

2299657

ESCOLA POLITECNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

TRABALHO DE FORMATURA

TÍTULO: ESTUDO SOBRE MÉTODOS DE SOLUÇÃO DE UM TROCADOR DE CALOR

AUTOR : LINCOLN MACHADO DE SOUSA - 6152685

ORIENTADOR: NEDO ESTON DE ESTON

- 1981 -

## P R E F Á C I O

O presente estudo, surgiu de uma dúvida sobre a validade e utilização de métodos de cálculo usados nos projetos de trocadores de calor.

A convivência com projeto desses equipamentos na fábrica onde estagio desde Janeiro de 1980, aguçou-me a curiosidade de descobrir métodos de checagem rápida dos equipamentos produzidos.

Agradeço ao corpo de Engenheiros da Jaraguá S.A. Industrias Mecânicas, em particular aos Srs. Jairo Nogueira e Milton Fuzito, que através de informações técnicas me conduziram a um melhor caminho para enfocar o problema.

Deixo-os agora com as folhas subsequentes as quais constam de cálculos manuais trabalhosos e out-puts de computadores e calculadoras, os quais são frutos de pesquisa e conclusões chegadas ao longo da confecção do trabalho.

São Paulo, 04 de dezembro de 1981.

O autor

## I N D I C E

I	- Introdução - Sumário .....	pag. 1
II	- Métodos de cálculo .....	pag. 1
	Listagem HP-41-CV .....	pag. 4
	Listagem TI-59 .....	pag. 13
III	- Problemas propostos .....	pag. 16
	Out-put HTRI .....	pag. 21
	Out-put HP-9830 .....	pag. 28
IV	- Comparaçãõ dos dados de saída .....	pag. 31
	Bibliografia .....	pag. 34

## I - Introdução - Sumário

Para cálculos de trocadores de calor, podemos seguir vários procedimentos os quais envolvem cálculos manuais ou com auxílio de computador ou mesmo calculadoras.

Este trabalho apresenta um estudo dos seguintes métodos, objetivando uma comparação entre os mesmos.

- método manual baseado no algoritmo criado pelo Eng<sup>o</sup>. D.Q. Kern em seu livro "Process Heat Transfer"
- com auxílio do computador (B-6700) e o pacote da "Heat Transfer Research Institute" (HTRI)
- com auxílio do módulo Thermal para calculadoras HP-41CV
- com algoritmo baseado no Kern para calculadora TI-59

Nota.: No cálculo pelo programa HTRI é vetada a listagem do mesmo por este ser um programa protegido.

Quanto as demais listagens, segue em anexo.

Foi escolhido dois exemplos de trocadores de calor os quais foram calculados manualmente segundo o método KERN. A partir daí, os dados foram rodados nos demais programas. O tempo levado para se programar e processar os programas no computador e calculadora é extremamente menor do que o cálculo manual.

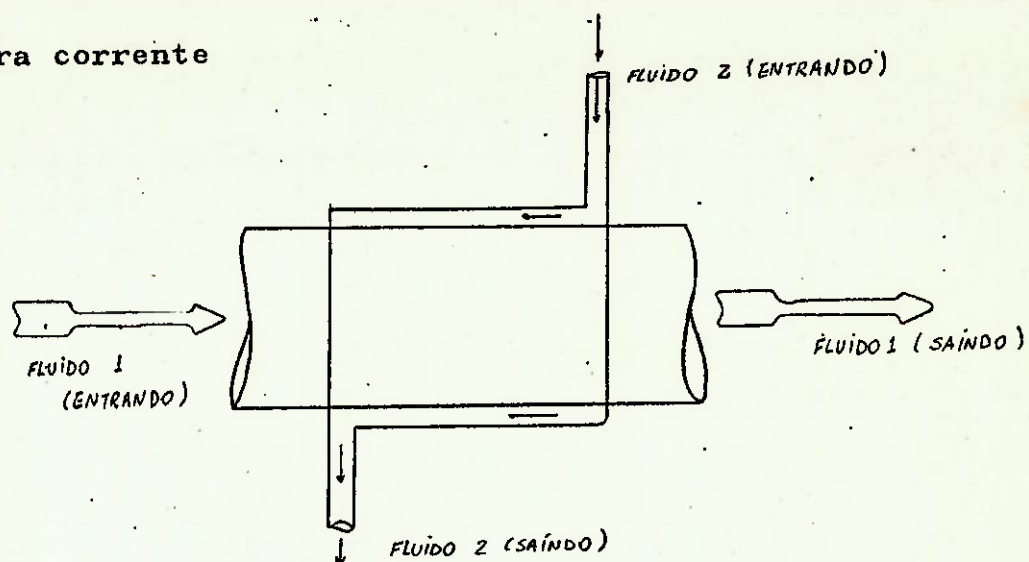
## II- Métodos de cálculo

### A- Análise de um trocador de calor, usando-se o programa do módulo térmico (THERMAL) HP-41 CV.

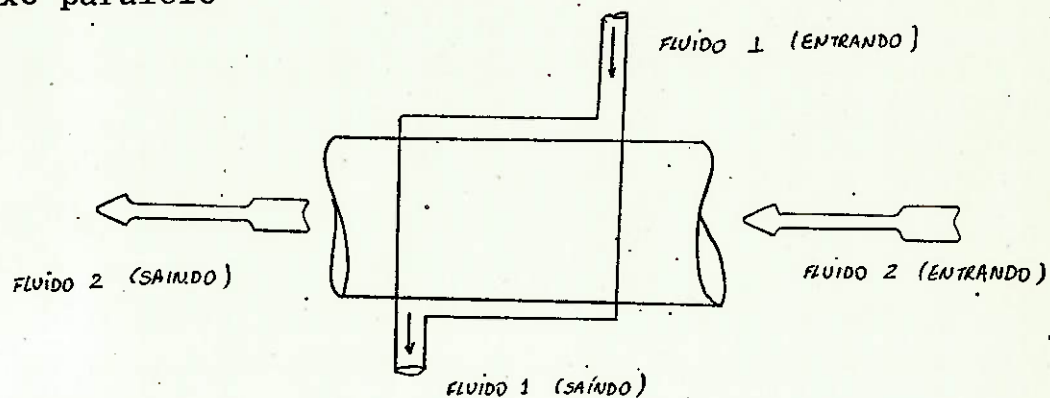
O referido programa propicia análise de trocadores de fluxo:

- paralelo
- paralelo contra-corrente
- fluxo cruzado.

