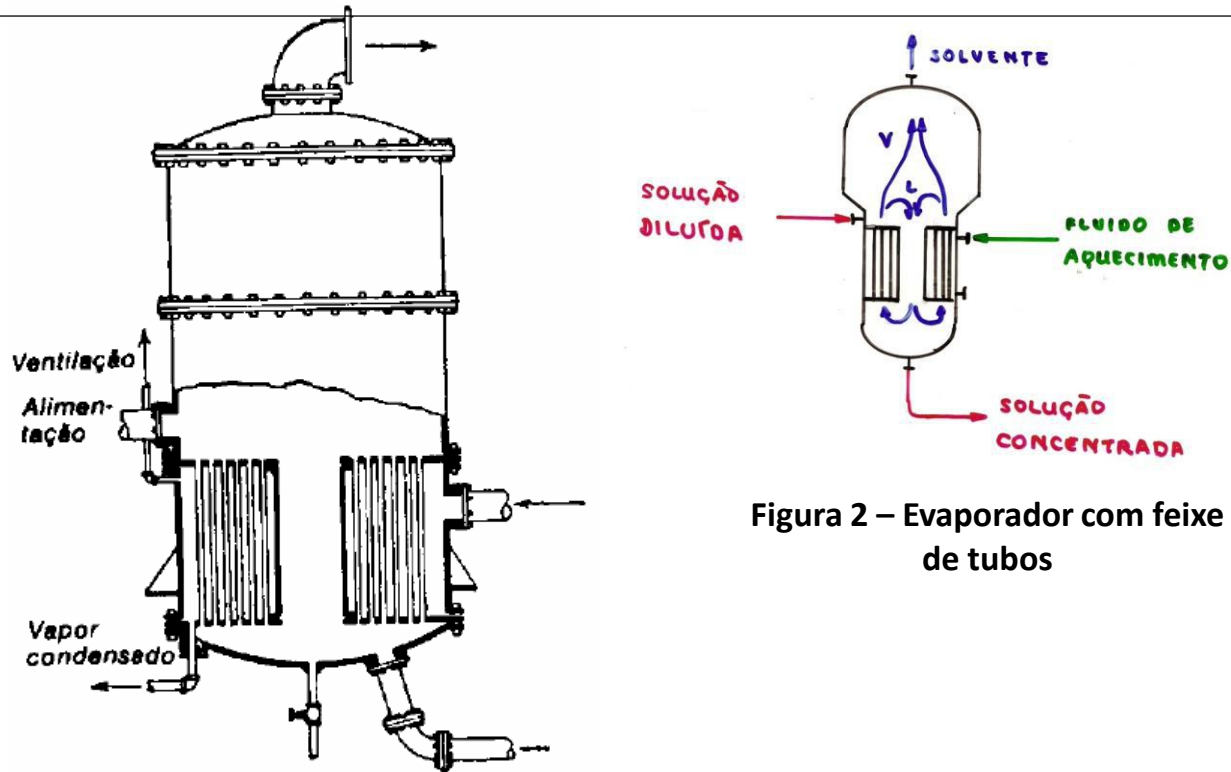
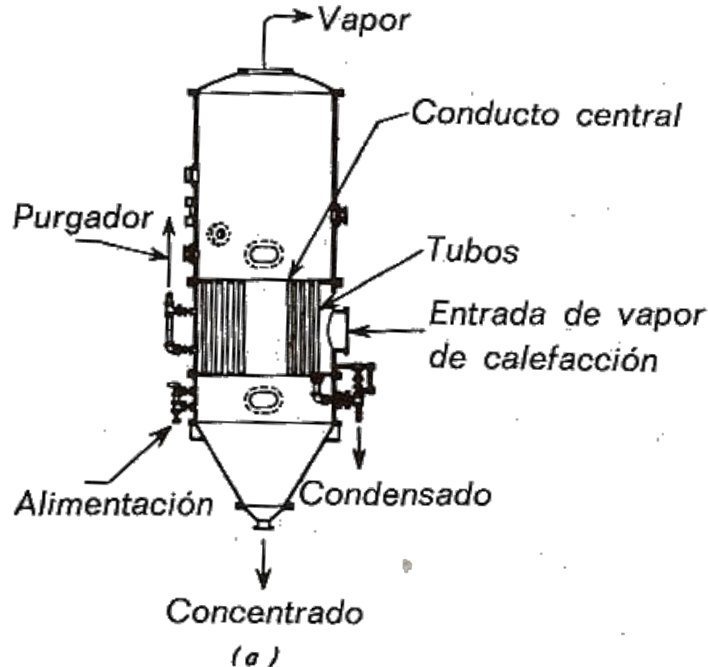


Figura 2 – Evaporador com feixe de tubos

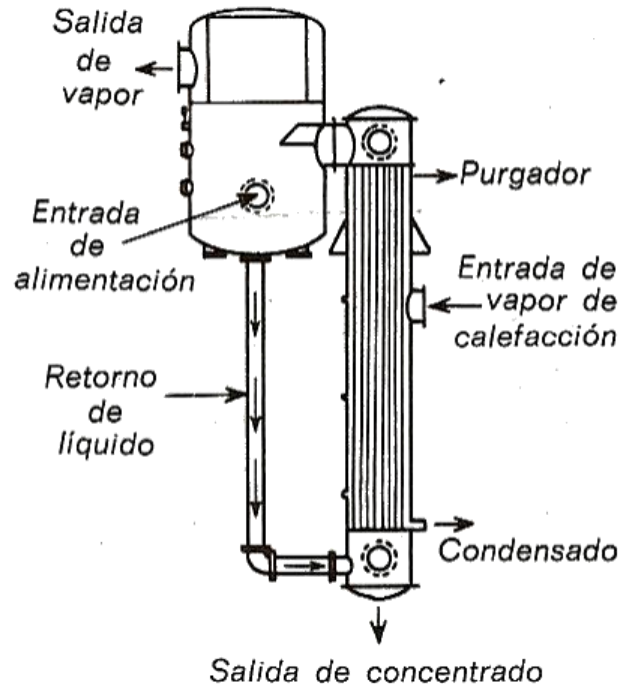
EVAPORADORES



São dotados de tubos curtos verticais, dentro de um corpo de vapor, este dispositivo é chamado de Calandra. O produto é aquecido e sobe através dos tubos por convecção natural e o vapor condensa pelo exterior dos tubos. O líquido concentrado retorna à base do recipiente através de uma seção anular central.

Figura 3 – Evaporador de Tubos Curtos

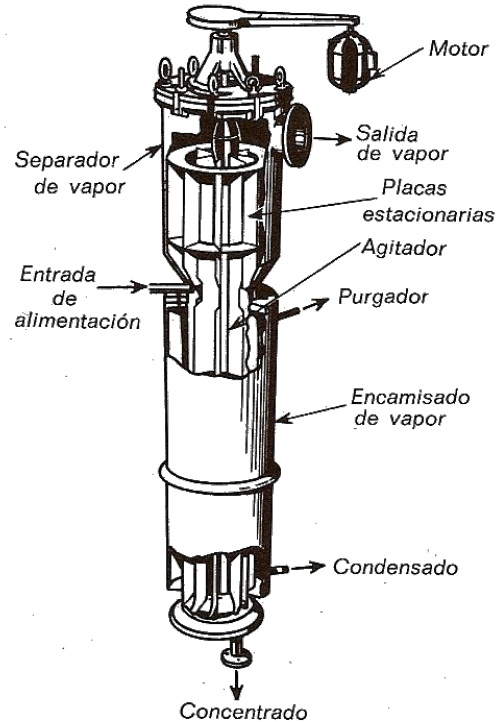
EVAPORADORES



Podem evaporar alimentos líquidos de baixa viscosidade, os quais fervem no interior de tubos verticais. Estes tubos se aquecem devido ao vapor existente no exterior, de tal maneira que o líquido ascende pelo interior dos tubos arrastado por vapores formados na parte inferior. O movimento ascendente dos vapores produz uma película que se move rapidamente para cima. Este tipo de evaporador alcança elevados coeficientes de transferência de calor, podendo-se recircular o alimento líquido até que se alcance a concentração desejada. O tempo de residência é de 3-4 segundos.

Figura 4 – Evaporador de Película Ascendente com tubos verticais longos

EVAPORADORES



A configuração cilíndrica do sistema produz menores áreas de transmissão de calor por unidade de volume de produto, sendo necessária a utilização de vapor à alta pressão, como meio de aquecimento com o objetivo de conseguir elevadas temperaturas na parede e velocidades de evaporação razoáveis. A grande desvantagem deste sistema são os custos de fabricação e mantimento, assim como a baixa capacidade de processamento.