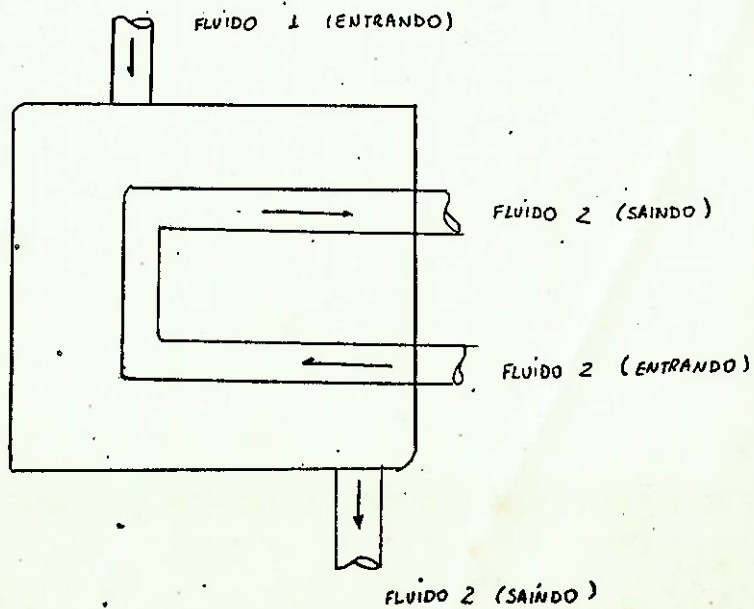
## Contra corrente



## Fluxo paralelo



## Paralelo contra corrente (levando em consideração o nº de passes)



Equações usadas no programa:

A efetividade (E) de um trocador de calor é a taxa atual de transferência de calor pela transferência máxima possível isto é:

$$E = \frac{Q}{C_{\min} (T_{hin} - T_{cin})} = \frac{C_h (T_{hin} - T_{ho})}{C_{\min} (T_{hin} - T_{cin})}$$

onde:

Q = é o calor trocado

$T_{hin}$  e  $T_{cin}$  : são as temp. de entrada do fluido quente e frio respectivamente

$T_{ho}$  e  $T_{co}$  : são as temp. de saída do fluido quente e frio respectivamente

$C_h$  e  $C_o$  : são as capacidades térmicas do fluido quente e frio respectivamente

Sendo que :  $C_h = m_h \times c_{ph}$

onde:

$m_h$  = vazão em massa

$c_{ph}$  = calor específico do fluido quente

$C_{\min}$  e  $C_{\max}$  : são respectivamente os valores maior e menor de  $C_h$  e  $C_c$

A efetividade pode ser relacionada ao produto da área superficial (A) do trocador e o coeficiente global de troca de calor (U) para geometria especificada. O produto é designado AU. Segundo a geometria relacionada nesse programa teremos as seguintes correlações.

Contra-corrente

$$E = \frac{1 - e^{-\frac{AU}{C_{\min}}} \left( 1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right)}{1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}} e^{-\frac{AU}{C_{\min}}} \left( 1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right)}$$

Para  $\frac{C_{\min}}{C_{\max}} = 1$   $E = \frac{AU/C_{\min}}{1 + \frac{AU}{C_{\min}}}$



Fluxo paralelo:

$$E = \frac{1 - e^{-\frac{AU}{C_{\min}} (1 + C_{\min}/C_{\max})}}{1 + (C_{\min}/C_{\max})}$$

Para  $\frac{C_{\min}}{C_{\max}} = 0$   $C_{\min}$  é considerado 1

Contra-corrente paralelo: (com um nº ímpar de passes)

$$E = \frac{2}{\left(1 + \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right) + \frac{1 + \frac{C_{\min}}{C_{\max}}}{1 + e^{-x}} + \frac{1 + e^{-x}}{1 - e^{-x}}}$$

onde:  $x = \frac{AU}{C_{\min}} \left(1 + \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right)^2$

Fluxo cruzado: (fluidos não se misturam)

Não existe uma expressão exata para o caso. É dada então uma solução aproximada conseguida por meio de iterações.

$$E = 1 - e^{-\frac{AU}{C_{\min}} x} - 1 - \frac{C_{\max}}{C_{\min}} x \frac{1}{y}$$

onde  $y = \frac{C_{\min}}{AU} \quad 0,22$

Listagem do programa para cálculo de um trocador de calor pelo método desenvolvido para HP 41 CV (módulo THERMAL)

```

01*LBL "HEA
TEX"
02 23
03 XEQ "UNI
T?"
04 2
05 STO 00
06 "K"
07 ASTO 01
08 "TC IN"
09 XEQ "INP
UT"
10 "TH IN"
11 XEQ "INP
UT"
12 14
13 STO 00
14 "KG/S"
15 ASTO 01
16 "MC"
17 XEQ "INP
UT"
18 "MH"
19 XEQ "INP
UT"
20 "J/KG*K"
21 ASTO 01
22 "CPC"
23 XEQ "INP
UT"
24 RCL 15
25 *
26 STO 05
27 "CPH"
28 XEQ "INP
UT"
29 RCL 16
30 *
31 STO 06
32 CF 21
33 "SPELL C
NFG:"
34 AVIEW
35 PSE
36*LBL 06
37 CF 23
38 "CNT,PAR
,PRC,CRS"
39 AON
40 PROMPT
41 FC? 23
42 GTO 07
43 SF 21
44 ASTO 22
45 FS? 55
46 PRA
47*LBL 07
48 AOFF
49 XEQ "KEY

```

```

50*LBL 00
51 CF 02
52 CF 03
53 CF 04
54 CF 05
55 CF 06
56 ADV
57 "E AU Q
TC TH"
58 PROMPT
59 GTO 00
60*LBL A
61 SF 02
62 9
63 STO 00
64 SF 01
65 "E"
66 XEQ "INP
UT"
67 ADV
68 GTO 16
69*LBL B
70 SF 03
71 10
72 STO 00
73 "J/S*K"
74 ASTO 01
75 "AU"
76 XROM 13,
25
77 ADV
78 GTO 01
79*LBL C
80 SF 04
81 11
82 STO 00
83 "J/S"
84 ASTO 01
85 "Q"
86 XEQ "INP
UT"
87 SQRT
88 TAN
89 TAN
90 TAN
91 TAN
92 ADV
93 GTO 05
94*LBL D
95 SF 05
96 12
97 STO 00
98 "K"
99 ASTO 01
100 "TCO"
101 XEQ "INP
UT"
102 ADV
103 GTO 14
104*LBL E
105 SF 06
106 13
107 STO 00
108 "K"
109 ASTO 01

```

```

110 "THO"
111 XEQ "INP
UT"
112 ADV
113 GTO 04
114*LBL 16
115 FS?C 03
116 GTO 06
117 RCL 10
118 "A"
119 XEQ 08
120 STO 11
121 "J/S*K"
122 ASTO 01
123 "AU"
124 XEQ "OUT
PUT"
125*LBL 01
126 FS?C 04
127 GTO 06
128 RCL 11
129 "E"
130 XEQ 08
131 RCL 07
132 *
133 RCL 04
134 RCL 03
135 -
136 *
137 STO 12
138 "J/S"
139 ASTO 01
140 "Q"
141 XEQ "OUT
PUT"
142*LBL 05
143 FS?C 05
144 GTO 06
145 RCL 12
146 RCL 05
147 X#0?
148 /
149 RCL 03
150 +
151 STO 13
152 "K"
153 ASTO 01
154 "TCO"
155 XEQ "OUT
PUT"
156*LBL 14
157 FS?C 06
158 GTO 06
159 RCL 13
160 RCL 03
161 -
162 RCL 05
163 *
164 RCL 06
165 X#0?
166 /
167 RCL 04
168 -
169 CHS
170 STO 14
171 "THO"

```



172 XEQ "OUT  
 PUT"  
 173\*LBL 04  
 174 FS?C 02  
 175 GTO 06  
 176 RCL 13  
 177 RCL 03  
 178 -  
 179 RCL 05  
 180 \*  
 181 RCL 04  
 182 RCL 14  
 183 -  
 184 RCL 06  
 185 \*  
 186 X=0?  
 187 X<>Y  
 188 RCL 04  
 189 RCL 03  
 190 -  
 191 /  
 192 RCL 05  
 193 RCL 06  
 194 X<=Y?  
 195 X<>Y  
 196 RDN  
 197 X=0?  
 198 X<> T  
 199 /  
 200 STO 10  
 201 SF 01  
 202 "E"  
 203 XEQ "OUT  
 PUT"  
 204 GTO 16  
 205\*LBL "A0"  
 206 1  
 207 RCL 10  
 208 -  
 209 LN  
 210 CHS  
 211 RTN  
 212\*LBL "E0"  
 213 1  
 214 RCL 11  
 215 CHS  
 216 E↑X  
 217 -  
 218 RTN  
 219\*LBL 08  
 220 RCL 05  
 221 RCL 06  
 222 X>Y?  
 223 X<>Y  
 224 X<>Y  
 225 STO 07  
 226 X<>Y  
 227 X=0?  
 228 STO 07  
 229 X<>Y  
 230 X=0?  
 231 /  
 232 STO 09  
 233 SF 25  
 234 X=0?  
 235 "F0"

236 X=0?  
 237 ARCL 22  
 238 ASTO T  
 239 XEQ IND  
 T  
 240 FS?C 25  
 241 RTN  
 242 "2ND LAW  
 ERR"  
 243 PROMPT  
 244 GTO 06  
 245\*LBL "ACN  
 T"  
 246 RCL 10  
 247 1/X  
 248 -  
 249 1  
 250 LASTX  
 251 -  
 252 /  
 253 LN  
 254 1  
 255 RCL 09  
 256 -  
 257 X=0?  
 258 GTO 10  
 259 /  
 260 RCL 07  
 261 \*  
 262 RTN  
 263\*LBL 10  
 264 RCL 10  
 265 1  
 266 RCL 10  
 267 -  
 268 /  
 269 RCL 07  
 270 \*  
 271 RTN  
 272\*LBL "ECN  
 T"  
 273 1  
 274 -  
 275 RCL 11  
 276 RCL 07  
 277 /  
 278 \*  
 279 E↑X  
 280 1  
 281 X<>Y  
 282 -  
 283 LASTX  
 284 RCL 09  
 285 \*  
 286 1  
 287 X<>Y  
 288 -  
 289 X=0?  
 290 GTO 11  
 291 /  
 292 RTN  
 293\*LBL 11  
 294 RCL 11  
 295 RCL 07  
 296 /  
 297 ENTER↑

298 ENTER↑  
 299 1  
 300 +  
 301 /  
 302 RTN  
 303\*LBL "APA  
 R"  
 304 RCL 09  
 305 1  
 306 +  
 307 RCL 10  
 308 \*  
 309 CHS  
 310 1  
 311 +  
 312 LN  
 313 CHS  
 314 1  
 315 RCL 09  
 316 +  
 317 /  
 318 RCL 07  
 319 \*  
 320 RTN  
 321\*LBL "EPA  
 R"  
 322 1  
 323 +  
 324 RCL 11  
 325 RCL 07  
 326 /  
 327 \*  
 328 CHS  
 329 E↑X  
 330 CHS  
 331 1  
 332 +  
 333 1  
 334 RCL 09  
 335 +  
 336 /  
 337 RTN  
 338\*LBL "APR  
 C"  
 339 XEQ 12  
 340 2  
 341 \*  
 342 RCL 12  
 343 2  
 344 RCL 10  
 345 /  
 346 +  
 347 RCL 08  
 348 -  
 349 /  
 350 CHS  
 351 1  
 352 +  
 353 LN  
 354 RCL 12  
 355 /  
 356 CHS  
 357 RCL 07  
 358 /  
 359 LASTX  
 360 X↑2

361 \*  
 362 RTN  
 363\*LBL "EPR  
 C"  
 364 XEQ 12  
 365 RCL 11  
 366 RCL 07  
 367 /  
 368 RCL 12  
 369 \*  
 370 CHS  
 371 E↑X  
 372 1  
 373 X<>Y  
 374 +  
 375 1  
 376 LASTX  
 377 -  
 378 /  
 379 RCL 12  
 380 \*  
 381 RCL 08  
 382 +  
 383 2  
 384 X<>Y  
 385 /  
 386 RTN  
 387\*LBL 12  
 388 RCL 09  
 389 1  
 390 +  
 391 STO 08  
 392 RCL 09  
 393 X↑2  
 394 1  
 395 +  
 396 SQRT  
 397 STO 12  
 398 RTN  
 399\*LBL "ACR  
 S"  
 400 0  
 401 STO 19  
 402 1  
 403 RCL 10  
 404 CHS  
 405 STO 21  
 406 +  
 407 LN  
 408 CHS  
 409 STO 11  
 410\*LBL 13.  
 411 RCL 11  
 412 XROM 13,  
 20  
 413 RCL 10  
 414 -  
 415 STO 20  
 416 RCL 19  
 417 RCL 11  
 418 STO 19  
 419 -  
 420 RCL 21  
 421 RCL 20  
 422 STO 21  
 423 -

424 /  
 425 \*  
 426 ST- 11  
 427 ABS  
 428 1 E-4  
 429 X<=Y?  
 430 GTO 13  
 431 RCL 11  
 432 RTN  
 433\*LBL "ECR  
 S"  
 434 RCL 11  
 435 RCL 07  
 436 /  
 437 ENTER↑  
 438 ENTER↑  
 439 ,22  
 440 Y↑X  
 441 RCL 09  
 442 /  
 443 /  
 444 LASTX  
 445 X<>Y  
 446 CHS  
 447 E↑X  
 448 1  
 449 -  
 450 \*  
 451 E↑X  
 452 CHS  
 453 1  
 454 +  
 455 END

01\*LBL "UNI  
T?"

02 CF 00  
03 XEQ "SZ?"

"  
04 "Y"  
05 ASTO Y  
06 "UNT CNV  
? Y/N"

07 AON  
08 PROMPT

09 ASTO X  
10 X=Y?

11 SF 00  
12 AOFF

13 CLA

14 ASTO 01

15 ASTO 02

16 RTN

17\*LBL "SZ?"

"

18 CF 01

19 ADV

20 "SIZE>="

21 ARCL X

22 SF 25

23 1

24 -

25 RCL IND

X

26 FS?C 25

27 RTN

28 PROMPT

29\*LBL 02

30 "RE-XEQ

FNC"

31 PROMPT

32 GTO 02

33\*LBL "INP

UT"

34 CF 22

35 1

36 ST+ 00

37 RCL IND

00

38 ASTO Y

39 "F=?"