Figura 5 – Evaporador de Película Agitada

EVAPORADORES

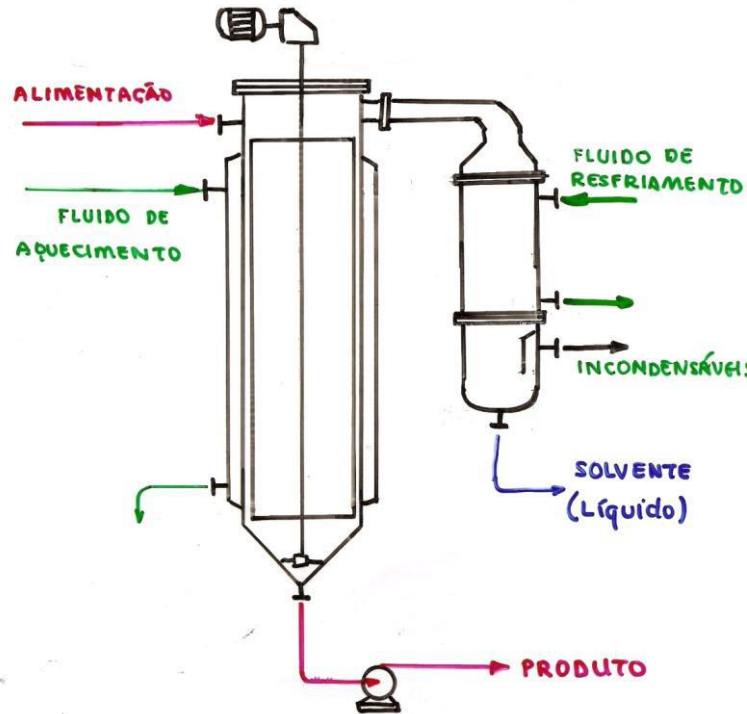


Figura 6 – Evaporador do Tipo Filme Raspado

EVAPORADORES

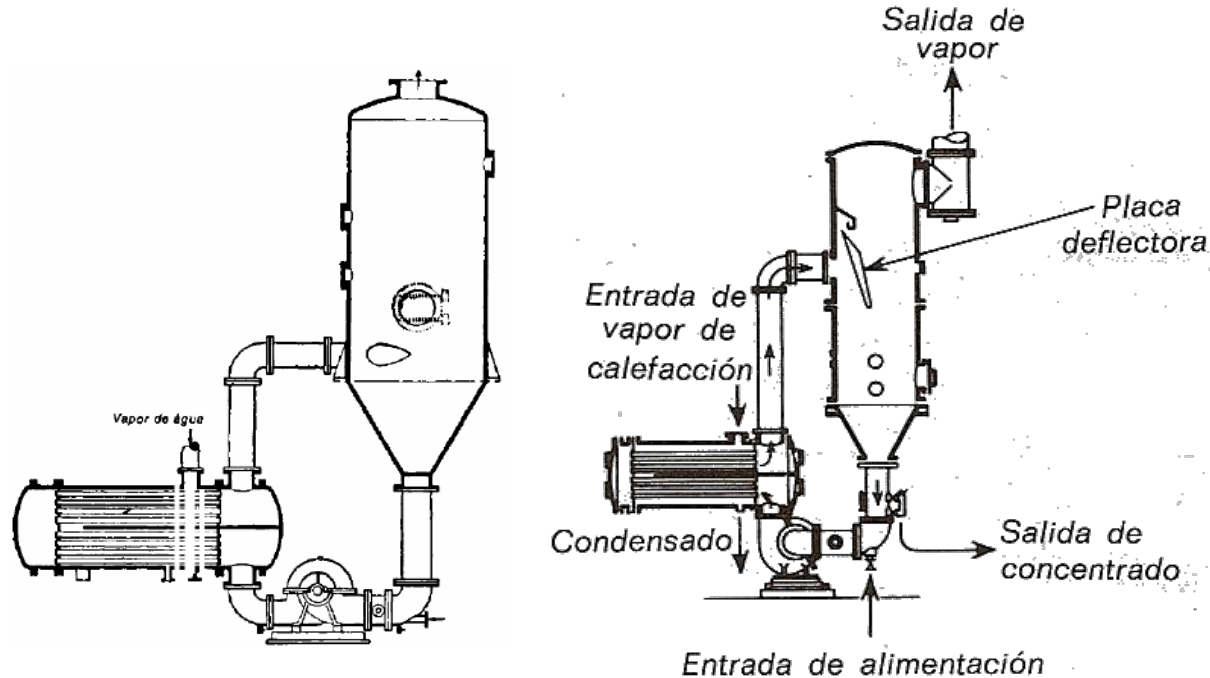
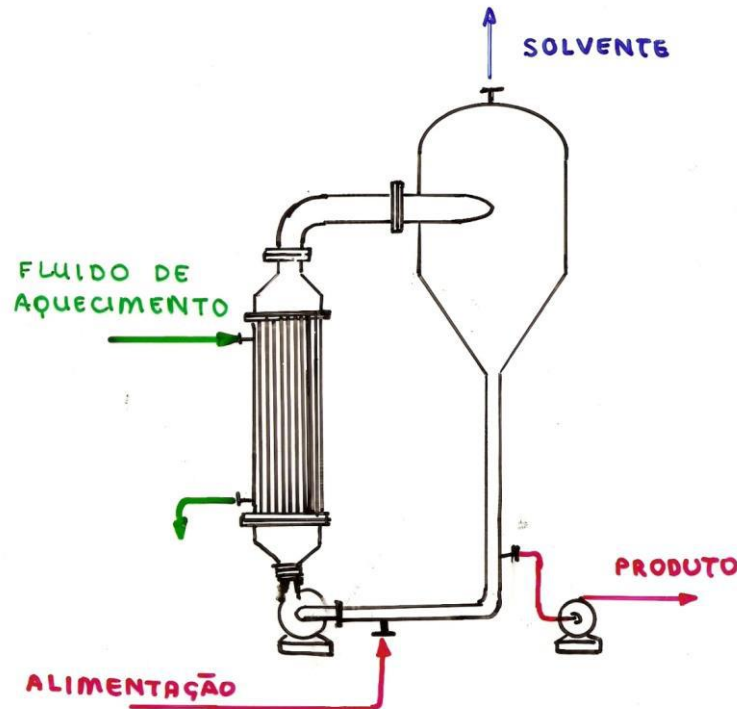


Figura 7 – Evaporador de Circulação Forçada com aquecimento Horizontal em Passos

EVAPORADORES



Consta de um trocador de calor com aquecimento indireto, onde o líquido circula em elevadas velocidades, devido à presença de bombas de fluxo axial. Devido à elevada carga hidrostática da parte superior dos tubos, qualquer possibilidade de ebulição do líquido é desprezada. O líquido que entra no evaporador se evapora instantaneamente, devido à diferença de pressão entre a parte interior e exterior do tubo. Possui os menores custos de fabricação e operação

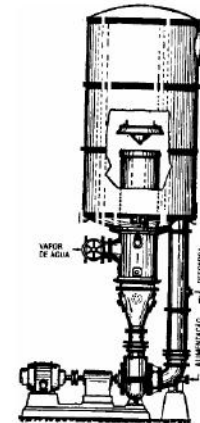


Figura 8 – Evaporador com Recirculação Forçada

EVAPORADORES

Existem diversos modelos para os evaporadores com circulação forçada, conforme indicado nas Figuras. Um evaporador com circulação forçada pode não ser tão econômico como um evaporador com circulação natural, porém eles são necessários quando o problema envolve uma solução com escoamento pobre, incrustação e características térmicas. Existe um limite para as viscosidades das soluções que circulam naturalmente.

Com materiais muito viscosos não existe alternativa, a não ser o uso deste tipo de evaporador. Além disso quando existe uma tendência para a formação de incrustação ou de depósitos salinos, as elevadas velocidades obtidas através do uso de bombas de circulação constituem o único método para impedir a formação de depósitos excessivos. O evaporador com circulação forçada é bem adaptável para um controle íntimo do escoamento, particularmente quando um longo tempo de contato pode perturbar os produtos químicos da solução. Os tubos de um evaporador com circulação forçada são menores do que os tubos num evaporador com circulação natural.

EVAPORADORES

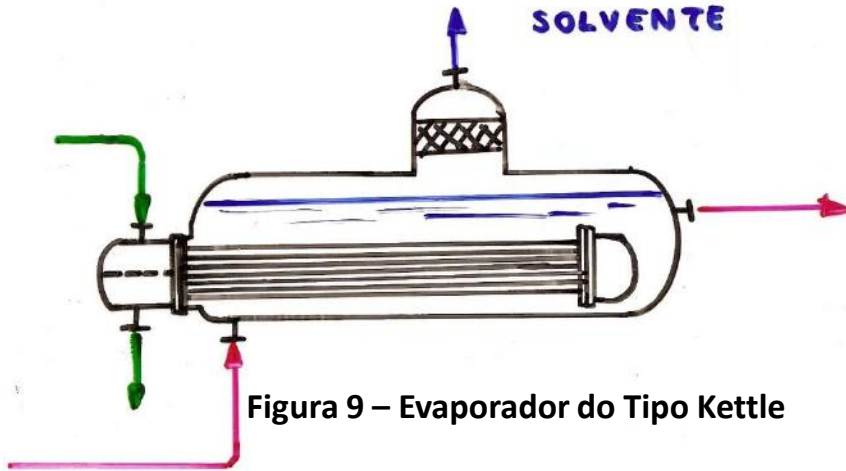


Figura 9 – Evaporador do Tipo Kettle

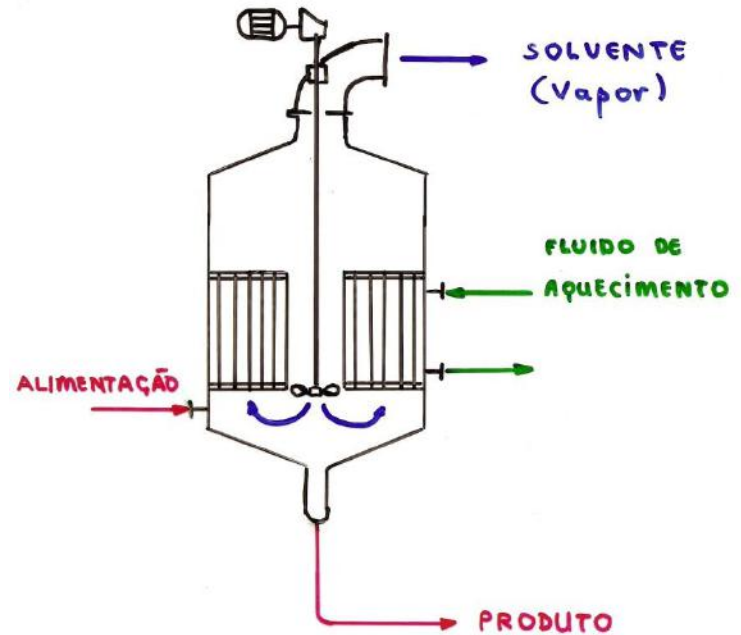


Figura 10 – Evaporador com Recirculação Forçada Interna

EVAPORADORES

3 – EFEITOS- Os evaporadores podem ser de simples ou múltiplo efeito.