40 CF 21

41 AVIEW

42 SF 21

43 CLA

44 ARCL Y

45 STOP

46 STO L

47 ASTO Y

48 CLA

49 ASTO Z

50 ASTO T

51 ARCL Y

52 FS?C 01

53 GTO 00

54 FC? 22  
55 GTO 00  
56 FS? 00  
57 XEQ 01  
58\*LBL 00  
59 STO IND

00

60 FC? 22

61 RTN

62 "F="

63 ARCL L

64 "F "

65 ARCL Z

66 ARCL T

67 FS? 55

68 PRA

69 RTN

70\*LBL "OUT  
PUT"

71 STO L

72 FS?C 01

73 GTO 00

74 FC? 00

75 GTO 00

76 SF 01

77 BEEP

78\*LBL 01

79 ASTO Y

80 "UNITS "

81 ARCL Y

82 "F?"

83 AON

84 CF 23

85 PROMPT

86 AOFF

87 FC? 23

88 CLA

89 FC? 23

90 ARCL 01

91 FC? 23

92 ARCL 02

93 ASTO Z

94 ASHF

95 ASTO T

96 CLA

97 ARCL Z

98 ARCL T

99 "F-"

100 ARCL 01

101 ARCL 02

102 SF 25

103 FS? 01

104 XROM 13,

29

105 FC? 01

106 XROM 13,

28

107 CLA

108 ARCL Y

109 FC?C 25

110 GTO 01

111 FC?C 01

112 RTN

113 "F="

114 ARCL X

115 "F "

116 ARCL Z

117 ARCL T

118 AVIEW

119 RTN

120\*LBL 00

121 "F="

122 ARCL X

123 AVIEW

124 RTN

125\*LBL "KEY

"

126 SF 27

127 CF 21

128 "SELECT

KEY: "

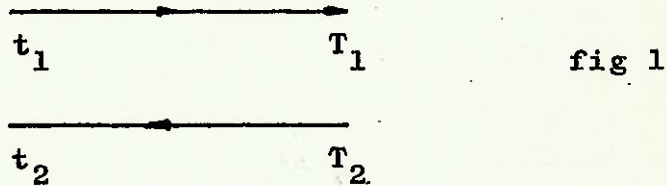
129 AVIEW

130 SF 21

131 PSE

132 .END.

B- Projeto térmico de trocadores de calor. Cálculo das temperaturas de saída (fluido frio e quente) num trocador de calor (método baseado no Kern para TI - 59)



A figura acima ilustra a configuração da temperatura de um trocador de calor de contra-corrente. Assumamos que o projetista do trocador de calor está trabalhando num dimensionamento preliminar da unidade. Ele necessita de um balanço térmico e quantidade de material. As únicas informações disponíveis são: a temperatura de entrada do fluido frio e quente, o coeficiente global de transmissão de calor  $U$  (estimado sendo característica do material) e a área de troca (também estimada). É fixada então a vazão dos fluidos sendo sabido os valores específicos do mesmo.

O problema aqui apresentado é um pouco diferente dos problemas típicos de troca de calor. O balanço térmico não é tirado imediatamente porque as temperaturas de saída são desconhecidas.

Um procedimento de tentativa e erro é então necessário. Antes de fazermos isso, as equações de convergência devem ser determinadas como se segue:

$$1. \quad W_1 C_1 (T_1 - t_1) = W_2 C_2 (T_2 - t_2) = U_x A_x \Delta T_{lmtd}$$

onde:  $W_1$  e  $W_2$  são as vazões em massa do fluido frio e quente em lb/h respectivamente. Os valores  $C_1$  e  $C_2$  são os respectivos calores específicos dos fluidos frio e quente e

$$2. \quad \Delta T_{\text{lmtd}} = \frac{(T_2 - T_1) - (t_2 - t_1)}{\ln \frac{T_2 - T_1}{t_2 - t_1}}$$

Da equação (1) temos:

$$\frac{W_1 C_1}{W_2 C_2} (T_1 - t_1) = T_2 - t_2$$

$$t_2 = T_2 - aT_1 + at_1 = (T_2 + at_1) - aT_1 \quad (3)$$

onde:  $a = \frac{W_1 C_1}{W_2 C_2}$

substituindo  $b = T_2 + at_1$  em (3)

$$\Delta T_{\text{lmtd}} = \frac{(T_2 - T_1) - (b - aT_1 - t_1)}{\ln \frac{T_2 - T_1}{b - aT_1 - t_1}}$$

onde  $Q = UA \left[ \frac{(T_2 - T_1) - (b - aT_1 - t_1)}{\ln \left[ \frac{T_2 - T_1}{b - aT_1 - t_1} \right]} \right]$

ou  $W_1 C_1 (T_1 - t_1) = UA \left[ \frac{(T_2 - T_1) - (b - aT_1 - t_1)}{\ln \left[ \frac{T_2 - T_1}{b - aT_1 - t_1} \right]} \right]$

ou ainda:

$$W_1 C_1 (T_1 - t_1) \left[ \frac{\ln (T_2 - T_1)}{b - aT_1 - t_1} \right] = UA (T_2 - T_1) - (b - aT_1 - t_1) \quad (4)$$

A equação (4) é usada na calculadora como equação de trabalho. O processo de iteração se processa assumindo-se um



valor de  $T_1$ , calcula-se ambos os lados da equação iterando-se até os valores convergirem. Um dos dados de entrada é necessário e o  $U$  (coef. global de transmissão de calor). O usuário fez uma estimativa do valor de  $U$  levando em consideração os fluidos em jogo e o tipo de trabalho que eles realizam. Algumas vezes, pode ocorrer que a combinação dos dados de entrada causem uma convergência muito lenta. Nesse caso os valores de entrada deverão ser modificados ou manipulados para se obter uma configuração mais realística.

Procedimento para programar máquina de calcular TI-59

Dados de memória

Nº do registro da memória	Variavel guardada	Unidade
00	$W_1 C_1$	$\frac{lb}{h} \frac{BTU}{lb \text{ } ^\circ F}$
01	$W_2 C_2$	$\frac{lb}{h} \frac{BTU}{lb \text{ } ^\circ F}$
02	$t_1$	$^\circ F$
03	$T_2$	$^\circ F$
04	$A$	$ft^2$
05	$U$	$\frac{BtU}{h \times ft^2 \times ^\circ F}$
19	Incremento para tentativa e erro	==
12	Valor de $T_1$ (tentativa inicial)	$^\circ F$

Passo	Procedimento	Entrada	Digito
1	Início do programa		A
2	Entrar com $W_1 C_1$	$W_1 C_1$	R/S
3	Entrar com $W_2 C_2$	$W_2 C_2$	R/S
4	Temp. de entrada do fluido frio	$t_1$	R/S
5	Temp. de entrada do fluido quente	$T_2$	R/S
6	Entrar com a área estimada de troca de calor	A	R/S
7	Entrar com o coef. estimado de transmissão de calor	U	R/S
8	Entrar com o incremento do cálculo de tentativa e erro	incremento	R/S
9	Entrar com a tolerância p/ convergência	tolerancia	R/S
10	Iniciar a computação		B
11	Entrar com a 1ª estimativa da temp. de saída do fluido frio ( $T_1$ )	$T_1$	R/S

Listagem do Programa : Cálculo das temperaturas terminais de um trocador de calor.

000	76	LBL	036	43	RCL
001	11	A	37	03	03
02	91	R/S	38	85	+
03	42	STO	39	43	RCL
04	00	00	40	06	06
05	91	R/S	41	65	X
06	42	STO	42	43	RCL
07	01	01	43	02	02
08	91	R/S	44	95	=
09	42	STO	45	42	STO
10	02	02	46	07	07
11	91	R/S	47	43	RCL
12	42	STO	48	06	06
13	03	03	49	99	PRT
14	91	R/S	50	43	RCL
15	42	STO	51	07	07
16	04	04	52	99	PRT
17	91	R/S	53	91	R/S
18	42	STO	54	76	LBL
19	05	05	55	13	C
20	91	R/S	56	91	RIS
21	42	STO	57	42	STO
22	19	19	58	12	12
23	91	R/S	59	76	LBL
24	32	X T	60	14	D
25	91	R/S	61	43	RCL
26	76	LBL	62	00	00
27	12	B	63	65	X
28	43	RCL	64	53	(
29	00	00	65	43	RCL
30	55	+	66	12	12
31	43	RCL	67	75	-
32	01	01	68	43	RCL
33	95	=	69	02	02
34	42	STO	70	54	)
35	06	06	71	65	X

072	53	(	111	12	12
73	53	(	112	54	)
74	43	RCL	113	75	-
75	03	03	114	53	(
76	75	-	115	43	RCL
77	43	RCL	116	07	07
78	12	12	117	75	-
79	54	)	118	43	RCL
80	55	+	119	06	06
81	53	(	120	65	X
82	43	RCL	121	43	RCL
83	07	07	122	12	12
84	75	-	123	75	-
85	43	RCL	124	43	RCL
86	06	06	125	02	02
87	65	X	126	54	)
88	43	RCL	127	54	)
89	12	12	128	95	=
90	75	-	129	42	STO
91	43	RCL	130	09	09
92	02	02	131	75	-
93	54	)	132	43	RCL
94	54	)	133	08	08
95	23	LNx	134	95	=
96	95	=	135	55	+
97	42	STO	136	43	RCL
98	08	08	137	08	08
99	43	RCL	138	95	=
100	04	04	139	50	1x1
101	65	X	140	22	INV
102	43	RCL	141	77	GE
103	05	05	142	16	A
104	65	X	143	43	RCL
105	53	(	144	08	08
106	53	(	145	58	FIX
107	43	RCL	146	02	02
108	03	03	147	99	PRT
109	75	-	148	43	RCL
110	43	RCL	149	09	09

150	99	PRT		189	99	PRT
151	43	RCL		190	91	RIS
152	19	19				
153	44	SUM				
154	12	12				
155	61	GTO				
156	14	D				
157	76	LBL				
158	19	A'				
159	43	RCL				
160	12	12				
161	58	FIX				
162	01	01				
163	99	PRT				
164	75	-				
165	43	RCL				
166	02	02				
167	95	=				
168	65	X				
169	43	RCL				
170	00	00				
171	95	=				
172	98	ADV				
173	99	PRT				
174	43	RCL				
175	03	03				
176	75	-				
177	43	RCL				
178	06	06				
179	65	X				
180	43	RCL				
181	12	12				
182	85	+				
183	43	RCL				
184	06	06				
185	65	X				
186	43	RCC				
187	02	02				
188	95	=				



## III - Problemas propostos

1. Projeto de um trocador tipo casco e tubo de fluxo paralelo contra-corrente.

Deseja-se condensar 53.498 lb/h de isobutano (quente) que entra a 122°F usando água (refrigerante) que entra a 89,6°F e sai a 105,8°F.

São dados do projeto:

$C$  = calor específico dos fluidos  $\frac{\text{Btu}}{\text{lb}^\circ\text{F}}$

$\rho$  = densidade dos fluidos  $\frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}$

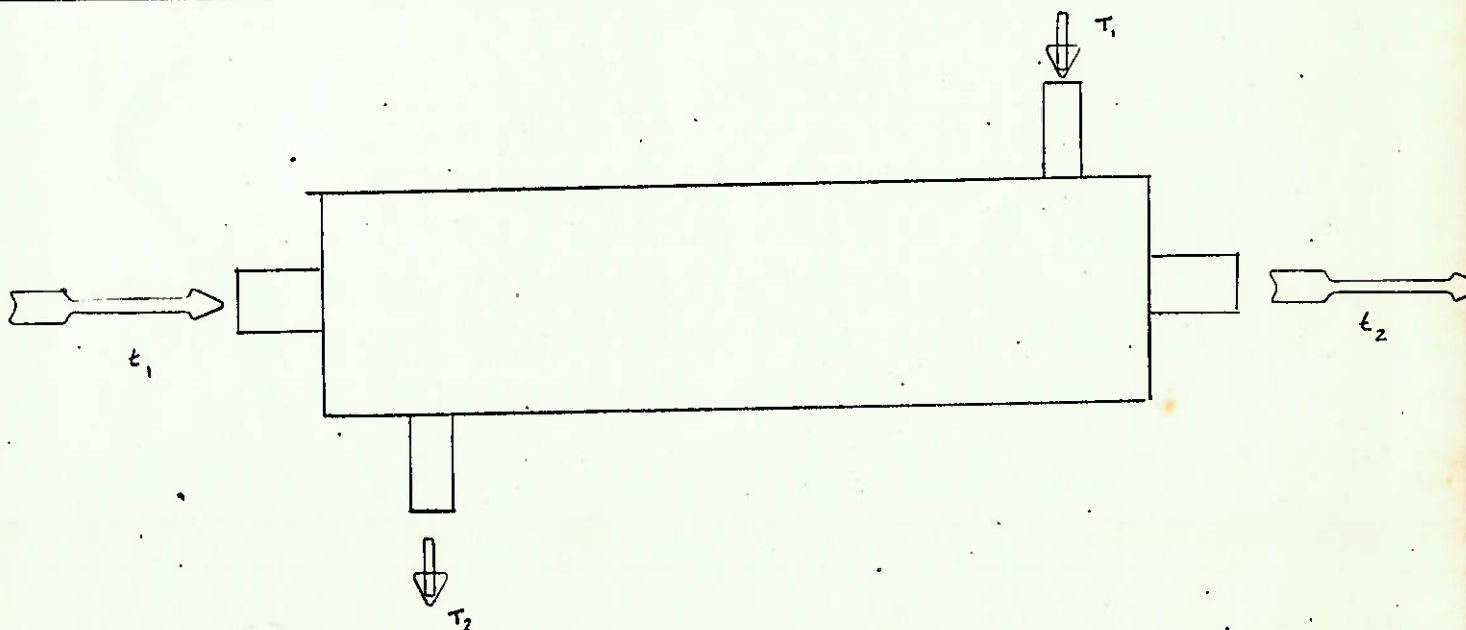
$\mu$  = viscosidade  $C_p$

$R_d$  = fator de incrustação  $\frac{\text{hxft}^2 \text{ F}}{\text{BTU}}$

$P$  = perda de carga admissível psi

- Primeiramente será feito um cálculo manual baseado no método Kern para cálculo de trocadores.