1. Na modalidade de simples efeito há apenas um evaporador. Alimenta-se vapor vivo para prover o aquecimento, enquanto que o vapor gerado pela evaporação é retirado pelo topo e a solução concentrada pelo fundo do equipamento. O vapor vivo é utilizado de modo ineficiente quando comparado ao de múltiplo efeito. São exemplos, quaisquer das configurações anteriores apresentadas nas Figuras de 1 a 10.
2. Na modalidade de múltiplo efeito há mais de um evaporador, postos em série. O vapor vivo é alimentado num estágio. O vapor gerado em um evaporador é aproveitado como fluido de aquecimento para o próximo evaporador e assim, sucessivamente. No múltiplo efeito há um aumento da evaporação por unidade de massa de vapor vivo utilizado. Vale ressaltar que à medida que se caminha pelos efeitos, o vapor então gerado, sob o ponto de vista entálpico, é mais pobre do que o efeito anterior. Na Figura 11 e 12 são apresentados múltiplos efeitos em correntes paralelas e concorrentes, respectivamente.

EVAPORADORES

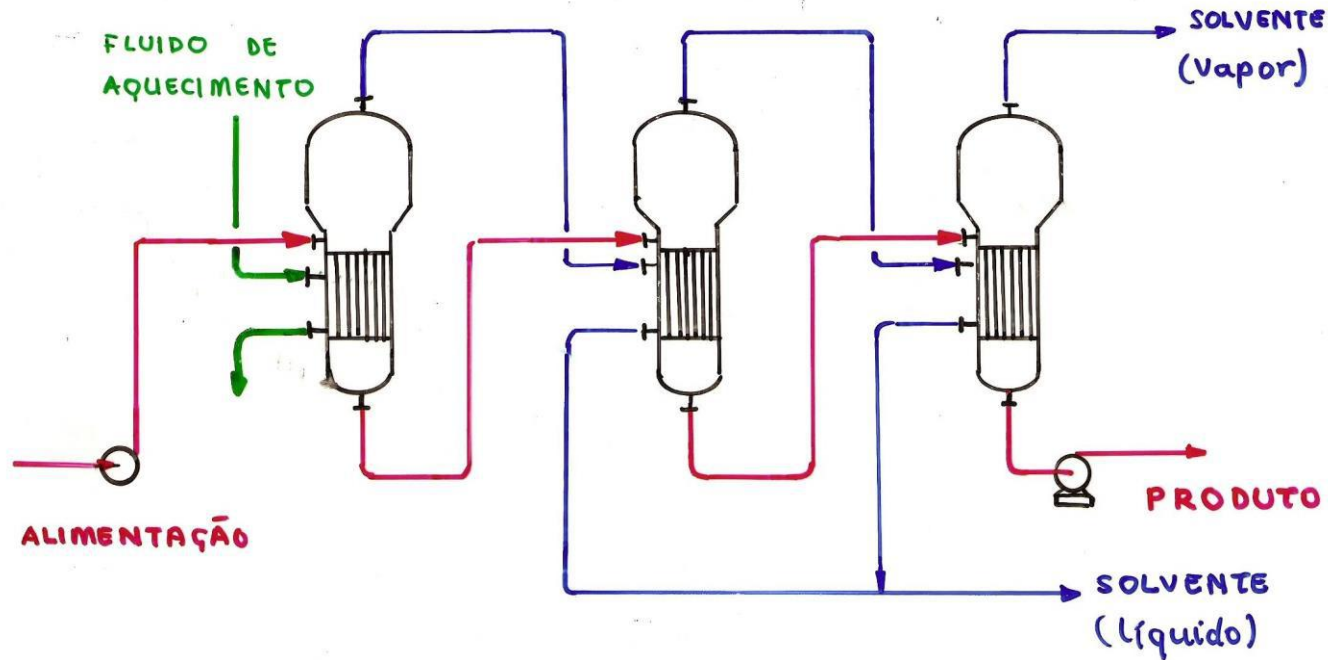


Figura 11 – Múltiplo efeito em correntes paralelas

EVAPORADORES

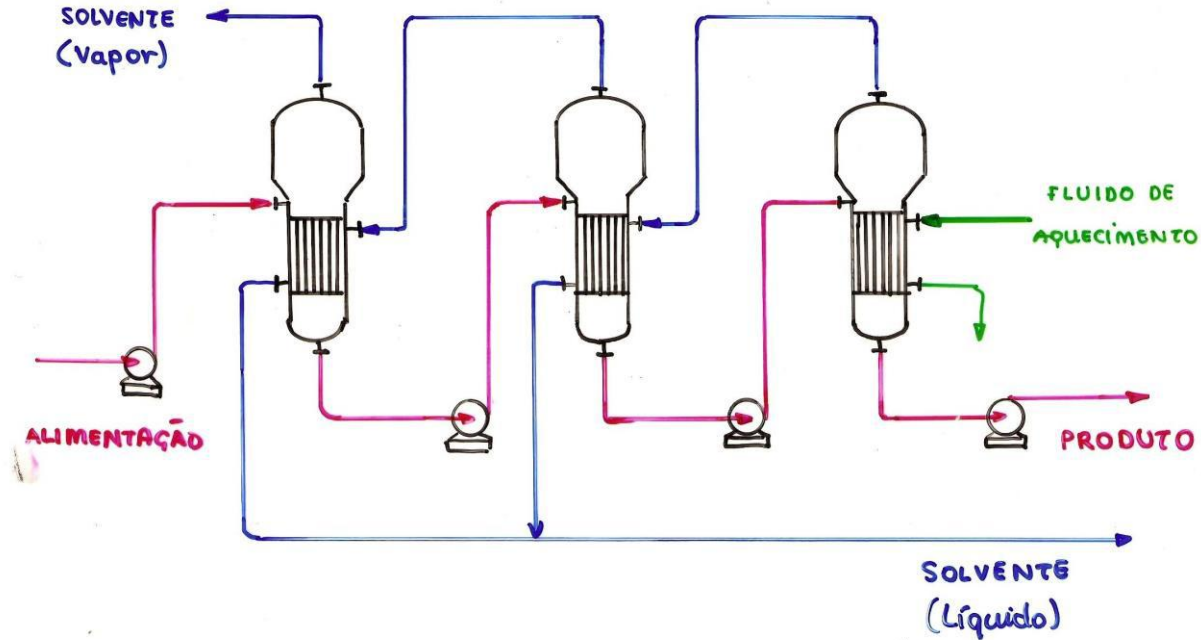


Figura 12 – Múltiplo Efeito em correntes contrárias

EVAPORADORES



Múltiplo Efeito



EVAPORADORES

4 – FUNCIONAMENTO DE EVAPORADORES

Neste aspecto dois parâmetros são importantes:

I - **Capacidade do evaporador:** definida como a taxa mássica de líquido evaporada.

II – **Economia:** definida como a razão entre a massa de líquido evaporado pela massa de vapor vivo utilizado.

Fenomenologicamente, o calor envolvido na evaporação obedece a Lei de Resfriamento de Newton:

$$Q = U_D A (T_S - T)$$

Em que:

Q é o calor fornecido do vapor de aquecimento à solução a ser evaporada;

U_D é o coeficiente global de troca térmica;

A é a área disponível de troca térmica;

T_S é a temperatura do vapor saturado;

T é a temperatura de ebulição da solução;

A temperatura de alimentação da solução em cada estágio é importante. Alimentação fria requer calor para aquecê-la até o ponto de ebulição. Se a alimentação estiver à temperatura de ebulição todo o calor transmitido através da superfície é utilizado para a vaporização.

A temperatura de ebulição da solução em evaporadores é afetada pela Elevação do Ponto de Ebulição (E.P.E) e Carga Estática do Fluido.

EVAPORADORES

A **pressão de vapor** para a maioria das soluções aquosas é menor que da água pura à mesma temperatura. Isso implica que **à mesma pressão**, a temperatura de ebulição das soluções é maior do que aquela verificada para a água pura. O aumento no ponto de ebulição, em relação ao da água pura, é chamado de **elevação do ponto de ebulição (E.P.E.)**. O E.P.E para soluções diluídas ou soluções orgânicas é pequeno, porém para soluções concentradas de compostos inorgânicos ele passa a ser significativo. A diferença entre o ponto de ebulição da solução e água pura, numa mesma pressão de operação, vem representada por regras empíricas, conhecidas como **Linhas Duhring**. Um exemplo é mostrado na Figura 13 da próxima transparência.

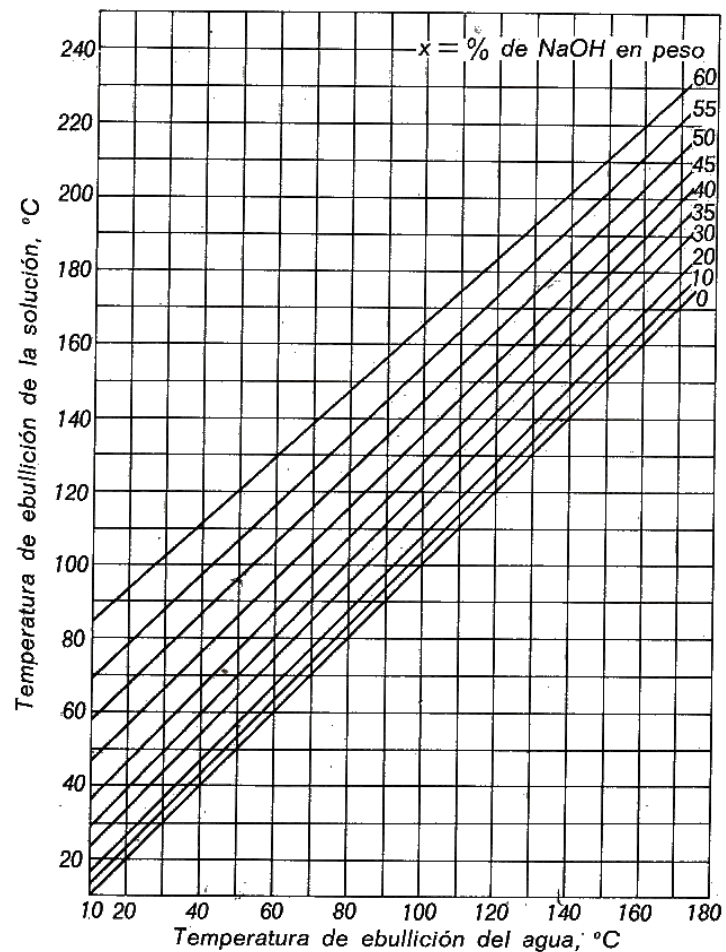


Figura 13 – Linhas de Dühring para o sistema H_2O -NaOH

EVAPORADORES

Além das linhas de Duhring para projeto, operação e otimização de evaporadores é necessário ter à disposição diagramas de entalpia e concentração a fim de auxiliar nos cálculos energéticos. Na Figura 14 é apresentado um diagrama entálpico para o sistema H_2O - NaOH .

A **Carga Estática do Fluido** modifica também o ponto de ebulição da solução. Parcelas de solução localizadas no fundo do equipamento sentirão uma pressão maior do que uma localizada próxima à superfície. Logo, na base do equipamento maior também será a temperatura necessária para que ocorra vaporização do líquido.

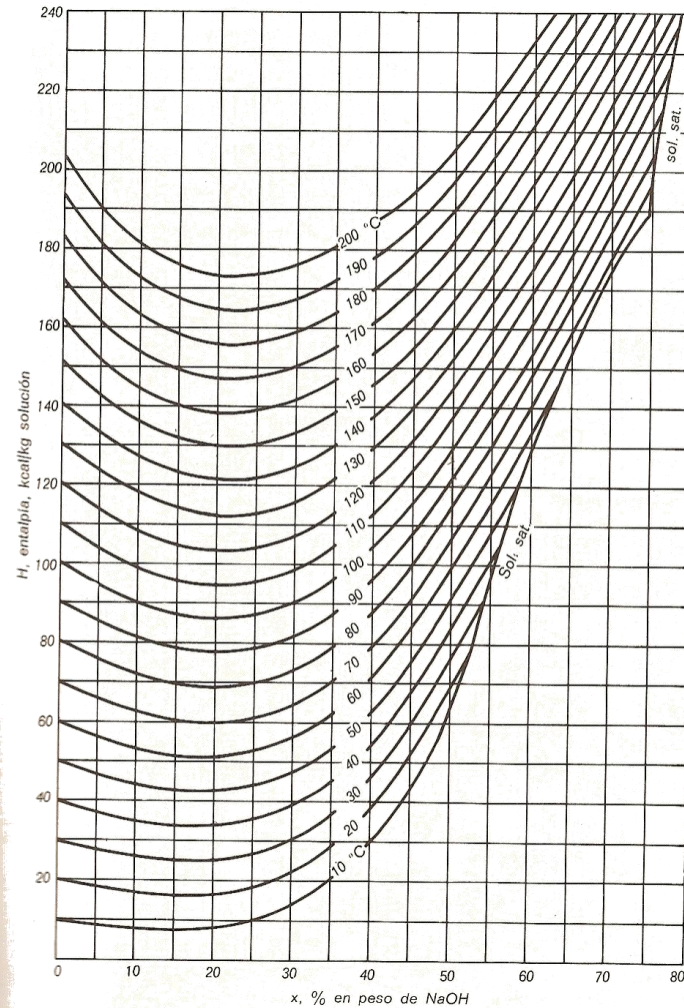


Figura 14 – Diagrama Entalpia-Concentração para o sistema H_2O -NaOH

EVAPORADORES

Coeficientes de Transferência de calor:

$$Q = U_D A \Delta T$$

$$\text{Aqui: } \Delta T = (T_{\text{vapor-saturado}} - T_{\text{ebulição-da-solução}})$$

$$\Delta T = (T_s - T)$$

$$U_D A = \frac{1}{\sum R_t} \Rightarrow \sum R_t = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5$$

R_1 Resistência da película do vapor condensante
o coeficiente de película do vapor condensante tem um valor elevado (h) [presença de gases não condensáveis (ar) provoca redução de h]

R_2 Resistência de incrustação (exterior dos tubos)

R_3 Resistência de incrustação (interior dos tubos)

R_4 Resistência de condução na parede dos tubos

R_5 Resistência da solução ebuliente lado do líquido (comumente é a controladora[materiais viscosos])

A maior parte dos evaporadores trabalham com materiais viscosos, nestes casos, é a resistência do líquido (R_5) que controla a evaporação.

Atenção!!!

U_D representa o coeficiente global típico em evaporadores e pode ser obtido através da tabela 16.1 da página 473 do McCabe Smith.



EVAPORADORES

5- BALANÇO ENTÁLPICO PARA UM EVAPORADOR DE SIMPLES EFEITO

Hipótese- A perda de calor no evaporador é desprezível!!!

Balanço de Entalpia para o lado do vapor condensante:

$$Q_s = \dot{m}_s (H_c - H_s) = -\dot{m}_s \lambda_s \rightarrow \text{o negativo indica calor}$$

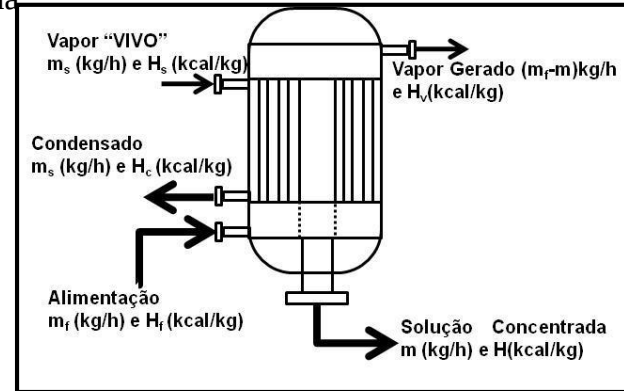
perdido λ_s é o calor latente de condensação de vapor d'água

Observe que neste caso a entalpia que aparece na equação é a entalpia específica(kcal/kg).

Balanço de Entalpia para a solução que se concentra:

$$Q = \Delta H \Rightarrow \Delta H = [(\dot{m}_f - \dot{m}) H_v + \dot{m} H]_{\text{saída}} - [\dot{m}_f H_f]_{\text{entrada}}$$

$$Q = (\dot{m}_f - \dot{m}) H_v + \dot{m} H - \dot{m}_f H_f$$



Considerando que não existe perda de calor, o calor perdido pelo vapor é recebido pelo líquido:

$$-Q_s = Q \Rightarrow -(-\dot{m}_s \lambda_s) = (\dot{m}_f - \dot{m}) H_v + \dot{m} H - \dot{m}_f H_f$$

$$\dot{m}_s \lambda_s = (\dot{m}_f - \dot{m}) H_v + \dot{m} H - \dot{m}_f H_f \quad ***$$

EVAPORADORES

5- BALANÇO ENTÁLPICO PARA UM EVAPORADOR DE SIMPLES EFEITO

Hipótese- A perda de calor no evaporador é desprezível!!!

Primeiro caso: Calor de Diluição Desprezível

Seja a temperatura de referência $\rightarrow T$ -temperatura de ebulição da solução no evaporador.

A entalpia específica H_f da solução diluída pode ser calculada a partir do calor específico, que supõe-se permanecer constante no intervalo de temperatura desde T_f até T . Portanto, teremos:

$$H_f = C_{p_f} (T_f - T) \rightarrow C_{p_f} - \text{Calor específico da solução diluída} \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \right]$$

T_f - temperatura de alimentação ($^\circ\text{C}$)

T - temperatura de ebulição

-Solução concentrada (está a T)

A entalpia específica H da solução concentrada é zero e o termo $mH=0$ (eq BE)

$$H = C_{p_c} (T - T) = 0$$

Agora teremos: Balanço de Entalpia para a solução que se concentra

$$Q = \Delta H \Rightarrow \Delta H = [(\dot{m}_f - \dot{m})H_v + \dot{m}H]_{\text{saída}} - [\dot{m}_f H_f]_{\text{entrada}}$$

Tinhamos que:

$$-Q_s = Q \Rightarrow -(-\dot{m}_s \lambda_s) = (\dot{m}_f - \dot{m})H_v + \dot{m}H^0 - \dot{m}_f H_f$$

$$\dot{m}_s \lambda_s = (\dot{m}_f - \dot{m})H_v - \dot{m}_f H_f$$

Considere λ =Calor latente da água na pressão do espaço do vapor, teremos:

$$\Rightarrow \dot{m}_s \lambda_s = (\dot{m}_f - \dot{m})\lambda - \dot{m}_f H_f \Rightarrow H_v = \lambda$$

EVAPORADORES

5- BALANÇO ENTÁLPICO PARA UM EVAPORADOR DE SIMPLES EFEITO

Hipótese- A perda de calor no evaporador é desprezível!!!

Segundo caso: Calor de Diluição é Considerável

Vimos que:

$$\dot{m}_s \lambda_s = (\dot{m}_f - \dot{m}) H_v + \dot{m} H - \dot{m}_f H_f$$

Para esta nova situação os valores de H_f e H são obtidos pelo Diagrama de Entalpia em função da Concentração

Exemplo: NaOH em Água Figura 16-9 pag. 479.

É preciso conhecer as concentrações de entrada e saída do evaporador!!!!