A seguir recalcularemos pelo método HTRI, HP 41 CV módulo THERMAL e posteriormente com o algoritmo da TI-59.



Hot fluid (Isobutano)			Cold Fluid (H <sub>2</sub> O)		
T <sub>1</sub>	122	°F	t <sub>1</sub>	89,6	
T <sub>2</sub>	122	°F	t <sub>2</sub>	105,8	
W	53.498		w	466.706 (lb/h)	
C	0,4855 (Btu/(lb)(°F))		c	0,9992 (Btu/(lb)(°F))	
ρ	1,0823 (lb/ft <sup>3</sup> )		ρ	61,9005 (lb/ft <sup>3</sup> )	
μ	0,00889 (C <sub>p</sub> )		μ	0,73131 (C <sub>p</sub> )	
K	0,0117 (Btu/h.ft.F)		K	0,3624 (Btu/h.ft.°F)	
Rd	0,00050(h.ft <sup>2</sup> .F/Btu)		Rd	0,0020 (h.ft <sup>2</sup> .F/Btu)	
ΔP	7,11 (psi)		ΔP	10.000 (psi)	

Tamanho dos tubos : 16,0899 ft

(tubo U)

14 BWG

tube pitch : 1,00"

OD : 0,75"

espessura : 0,083

ID : 0,584

superfície por ft (ft<sup>2</sup>) = 0,1963

A) Solução: manual (Kern)

1. Balanço térmico

$$\begin{aligned} \text{Isobutano } Q &= WC (T_1 - T_2) = wc (t_1 - t_2) \\ Q &= 466.706 \times 0,9992 \times (105,8 - 89,6) \\ Q &= 7.554,590 \text{ (Btu/hr)} \end{aligned}$$

2. Δt

Hot fluid		Cold Fluid	Diff	
122	Higher temp.	105,8	16,2	Δt <sub>2</sub>
122	Lower temp.	89,6	32,4	Δt <sub>1</sub>
0	Differences	16,2	16,2	(Δt <sub>1</sub> - Δt <sub>2</sub> )

$$t = \text{LMTD} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}} = \frac{-16,2}{-0,693} = 23,37^\circ\text{F}$$

$$3. T_c = 122 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$T_c \approx t_a = \frac{105,8 + 89,6}{2} = 97,7 \text{ (} ^\circ\text{F)}$$

Tentativas:

Assumir  $U_d = 100$ : coef. de película do cond. irá geralmente variar de 150 a 300. Assumindo um coeficiente de película = 1000 para a  $H_2O$ ,  $U_c$  irá variar de 130 a 230.

$$A = \frac{Q}{U_d \times t} = \frac{7554,590}{100 \times 23,37} = 3,230 \text{ ft}^2$$

$$\text{Number of tubes} : \frac{3,230}{16 \times 0,1963} \approx 1,028 \text{ tubos}$$

B) Fazendo o nº de passes igual a 2 (tabela 9) Kern, 1028 tubos; 2 passes; 3/4 in OD on 1-in square pitch nº mais próximo 1024 tubos em 39 in ID casco.

Correção do coef.  $U_d$

$$A = 1024 \times 16 \times 0,1963 = 3216,18 \text{ ft}^2$$

$$U_d = \frac{Q}{A \cdot t} = \frac{7554,590}{3216,18 \times 23,37} = 100,51$$

Fluído Quente - casco  
(isobutano)

impondo

4') cross passes 15  
shell passes 21  
espaçamento 13,571 (in)

$$A_s = ID \times CB / 144 \text{ Pt (Eq. 7.1)}$$

$$A_s = \frac{39 \times 0,1875 \times 13,571}{144 \times 1} = 0,69 \text{ ft}$$

Fluído frio - tubo  
( $H_2O$ )

4) flow area  $a'_t = 0,269 \text{ in}^2$   
(tab. 10)

$$a_t = M_t \cdot a'_t / 144 \cdot n$$

$$= \frac{1024 \cdot 0,268}{144 \cdot 2} = 1,106 \text{ ft}^2$$

$$5') G'_s = \frac{W}{a_s}$$

$$\frac{53.498}{0,69} = 77533,33 \frac{\text{lb}}{\text{h.ft}^2}$$

Na carga:

$$G'' = \frac{W}{LN_1^{2/3}} =$$

$$\frac{53498}{16 \times 1024^{2/3}} =$$

$$G'' = 32,91 \frac{\text{lb}}{\text{h. (linft)}}$$

Assumindo  $h = h_o = 200$  $hi_o$  (calculado em 10)

$$hi_o = 389,33$$

$$tw = ta + \frac{ho}{hi_o + h_o} (Tv - ta)$$

$$= 97,7 + \frac{200}{389,33 + 200} (122 - 97,7)$$

$$= 105,95 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$t_f = \frac{(Tv - tw)}{2} =$$

$$\frac{122 + 105,95}{2} = 113,97 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$K_f \text{ (dado)} = 0,0117 \frac{\text{Btu}}{\text{h.ft.}^2\text{ } ^\circ\text{F}}$$

$$5) G_t = \frac{w}{a_t} = \frac{466706}{1,106} =$$

$$421976,49 \frac{\text{lb}}{\text{h.ft}^2}$$

$$Vel = V = \frac{G_t}{3600}$$

$$V = \frac{421976,49}{36000 \times 61,9005} = 1,89 \text{ ft/s}$$

$$6) A t_a = 97,7 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$= 0,73 \times 2,42 = 1,76 \text{ lb/ft}^2$$

$$D = \frac{0,584}{12} = 0,0486 \text{ ft (tab.10)}$$

$$Re_t = \frac{D \cdot G_t}{\mu} = \text{(perda de carga somente)}$$

$$\frac{0,0486 \times 421976,49}{1,76} = 11668,29$$

$$Re_t = 11668,29 \text{ (da fig. 25-Kern)}$$

$$(9) h_i = 550 \frac{\text{Btu}}{\text{h.ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}}$$

$$(10) h_{to} = h_i \times ID/OD$$

$$550 \times \frac{0,584}{0,75} = 389,33 \frac{\text{Btu}}{\text{h.ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}}$$

$$S_f = 0,60 ; \mu_f = 0,00889$$

tab. 12.9

$$h = h_o = 180 \frac{\text{Btu}}{\text{h.ft}^2.\text{°F}}$$

### PERDA DE CARGA

$$1') A T_v = 122 \text{ °F}$$

$$\mu_{\text{vapor}} = 0,00889 \times 2,42 =$$

$$\mu_{\text{vapor}} = 0,026 \frac{\text{lb}}{\text{ft} \cdot \text{h}}$$

$$De = \frac{0,55}{12} = 0,45833$$

$$Re_s = \frac{De G_s}{\mu}$$

$$= \frac{0,4583 \cdot 77533,33}{0,026}$$

$$= 136677,34$$

$$f = 0,0018 \text{ ft}^2/\text{in}^2$$

$$2') \text{ N}^\circ \text{ de passes: } 15 + 1 = 16$$

$$= 1,0823 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}$$

$$S = \frac{1,0823}{62,5} = 0,0173$$

$$D_s = \frac{39}{12} = 3,25 \text{ ft}$$

3')

$$\Delta P_s = \frac{1}{2} \frac{G_s^2 D_s (N + 1)}{5,22 \cdot 10^{10} \cdot 0,0458 \cdot 0,0173}$$

$$\Delta P_s = 6,8 \text{ psi}$$

$$1) De R_e = 11668,29$$

$$f = 0,00024 \text{ ft}^2/\text{in}^2$$

$$2) \Delta P_t = \frac{f \cdot G_t^2 \cdot L \cdot n}{5,22 \cdot 10^{10} \cdot D \cdot s \cdot t}$$

$$\Delta P_t = \frac{0,00024 \cdot (421976,49)^2 \cdot 16 \cdot 2}{5,22 \cdot 10^{10} \cdot 0,584 \cdot 1 \cdot 1}$$

$$= 0,05 \text{ psi}$$

$$3) \Delta P_r = (4n/s) (V^2/2g')$$

$$(4 \cdot 2/1) \frac{(5,42)^2}{2 \cdot 32,80}$$

$$= 8 \cdot 0,44 = 3,58 \text{ psi}$$

$$\Delta P_t = \Delta P_t + \Delta P_r$$

$$= 0,05 + 3,58 = 3,63 \text{ psi}$$

13. Coeficiente global de transmissão de calor (sem incrustação)

$$U_c = \frac{h_i \cdot h_o}{h_i + h_o} = \frac{389,33 \cdot 180}{389,33 + 180} = 123,09 \frac{\text{Btu}}{\text{h.ft}^2 \text{ °F}}$$



14) Usando fator de incrustação:

(requerido) fazendo  $U_D = 100,51$

$$R_d = \frac{123,09 - 100,51}{123,09 \times 100,51} = 0,0018 \quad \frac{\text{h.ft}^2 \cdot \text{°F}}{\text{Btu}}$$

$h_o$	Resumindo	$h_i$
180	h outside	389,33
UC	123,09	
UD	101,51	
Rd recalculado	0,0018	
Rd requerido	0,00050	
0,8	P calculado	3,63
7,11	P permitido	10,00

Casco: ID = 39 in  
 Baffle espaço = 12,8"  
 1 passe

Tubo : nº 1024  
 L = 16  
 2 passes  
 OD = 3/4 in  
 BWG = 14  
 Pitch 1

c ) Solução através de computador (Método HTRI)

Segue em anexo o out-put encontrado pelo método HTRI, processado no computador B-6700 (Centro de Computação) (CCE)

Uma pequena explicação das saídas será dada a seguir.

Da linha 01 a 10 , são as características do projeto a ser executado.

HTRI SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER PROGRAM ST-4 MOD 5.2  
 \*FINAL RESULTS\* PROBLEM DESCRIPTION= COMEC ITEM 4-4205  
 DESIGN CASE MULTIPASS FLOW IN A T.E.N.A. AEU SHELL WITH SEGMENTAL BAFFLES

HTRI VERSION  
 PAGE NO- 7  
 CASE- CASO A  
 ALT. SOLN.- 0

\*\*\* PROCESS DATA \*\*\*  
 01 FLUID NAME ISOBUTANO COLD TUBESIDE AGUA  
 02 FLUID CONDITION COND. VAPOR SENS. LIQUID  
 03 TOTAL FLOW RATE (1.0E+3)(LB/HR) 53.498 466.706  
 04 TEMPERATURE, IN/OUT (DEG F) 122.0 / 122.0 89.6 / 105.8  
 05 TEMPERATURE, AVERAGE/SKIN (DEG F) 122.0 / 111.7 97.7 / 102.0  
 06 PRESSURE, INLET/AVERAGE (PSIA) 100.00 / 96.44 0.00 / 0.00  
 07 PRESSURE DROP, TOTAL/ALLOW (PSI) 1.82 / 7.11 1.80 / 10.00  
 08 VELOCITY, CALC./MAX.ALLOW (FT/SEC) 9.27 / 0.00 2.75 / 0.00  
 09 FILM COEF (SAF,FACT) (BTU/HR-FT<sup>2</sup>-F) 281.21 (1.00) 868.92 (1.00)  
 10 FOULING RESISTANCE (HR-FT<sup>2</sup>-F/BTU) 0.00050 0.00200  
 11 DENSITY (LB/FT<sup>3</sup>) 1.0823 61.9005  
 12 THERMAL CONDUCTIVITY (BTU/HR-FT-F) 0.117 0.3624  
 13 SPECIFIC HEAT CAPACITY (BTU/LB-F) 0.4855 0.9992  
 14 VISCOSITY AT AVERAGE TEMP (CP) 0.0089 0.73131  
 15 VISCOSITY AT SKIN TEMP (CP) 0.00877 0.70827

\*\*\* SHELLSIDE PERFORMANCE \*\*\*  
 01 NOM. VEL. X-FLOW/WINDOW 17.42 / 18.55  
 02 FILM COEF. X-FLOW/WINDOW 0.0 / 0.0  
 03 FLOW FRACTIONS FOR HEAT TRANSFER= 0.000  
 04 A= .243 B= .449 C= .133 E= .088 F= .096

\*\*\* SHELLSIDE HEAT TRANSFER CORRECTIONS \*\*\*  
 05 TOTAL BETA GAMA END FIN  
 06 0.000 .920 0.000 0.000 1.000

\*\*\* PRESSURE DROPS \*\*\* (PERCENT TOTAL DP)  
 07 WIND 23.28 NOZZLE SHELL 23.86 / 5.53  
 08 END 7.22 (IN/OUT) TUBE 17.82 / 11.39

\*\*\* H.T. PARAMETERS \*\*\*  
 09 WALL CORRECTION SHELL TUBE  
 10 PRANDTL NO. 1.000 1.004  
 11 AVERAGE REYNOLDS NO. 28119 16892  
 12 BUNDLE INLET REYNOLDS NO. 197041 15945  
 13 BUNDLE OUTLET REYNOLDS NO. 13066 17958  
 14 FOULING LAYER (IN) 0.00000 0.00000

\*\*\* THERMAL RESISTANCES \*\*\* (PCT. OVERALL)  
 15 SHELL TUBE FOULING METAL OVER DES  
 16 42.55 17.69 36.72 3.039  
 17 TOTAL FOULING RESISTANCE 0.003068  
 18 DIFFERENTIAL RESISTANCE -0.000039

\*\*\* OVERALL PERFORMANCE DATA \*\*\*  
 16 TOTAL HEAT DTY REQUIRED (1.0E+6)(BTU/HR) 7.551600  
 17 EFFECTIVE MTD, (LMTD)(F)(DELTA) = (DEG F) 23.37(1.00)(1.00) = 23.4  
 18 F FACTOR=(TUBE)(BAFFLES)(F/G)(HOT/COLD)=(1.000)(1.000)(1.000)  
 19 OVERALL COEF, REOD/CLEAN/ACTUAL(BTU/HR-FT<sup>2</sup>-F) 120.23 / 189.11 / 119.67