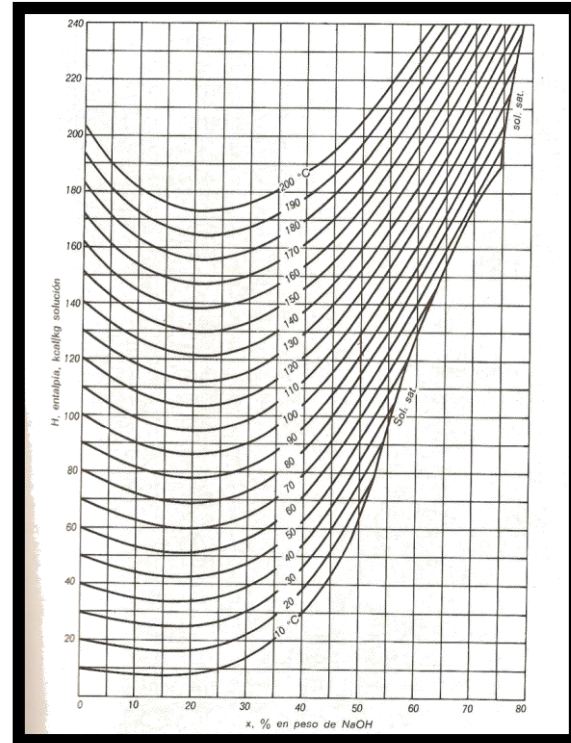


Diagrama Entalpia-Concentração para o sistema H_2O -NaOH

EVAPORADORES

5- BALANÇO ENTÁLPICO PARA UM EVAPORADOR DE SIMPLES EFEITO

Exemplo: Uma solução de coloides orgânicos em água deve ser concentrada de 10 a 50% de sólidos em um evaporador de simples efeito. Para esta operação se dispõe de vapor de água saturado á 120°C. A pressão absoluta no evaporador é de 100 mmHg que corresponde a uma temperatura de ebulição de 51,6°C. A taxa de alimentação é 25.000 kg/h. O coeficiente global de transmissão de calor é igual a 2.400 kcal/(m².h.°C) tanto a E.P.E como o calor de diluição podem ser considerados desprezíveis. **Calcule o consumo e a economia de vapor e a superfície de troca térmica necessária se a temperatura de alimentação for: a) 51,6 °C b) 21 °C c) 93 °C**

Primeiramente iremos fazer um balanço de massa:

Para o sólido temos:

$$0,1 \times \dot{m}_f = 0 \times (\dot{m}_f - \dot{m}) + 0,5 \times \dot{m} \Rightarrow \dot{m} = \frac{25000 \times 0,1}{0,5}$$

$$\Rightarrow \dot{m} = 5000 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Para o líquido temos:

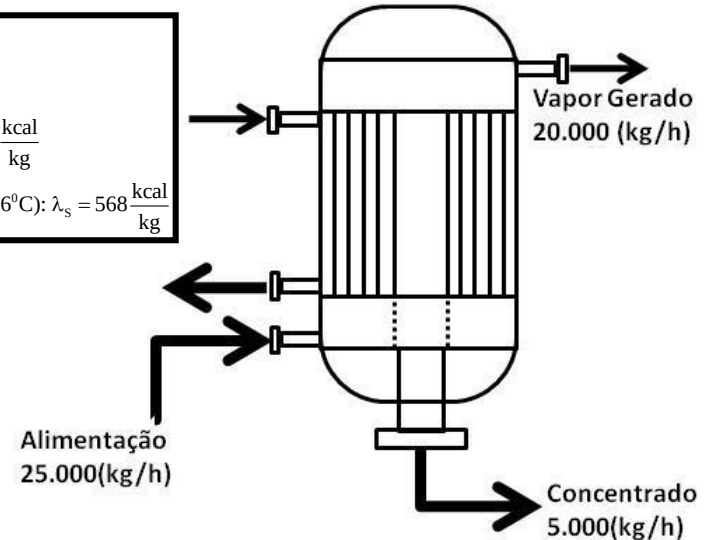
$$0,9 \times \dot{m}_f = 1 \times (\dot{m}_f - \dot{m}) + 0,5 \times \dot{m} \Rightarrow (\dot{m}_f - \dot{m}) = 20.000 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Dados:

$$C_{p_f} = 0,90 \frac{\text{kcal}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$\text{Vapor de água (120}^\circ\text{C): } \lambda_s = 525 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

$$\text{Vapor de água (1000mmHg e 51,6}^\circ\text{C): } \lambda_s = 568 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$



EVAPORADORES

5- BALANÇO ENTÁLPICO PARA UM EVAPORADOR DE SIMPLES EFEITO

Exemplo: Uma solução de coloides orgânicos em água deve ser concentrada de 10 a 50% de sólidos em um evaporador de simples efeito. Para esta operação se dispõe de vapor de água saturado á 120°C. A pressão absoluta no evaporador é de 100 mmHg que corresponde a uma temperatura de ebulição de 51,6°C. A taxa de alimentação é 25.000 kg/h. O coeficiente global de transmissão de calor é igual a 2.400 kcal/(m².h.°C) tanto a E.P.E como o calor de diluição pode ser considerados desprezíveis. **Calcule o consumo e a economia de vapor e a superfície de troca térmica necessária se a temperatura de alimentação for: a) 51,6 °C b) 21 °C c) 93 °C**

a) Para a temperatura $T=51,6^{\circ}\text{C}$ temos:

$T=51,6^{\circ}\text{C}$ e $T_f=51,6^{\circ}\text{C}$

Calculo do consumo de vapor:

$$\text{Balanço de energia: } \rightarrow Q = \dot{m}_s \lambda_s = (\dot{m}_f - \dot{m}) \lambda - \dot{m}_f H_f$$

Sabemos que: $\dot{m}_f H_f = \dot{m}_f C_{p_f} (T_f - T)^0 = 0$

$$\text{Portanto, podemos escrever: } \dot{m}_s = \frac{(\dot{m}_f - \dot{m})}{\lambda_s} \lambda = \frac{20.000 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}{525 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}} \times 568 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

$$\Rightarrow \dot{m}_s = 21638 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Vamos ao cálculo da economia, que é estimada pela relação entre a massa de água evaporada e a massa de vapor "vivo" utilizado.

$$\text{Economia} = \frac{20.000 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}{21.638 \frac{\text{kg}}{\text{h}}} \Rightarrow \boxed{\text{Economia}=0,924}$$

Cálculo da área de superfície de troca térmica:

$$Q = U_D A \Delta T$$

$$\text{Aqui: } \Delta T = (T_{\text{vapor-saturado}} - T_{\text{ebulição-da-solução}})$$

$$\Delta T = (T_s - T)$$

$$A = \frac{Q}{U_D (T_s - T)} = \frac{\dot{m}_s \lambda_s}{U_D (T_s - T)} = \frac{21.638 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \times 525 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}}{2.400 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C}} (120^{\circ}\text{C} - 51,6^{\circ}\text{C})}$$

$$\Rightarrow \boxed{A = 69,20 \text{m}^2}$$

Faça os itens b e c!!!!!!!!!!!!

EVAPORADORES

5- BALANÇO ENTÁLPICO PARA UM EVAPORADOR DE SIMPLES EFEITO

Exemplo: Um evaporador de simples efeito será utilizado para concentrar 10.000 kg/h de uma solução de NaOH de 20% a 50% em peso de sólidos. A pressão de vapor de água é 2,44 kgf/(cm²) (absoluta) e a temperatura é de 126°C e a pressão absoluta no espaço do vapor é 100mmHg. O valor estimado do coeficiente global é de 1.250 kcal/(h.m².°C). A temperatura de alimentação é 40°C. Calcular o consumo de vapor, a economia de vapor e a superfície de troca térmica necessária.

Primeiramente iremos fazer um balanço de massa:

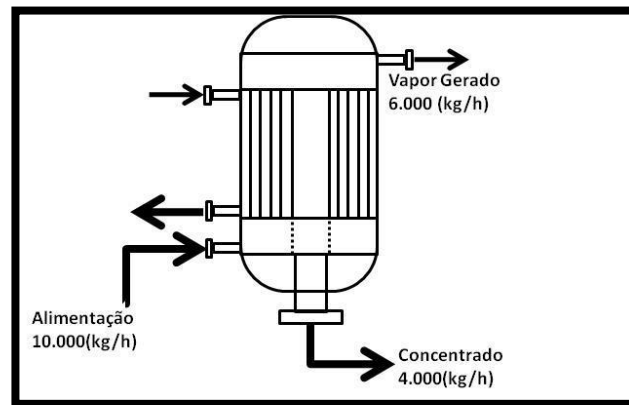
Para o sólido temos:

$$0,2 \times \dot{m}_f = 0 \times (\dot{m}_f - \dot{m}) + 0,5 \times \dot{m} \Rightarrow \dot{m} = \frac{10.000 \times 0,2}{0,5}$$

$$\Rightarrow \dot{m} = 4.000 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Para o líquido temos:

$$0,8 \times \dot{m}_f = 1 \times (\dot{m}_f - \dot{m}) + 0,5 \times \dot{m} \Rightarrow (\dot{m}_f - \dot{m}) = 6.000 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$



EVAPORADORES

5- BALANÇO ENTÁLPICO PARA UM EVAPORADOR DE SIMPLES EFEITO

Exemplo: Um evaporador de simples efeito será utilizado para concentrar 10.000 kg/h de uma solução de NaOH de 20% a 50% em peso de sólidos. A pressão de vapor de água é 2,44 kgf/(cm²) (absoluta) e a temperatura é de 126°C e a pressão absoluta no espaço do vapor é 100mmHg. O valor estimado do coeficiente global é de 1.250 kcal/(h.m².°C). A temperatura de alimentação é 40°C. Calcular o consumo de vapor, a economia de vapor e a superfície de troca térmica necessária.

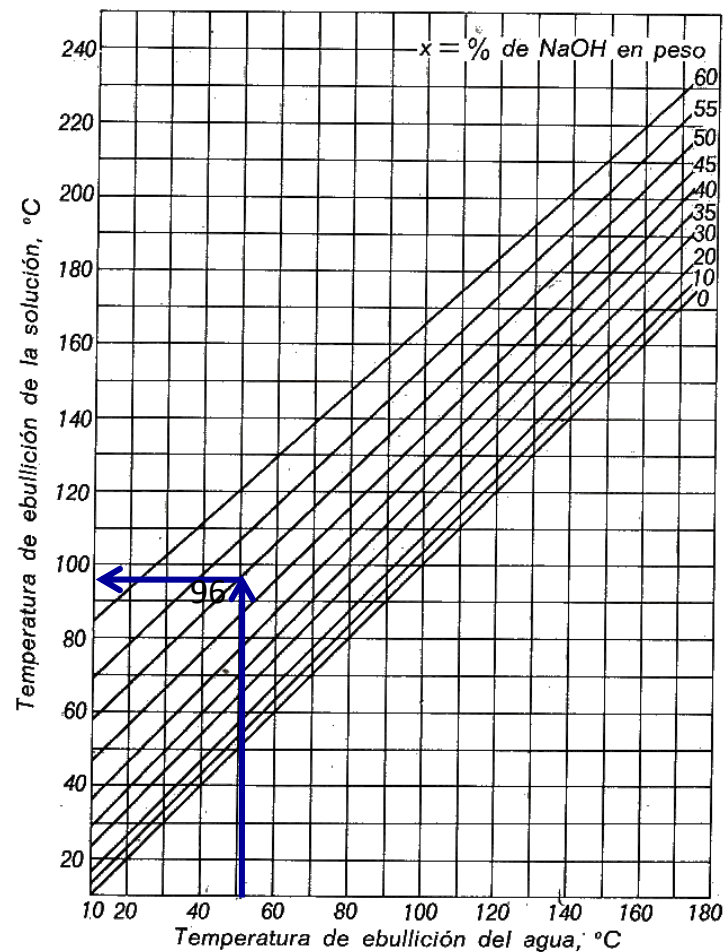
Antes de iniciarmos os balanços de energia, precisamos determinar as temperaturas de ebulição da água e das soluções e então determinar a Elevação do Ponto de Ebulição E.P.E

{ Temperatura de Ebulição da água a 100mmHg=51°C
{ Temperatura de Ebulição da solução (Duhring)=96°C

(veja leitura na figura)

A Entalpia da solução é obtida com ajuda do gráfico conforme próxima transparência.

{ Alimentação a 20% de NaOH e 40°C $\Rightarrow H_f = 34 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$
{ Concentrado a 50% de NaOH e 96°C $\Rightarrow H = 127 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$



Note que na leitura adotou-se a concentração de saída do concentrado.

Figura 13 – Linhas de Dühring para o sistema $\text{H}_2\text{O-NaOH}$

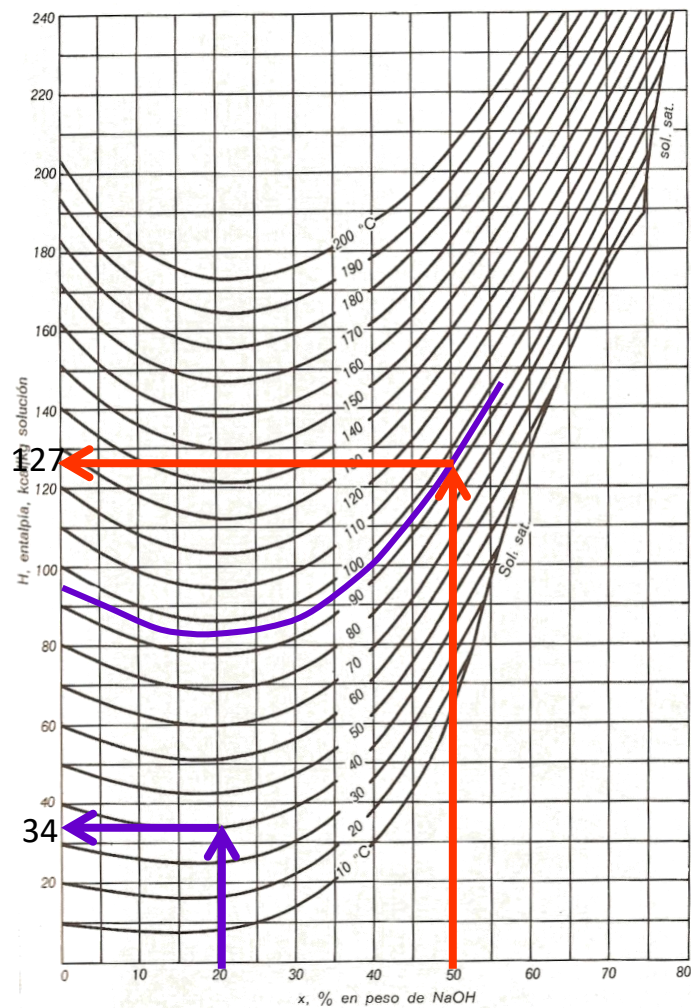


Figura 14 – Diagrama Entalpia-Concentração para o sistema H₂O-NaOH

EVAPORADORES

5- BALANÇO ENTÁLPICO PARA UM EVAPORADOR DE SIMPLES EFEITO

Exemplo: Um evaporador de simples efeito será utilizado para concentrar 10.000 kg/h de uma solução de NaOH de 20% a 50% em peso de sólidos. A pressão de vapor de água é 2,44 kgf/(cm²) (absoluta) e a temperatura é de 126°C e a pressão absoluta no espaço do vapor é 100mmHg. O valor estimado do coeficiente global é de 1.250 kcal/(h.m².°C). A temperatura de alimentação é 40°C. Calcular o consumo de vapor, a economia de vapor e a superfície de troca térmica necessária.

A solução deste tipo de problema exige que tenhamos em mãos uma tabela de vapor d'água. A entalpia do vapor que sai do evaporador é obtida por este tipo de tabela. A

entalpia do vapor de água a 96°C e 100mmHg é $H_v = 640 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$.

O calor latente de vaporização λ_s a pressão absoluta de 2,44 $\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$

vale $\lambda_s = 522 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$.

Portanto, tendo estes valores podemos seguir no cálculo do consumo de vapor:

Balanço de energia: $\rightarrow Q = \dot{m}_s \lambda_s = ((\dot{m}_f - \dot{m}) H_v + \dot{m} H)_{\text{sai}} - (\dot{m}_f H_f)_{\text{entra}}$

$$\dot{m}_s = \frac{(\dot{m}_f - \dot{m}) H_v + \dot{m} H - \dot{m}_f H_f}{\lambda_s}$$

$$\dot{m}_s = \frac{6.000 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \times 640 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} + 4.000 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \times 127 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} - 10.000 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \times 34 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}}{522 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}}$$

$$\dot{m}_s = 7678 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Vamos ao cálculo da economia, que é estimada pela relação entre a massa de água evaporada e a massa de vapor "vivo" utilizado.

$$\text{Economia} = \frac{6.000 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}{7.678 \frac{\text{kg}}{\text{h}}} \Rightarrow \text{Economia} = 0,78$$

Cálculo da área de superfície de troca térmica:

$$Q = U_D A \Delta T$$

$$\text{Aqui: } \Delta T = (T_{\text{vapor-saturado}} - T_{\text{ebulição-da-solução}})$$

$$\Delta T = (T_s - T)$$

$$A = \frac{Q}{U_D (T_s - T)} = \frac{\dot{m}_s \lambda_s}{U_D (T_s - T)} = \frac{7.678 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \times 522 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}}{1.250 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}} (126^\circ\text{C} - 96^\circ\text{C})}$$

$$\Rightarrow A \approx 107 \text{ m}^2$$

kPa mm Hg	°C	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800	850	900	950	1.000	1.050	1.100
1,8	V, m³/kg	129,2	161,5	184,6	207,7	230,7	253,8	276,9	300,0	323,1	346,1	369,2	392,3	415,4	438,4	461,5	484,6
30(1)	h, kJ/kg	2513,7	2644,4	2739,0	2834,7	2931,8	3030,2	3130,1	3231,7	3334,8	3439,6	3546,1	3654,3	3764,3	3876,0	3989,5	4104,7
	u, kJ/kg	2384,5	2482,9	2554,4	2627,1	2701,0	2776,4	2853,2	2931,7	3011,7	3093,4	3176,9	3262,0	3348,9	3437,6	3528,0	3620,1
90(7)	V, m³/kg	67,00	80,73	92,28	103,8	115,4	126,9	138,4	150,0	161,5	173,1	184,6	196,1	207,7	219,2	230,8	242,3
20(7)	h, kJ/kg	2533,0	2644,3	2738,9	2834,7	2931,7	3030,2	3130,1	3231,6	3334,8	3439,6	3546,1	3654,3	3764,3	3876,0	3989,5	4104,7
	u, kJ/kg	2399,0	2482,3	2554,4	2627,0	2701,0	2776,4	2853,2	2931,7	3011,7	3093,4	3176,9	3262,0	3348,9	3437,6	3528,0	3620,1
102(1)	V, m³/kg	34,80	40,35	46,13	51,91	57,68	63,45	69,22	74,99	80,76	86,53	92,30	98,07	103,8	109,6	115,4	121,1
	h, kJ/kg	2553,9	2644,0	2738,8	2834,6	2931,7	3030,1	3130,1	3231,6	3334,8	3439,6	3546,1	3654,3	3764,3	3876,0	3989,5	4104,7
	u, kJ/kg	2414,7	2482,6	2554,2	2627,0	2700,9	2776,3	2853,2	2931,6	3011,7	3093,4	3176,9	3262,0	3348,9	3437,6	3528,0	3620,1
7,0	V, m³/kg	20,53	24,04	26,35	28,66	30,96	33,25	35,55	37,85	40,15	42,44	44,74	47,04	49,34	51,64	53,94	56,24
11(2)	h, kJ/kg	2572,0	2643,5	2738,5	2834,4	2931,5	3030,0	3130,0	3231,5	3334,7	3439,5	3546,0	3654,2	3764,2	3875,9	3989,4	4104,7
	u, kJ/kg	2424,1	2482,2	2554,0	2626,8	2700,8	2776,2	2853,1	2931,5	3011,6	3093,3	3176,8	3261,9	3348,8	3437,5	3527,9	3620,0
19(6)	V, m³/kg	14,67	16,12	18,44	20,76	23,07	25,38	27,69	29,99	32,30	34,61	36,92	39,23	41,54	43,84	46,15	48,46
30	h, kJ/kg	2584,2	2643,0	2738,2	2834,2	2931,4	3030,0	3130,0	3231,5	3334,7	3439,5	3546,0	3654,2	3764,2	3875,9	3989,4	4104,7
	u, kJ/kg	2437,3	2481,8	2553,8	2626,7	2700,8	2776,2	2853,1	2931,6	3011,7	3093,4	3176,8	3262,0	3348,9	3437,5	3528,0	3620,1
33(2)	V, m³/kg	12,69	14,67	16,12	18,44	20,76	23,07	25,38	27,69	29,99	32,30	34,61	36,92	39,23	41,54	43,84	46,15
	h, kJ/kg	2609,1	2641,4	2737,3	2833,7	2931,0	3029,7	3129,7	3231,3	3334,5	3439,4	3545,9	3654,2	3764,2	3875,9	3989,4	4104,7
	u, kJ/kg	2458,3	2480,6	2553,1	2626,3	2700,5	2776,0	2852,9	2931,4	3011,5	3093,3	3176,8	3261,9	3348,8	3437,5	3527,9	3620,0
40	V, m³/kg	10,67	12,69	14,67	16,12	18,44	20,76	23,07	25,38	27,69	29,99	32,30	34,61	36,92	39,23	41,54	43,84
	h, kJ/kg	2634,2	2654,2	2737,5	2833,5	2930,3	3029,7	3129,7	3231,3	3334,5	3439,4	3545,9	3654,2	3764,2	3875,9	3989,4	4104,7
	u, kJ/kg	2476,4	2479,0	2551,7	2625,4	2699,9	2775,6	2852,6	2931,2	3011,3	3093,1	3176,6	3261,7	3348,6	3437,3	3527,7	3619,9
70	V, m³/kg	7,00	8,07	9,22	10,38	11,54	12,69	13,84	15,00	16,15	17,31	18,46	19,61	20,77	21,92	23,07	24,23
	h, kJ/kg	2659,6	2679,6	2737,8	2833,7	2930,3	3029,7	3129,7	3231,3	3334,5	3439,4	3545,9	3654,2	3764,2	3875,9	3989,4	4104,7
	u, kJ/kg	2494,0	2494,0	2549,3	2624,1	2699,0	2774,9	2851,8	2930,3	3010,3	3092,9	3176,4	3261,5	3348,6	3437,3	3527,7	3619,9
102(25)	V, m³/kg	5,67	6,73	7,89	9,05	10,21	11,37	12,53	13,69	14,85	16,01	17,17	18,33	19,49	20,65	21,81	22,97
	h, kJ/kg	2684,2	2684,2	2737,8	2833,7	2930,3	3029,7	3129,7	3231,3	3334,5	3439,4	3545,9	3654,2	3764,2	3875,9	3989,4	4104,7
	u, kJ/kg	2520,6	2520,6	2547,2	2622,7	2698,7	2774,3	2851,6	2930,4	3010,7	3092,6	3176,2	3261,4	3348,4	3437,1	3527,6	3619,8
200	V, m³/kg	3,92	4,58	5,24	5,90	6,56	7,22	7,88	8,54	9,20	9,86	10,52	11,18	11,84	12,50	13,16	13,82
	h, kJ/kg	2709,2	2709,2	2737,8	2833,7	2930,3	3029,7	3129,7	3231,3	3334,5	3439,4	3545,9	3654,2	3764,2	3875,9	3989,4	4104,7
	u, kJ/kg	2546,0	2546,0	2547,2	2622,7	2698,7	2774,3	2851,6	2930,4	3010,7	3092,6	3176,2	3261,4	3348,4	3437,1	3527,6	3619,8
300	V, m³/kg	2,98	3,43	3,88	4,33	4,78	5,23	5,68	6,13	6,58	7,03	7,48	7,93	8,38	8,83	9,28	9,73
	h, kJ/kg	2734,2	2734,2	2737,8	2833,7	2930,3	3029,7	3129,7	3231,3	3334,5	3439,4	3545,9	3654,2	3764,2	3875,9	3989,4	4104,7
	u, kJ/kg	2571,6	2571,6	2547,2	2622,7	2698,7	2774,3	2851,6	2930,4	3010,7	3092,6	3176,2	3261,4	3348,4	3437,1	3527,6	3619,8
400	V, m³/kg	2,31	2,67	3,03	3,39	3,75	4,11	4,47	4,83	5,19	5,55	5,91	6,27	6,63	6,99	7,35	7,71
	h, kJ/kg	2759,2	2759,2	2737,8	2833,7	2930,3	3029,7	3129,7	3231,3	3334,5	3439,4	3545,9	3654,2	3764,2	3875,9	3989,4	4104,7
	u, kJ/kg	2598,2	2598,2	2547,2	2622,7	2698,7	2774,3	2851,6	2930,4	3010,7	3092,6	3176,2	3261,4	3348,4	3437,1	3527,6	3619,8
500	V, m³/kg	1,90	2,20	2,50	2,80	3,10	3,40	3,70	4,00	4,30	4,60	4,90	5,20	5,50	5,80	6,10	6,40
	h, kJ/kg	2784,2	2784,2	2737,8	2833,7	2930,3	3029,7	3129,7	3231,3	3334,5	3439,4	3545,9	3654,2	3764,2	3875,9	3989,4	4104,7
	u, kJ/kg	2617,6	2617,6	2547,2	2622,7	2698,7	2774,3	2851,6	2930,4	3010,7	3092,6	3176,2	3261,4	3348,4	3437,1	3527,6	3619,8
600	V, m³/kg	1,60	1,85	2,10	2,35	2,60	2,85	3,10	3,35	3,60	3,85	4,10	4,35	4,60	4,85	5,10	5,35
	h, kJ/kg	2809,2	2809,2	2737,8	2833,7	2930,3	3029,7	3129,7	3231,3	3334,5	3439,4	3545,9	3654,2	3764,2	3875,9	3989,4	4104,7
	u, kJ/kg	2642,0	2642,0	2547,2	2622,7	2698,7	2774,3	2851,6	2930,4	3010,7	3092,6	3176,2	3261,4	3348,4	3437,1	3527,6	3619,8
700	V, m³/kg	1,35	1,55	1,75	1,95	2,15	2,35	2,55	2,75	2,95	3,15	3,35	3,55	3,75	3,95	4,15	4,35
	h, kJ/kg	2834,2	2834,2	2737,8	2833,7	2930,3	3029,7	3129,7	3231,3	3334,5	3439,4	3545,9	3654,2	3764,2	3875,9	3989,4	4104,7
	u, kJ/kg	2674,8	2674,8	2547,2	2622,7	2698,7	2774,3	2851,6	2930,4	3010,7	3092,6	3176,2	3261,4	3348,4	3437,1	3527,6	3619,8
800	V, m³/kg	1,15	1,30	1,45	1,60	1,75	1,90	2,05	2,20	2,35	2,50	2,65	2,80	2,95	3,10	3,25	3,40
	h, kJ/kg	2859,2	2859,2	2737,8	2833,7	2930,3	3029,7	3129,7	3231,3	3334,5	3439,4	3545,9	3654,2	3764,2	3875,9	3989,4	4104,7
	u, kJ/kg	2700,0	2700,0	2547,2	2622,7	2698,7	2774,3	2851,6	2930,4	3010,7	3092,6	3176,2	3261,4	3348,4	3437,1	3527,6	3619,8
900	V, m³/kg	1,00	1,10	1,20	1,30	1,40	1,50	1,60	1,70	1,80	1,90	2,00	2,10	2,20	2,30	2,40	2,50
	h, kJ/kg	2884,2	2884,2	2737,8	2833,7	2930,3	3029,7	3129,7	3231,3	3334,5	3439,4	3545,9	3654,2	3764,2	3875,9	3989,4	4104,7
	u, kJ/kg	2725,0	2725,0	2547,2	2622,7	2698,7	2774,3	2851,6	2930,4	3010,7	3092,6	3176,2	3261,4	3348,4	3437,1	3527,6	3619,8
1.000	V, m³/kg	0,85	0,95	1,05	1,15	1,25	1,35	1,45	1,55	1,65	1,75	1,85	1,95	2,05	2,15	2,25	2,35
	h, kJ/kg	2909,2	2909,2	2737,8	2833,7	2930,3	3029,7	3129,7	3231,3	3334,5	3439,4	3545,9	3654,2	3764,2	3875,9	3989,4	4104,7
	u, kJ/kg	2750,0	2750,0	2547,2	2622,7	2698,7	2774,3	2851,6	2930,4	3010,7	3092,6	3176,2	3261,4	3348,4	3437,1	3527,6	3619,8
1.100	V, m³/kg	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95	1,00	1,05	1,10	1,15	1,20	1,25	1,30	1,35	1,40	1,45	1,50
	h, kJ/kg	2934,2	2934,2	2737,8	2833,7	2930,3	3029,7	3129,7	3231,3	3334,5	3439,4	3545,9	3654,2	3764,2	3875,9	3989,4	4104,7
	u, kJ/kg	2775,0	2775,0	2547,2	2622,7	2698,7	2774,3	2851,6	2930,4	3010,7	3092,6	3176,2	3261,4	3348,4	3437,1	3527,6	3619,8
1.200	V, m³/kg	0,65	0,68	0,72	0,75	0,78	0,82	0,85	0,88	0,92	0,95	0,98	1,02	1,05	1,08	1,12	1,15
	h, kJ/kg	2959,2	2959,2	2737,8	2833,7	2930,3	3029,7	3129,7	3231,3	3334,5	3439,4	3545,9	3654,2	3764,2	3875,9	3989,4	4104,7
	u, kJ/kg	2800,0	2800,0	2547,2	2622,7	2698,7	2774,3	2851,6	2930,4	3010,7	3092,6	3176,2	3261,4	3348,4	3437,1	3527,6	3619,8
1.300	V, m³/kg	0,55	0,58	0,60	0,62	0,65	0,68	0,70	0,72	0,75	0,78	0,80	0,82	0,85	0,88	0,90	0,92
	h, kJ/kg	2984,2	2984,2	2737,8	2833,7	2930,3	3029,7	3129,7	3231,3	3334,5	3439,4	3545,9	3654,2	3764,2	3875,9	3989,4	4104,7
	u, kJ/kg	2825,0	2825,0	2547,2	2622,7	2698,7	2774,3	2851,6	2930,4	3010,7	3092,6	3176,2	3261,4	3348,4	3437,1	3527,6	3619,8
1.400	V, m³/kg	0,45	0,48	0,50	0,52	0,55	0,58	0,60	0,62	0,65	0,68	0,70	0,72	0,75	0,78	0,80	0,82
	h, kJ/kg	3009,2	3009,2	2737,8	2833,7	2930											

T K	Pressão kPa	Volume, m³/kg V _f	V _g	H _f	Entalpia, kJ/kg H _f	H _g	Energia, kJ/kg U _f	U _g	U _g
273,16	0,6113	0,001000	206,1	0,0	2.500,9	2.500,9	0,0	2.374,9	2.374,9
275	0,6980	0,001000	181,7	7,5	2.496,8	2.504,3	7,5	2.369,8	2.377,3
280	0,9912	0,001000	130,3	28,1	2.485,4	2.515,5	28,1	2.356,4	2.384,5
285	1,388	0,001001	94,67	48,8	2.473,9	2.522,7	48,8	2.341,9	2.390,7
290	1,919	0,001001	69,67	69,7	2.462,2	2.531,9	69,7	2.328,2	2.397,9
295	2,620	0,001002	51,90	90,7	2.450,3	2.541,0	90,7	2.314,3	2.405,0
300	3,536	0,001004	39,10	111,7	2.438,4	2.550,1	111,7	2.300,4	2.412,1
305	4,718	0,001005	29,78	132,8	2.426,3	2.559,1	132,8	2.285,3	2.418,1
310	6,230	0,001009	22,91	153,9	2.414,3	2.568,2	153,9	2.271,3	2.425,2
315	8,143	0,001009	17,82	175,1	2.402,0	2.577,1	175,1	2.257,0	2.432,1
320	10,54	0,001011	13,96	196,2	2.389,8	2.586,0	196,2	2.242,8	2.439,0
325	13,53	0,001013	11,04	217,3	2.377,6	2.594,9	217,3	2.227,6	2.444,9
330	17,21	0,001015	8,809	238,4	2.365,3	2.603,7	238,4	2.214,3	2.452,7
335	21,71	0,001018	7,083	259,4	2.352,9	2.612,4	259,4	2.199,0	2.458,4
340	27,18	0,001021	5,737	280,5	2.340,5	2.621,0	280,5	2.184,5	2.465,0
345	33,77	0,001024	4,680	301,5	2.328,0	2.629,5	301,5	2.170,0	2.471,5
350	41,66	0,001027	3,844	322,5	2.315,4	2.637,9	322,5	2.155,4	2.477,9
355	51,05	0,001030	3,178	343,4	2.302,9	2.646,3	343,4	2.140,9	2.484,3
360	62,15	0,001033	2,643	364,4	2.290,1	2.654,5	364,4	2.126,1	2.490,5
365	75,21	0,001037	2,211	385,3	2.277,3	2.662,6	385,3	2.110,3	2.495,6
370	90,47	0,001041	1,860	406,3	2.264,3	2.670,6	406,3	2.095,3	2.501,6
375	108,2	0,001045	1,573	427,3	2.251,2	2.678,5	427,3	2.081,2	2.508,5
380	128,8	0,001049	1,337	448,3	2.237,9	2.686,2	448,3	2.065,9	2.514,2
385	152,4	0,001053	1,122	469,3	2.224,5	2.693,8	469,3	2.050,5	2.519,8
390	178,5	0,001058	0,9820	490,4	2.210,9	2.701,3	490,4	2.084,9	2.525,3
395	210,4	0,001062	0,8445	511,5	2.197,0	2.708,5	511,5	2.019,0	2.530,5
400	245,6	0,001067	0,7308	532,7	2.182,9	2.715,6	532,7	2.002,9	2.535,6
405	285,4	0,001072	0,6349	554,0	2.168,6	2.722,6	554,0	1.986,6	2.540,6
410	330,2	0,001077	0,5537	575,3	2.154,0	2.729,3	575,3	1.972,0	2.547,3
415	380,6	0,001082	0,4846	596,7	2.139,1	2.735,8	596,7	1.954,1	2.550,8
420	437,0	0,001087	0,4256	618,2	2.123,9	2.742,1	618,2	1.937,9	2.556,1
425	499,9	0,001093	0,3750	639,8	2.108,4	2.748,2	639,8	1.921,4	2.561,2
430	569,9	0,001099	0,3314	661,4	2.092,7	2.754,1	661,4	1.903,7	2.565,1
435	647,4	0,001104	0,2938	683,1	2.076,6	2.759,7	683,1	1.886,6	2.569,7
440	733,2	0,001110	0,2612	705,0	2.060,0	2.765,0	705,0	1.868,0	2.573,0
445	827,7	0,001117	0,2328	726,9	2.043,2	2.770,1	726,9	1.850,2	2.577,1
450	931,5	0,001123	0,2080	749,0	2.025,9	2.774,9	749,0	1.832,9	2.581,9
455	1.045	0,001130	0,1864	771,1	2.008,2	2.779,3	771,1	1.813,2	2.584,3
460	1.170	0,001137	0,1673	793,4	1.990,1	2.783,5	793,4	1.794,1	2.587,5
465	1.306	0,001144	0,1506	815,7	1.971,6	2.787,3	815,7	1.774,6	2.590,3
470	1.454	0,001152	0,1358	838,2	1.952,6	2.790,8	838,2	1.755,6	2.593,8
475	1.615	0,001159	0,1227	860,8	1.933,0	2.793,8	860,8	1.735,0	2.595,8
480	1.789	0,001167	0,1111	883,5	1.913,0	2.796,5	883,5	1.714,0	2.597,5
490	2.181	0,001184	0,09150	929,3	1.871,4	2.800,7	929,3	1.671,4	2.600,7
500	2.637	0,001202	0,07585	975,6	1.827,5	2.803,1	975,6	1.627,5	2.603,1
510	3.163	0,001222	0,06323	1.022,6	1.781,0	2.803,6	1.022,6	1.580,8	2.603,6
520	3.766	0,001241	0,05296	1.070,4	1.731,7	2.802,1	1.070,4	1.531,7	2.602,1
530	4.453	0,001267	0,04554	1.119,1	1.679,1	2.798,2	1.119,1	1.481,1	2.600,2
540	5.233	0,001293	0,03758	1.168,9	1.622,9	2.791,8	1.168,9	1.425,9	2.594,8
550	6.112	0,001322	0,03179	1.219,9	1.562,7	2.782,6	1.219,9	1.368,7	2.588,6
560	7.100	0,001355	0,02694	1.272,5	1.497,8	2.770,3	1.272,5	1.324,8	2.579,3
570	8.206	0,001391	0,02284	1.326,9	1.427,5	2.754,4	1.326,9	1.277,5	2.567,4
580	9.439	0,001433	0,01934	1.383,3	1.350,9	2.734,2	1.383,3	1.168,9	2.552,2
590	10.810	0,001482	0,01635	1.442,3	1.266,6	2.708,9	1.442,3	1.088,6	2.530,9
600	12.330	0,001540	0,01375	1.504,6	1.172,5	2.677,1	1.504,6	1.002,5	2.507,1
610	14.020	0,001611	0,01146	1.571,1	1.065,6	2.636,7	1.571,1	904,3	2.475,4
620	15.480	0,001704	0,009422	1.644,3	939,6	2.583,9	1.644,3	789,6	2.433,9
630	17.950	0,001837	0,007532	1.729,3	781,4	2.510,7	1.729,3	514,8	2.375,7
640	20.250	0,002076	0,005626	1.842,9	550,5	2.393,4	1.842,9	435,7	2.278,6
647,29	220.890	0,003155	0,003155	2.098,8	0,0	2.098,8	2.091,8	0	2.091,8

Temperatura de Ebulição da água a $\left(100\text{mmHg} \times \frac{133,32\text{Pa}}{1\text{mmHg}} = 13,33\text{kPa}\right)$

T	P	V _L	V _g	H _{Liq}	H _{L-G}	H _G
320	10,54	0,001011		13,96	196,2	2.389,8
325	13,53	0,001013		11,04	217,3	2.377,6
330	17,21	0,001015		8,809	238,4	2.365,3
335	21,71	0,001018		7,083	259,4	2.353,0
340	27,18	0,001021		5,737	280,5	2.340,5

Aprox. 51°C

$$\lambda = 2377,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times \frac{1\text{kcal}}{4,18\text{kJ}} \approx 568\text{kcal}$$

Obtendo o calor latente de vaporização λ_s a pressão absoluta de $2,44 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$

$$2,44 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \times \frac{98,07\text{kPa}}{1 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}} = 239,30\text{kPa} \text{ ou } T=126^\circ\text{C} = 399\text{K}$$

T	P	V _L	V _g	H _{Liq}	H _{L-G}	H _G
395	210,4	0,001062		0,8445	511,5	2.197,0
400	245,6	0,001067		0,7308	532,7	2.182,9
405	285,4	0,001072		0,6349	554,0	2.168,6
410	330,2	0,001077		0,5537	575,3	2.154,0
415	380,6	0,001082		0,4846	596,7	2.139,1

$$\lambda = 2185 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times \frac{1\text{kcal}}{4,18\text{kJ}} \approx 522\text{kcal}$$