\*\*\* H.T. CORRECTION \*\*\*  
 19 INSIDE DIAMETER (IN) 7.6  
 20 VELOCITY (FT/SEC) 4.55 2.68  
 21 DENSITY (LB/FT<sup>3</sup>) 1.128 33.104  
 22 NOZZLE R-V-SQ (LB/FT-S2) 1947 204  
 23 BUNDLE R-V-SQ (LB/FT-S2) 1949 1128  
 24 HEIGHT UNDER NOZZLE (IN) 2.1 .3

\*\*\* CONSTRUCTION INFORMATION \*\*\*  
 20 NO. SHELLS SERIES 1 PARALLEL 1 TOTAL SURFACE AREA (FT<sup>2</sup>) 2714  
 21 NO. PASSES SHELL 1 TUBE 2 EFF. SURF. AREA (FT<sup>2</sup>/SHELL) 2687.5  
 22 SHELL I.D. (IN) 33.000 TEMA SHELL TYPE E REAR HEAD U-T

\*\*\* TUBE NOZZLE INFO. \*\*\*  
 25 INSIDE DIAMETER (IN) 7.6  
 26 VELOCITY (FT/SEC) 6.59 6.62  
 27 DENSITY (LB/FT<sup>3</sup>) 62.025 61.776

NO. CROSSPASSES/SHELL PASS 15  
 BAFFLE CUT (PCT. DIA) 26.14  
 CUT AREA(PCT) 1) 21.6 2) 0.0 3) 0.0  
 CUT HEIGHT FROM CENTER LINE (IN) 0.0  
 POS-1) 7.9 2) 0.0 3) 0.0

\*\*\* TUBE NOZZLE INFO. \*\*\*  
 25 INSIDE DIAMETER (IN) 7.6  
 26 VELOCITY (FT/SEC) 6.59 6.62  
 27 DENSITY (LB/FT<sup>3</sup>) 62.025 61.776

IMPINGEMENT PLATE INCLUDED YES  
 PERCENT TUBES REMOVED (BOTH) 3.143  
 TUBECOUNT PER SHELL 818  
 TUBE PITCH (IN) 1.000  
 OUTSIDE DIAMETER (IN) .750  
 INSIDE DIAMETER (IN) .584  
 SURFACE AREA RATIO (OUT/IN) 1.284

\*\*\* DIAMETRAL CLEARANCES \*\*\*  
 28 BAFFLE-TO-SHELL (IN) .1619  
 29 BUNDLE-TO-SHELL (IN) .5000  
 30 TUBE-TO-BAFFLEHOLE (IN) .0313  
 31 MULTI-SEG. BAFFLE OVERLAP (IN) 0.000  
 32

WEIGHT ESTIMATION (LB/SHELL) DRY 11769 WET 18459

\*\*\* TUBE NOZZLE INFO. \*\*\*  
 25 INSIDE DIAMETER (IN) 7.6  
 26 VELOCITY (FT/SEC) 6.59 6.62  
 27 DENSITY (LB/FT<sup>3</sup>) 62.025 61.776

\*\*\*\*\* SEE FOLLOWING PAGES FOR CALCULATION WARNING MESSAGES \*\*\*\*\*  
 \*\*\*\*\*

\*\*\*\*\*

71-578

Da linha 11 a 15, são as propriedades físicas dos fluidos em questão

Da linha 16 a 36, são os resultados calculados.

2) Projeto de um trocador tipo double-pipe

Dados: benzeno - tolueno

Deseja-se aquecer 9820 lb/hr de benzeno (frio) que entra a 80°F sai a 120°F usando tolueno (quente) que é resfriado de 160° a 100° F. O peso específico a 68° F é 0,88 e 0,87 respectivamente. Para cada vazão deveremos considerar um "fouling factor" de 0,001 e sabemos que a perda de carga admissível é de 10,0 psi. Qual o nº de tubos necessários?

Solução

(1) Balanço térmico

$$\text{benzeno: } t_{av} = \frac{80 + 120}{2} = 100^\circ \text{ F} ; c = 0,425 \frac{\text{Btu}}{\text{lb. } ^\circ\text{F}}$$

$$\begin{aligned} \text{carga térmica: } Q &= 9820 \cdot 0,425 (120 - 80) = \\ Q &= 166.940,00 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} \end{aligned}$$

$$\text{Tolueno: } T_{av} = \frac{160 + 100}{2} = 130^\circ \text{ F} ; c = 0,44 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}^\circ\text{F}}$$

Cálculo de vazão de Tolueno:

$$Q = W \cdot c \cdot T \quad W = \frac{166.940,00}{0,44 (160-100)} = 6323,5 \frac{\text{lb}}{\text{hr}}$$

(2) Cálculo do LMTD (supondo-se contra-corrente)

Fluido Quente		Fluido Frio	diferença	
160	temp + alta	120	40	$\Delta t_2$
100	temp + baixa	80	$\frac{20}{20}$	$\Delta t_1$

$$\Delta t_2 - \Delta t_1$$

$$\text{LMTD} = \frac{t_2 - t_1}{\ln \frac{t_2}{t_1}} = \frac{20}{\ln \frac{40}{20}} = 28,85 \text{ } ^\circ\text{F}$$

3) Colocando-se o benzeno no tubo interno devido a sua vazão superior teremos:

Região anular (fluido quente)	Tubo interno (fluido frio)
Tolueno	Benzeno

4) Área de fluxo

$$D_2 = 2067/12 = 0,1723 \text{ ft}$$

$$D_1 = 1,66/12 = 0,13833 \text{ ft}$$

$$\begin{aligned} a_a &= \pi (D_2^2 - D_1^2) / 4 \\ &= \pi (0,1723^2 - 0,1383^2) / 4 \\ &= 0,0084 \text{ ft}^2 \end{aligned}$$

5) velocidade de massa

$$\begin{aligned} G_a &= \frac{W}{a_a} = \frac{6323,5}{0,0084} = \\ &= 752.797,62 \frac{\text{lb}}{\text{h ft}^2} \end{aligned}$$

6) Cálculo do n<sup>o</sup> de Reynolds

$$\text{Re}_a = \frac{D_e G_a}{\mu}$$

$$\mu \text{ tolueno } 130^\circ = 0,41 \text{ cp}$$

$$0,41 \times 2,42 = 0,99 \text{ lb/ft.h}$$

$$\text{Re}_a = \frac{0,0776 \cdot 752797,62}{0,99}$$

$$\text{Re}_a = 59000$$

$$7) j_h = 167$$

$$D = 1,38/12 = 0,115 \text{ ft}$$

4') Área de fluxo

$$a_p = \pi D^2 / 4$$

$$= \pi \cdot \frac{0,115^2}{4} = 0,0104 \text{ ft}^2$$

5') velocidade de massa

$$G_p = \frac{9820}{0,0104} = 944230,77 \frac{\text{lb}}{\text{h ft}^2}$$

6')  $\mu$  benzeno  $100^\circ = 0,50 \text{ cp}$

$$0,50 \times 2,42 = 1,21 \text{ lb/ft.h}$$

$$\text{Re}_p = \frac{D G_p}{\mu} =$$

$$\text{Re}_p = \frac{0,115 \times 944230,77}{1,21}$$

$$\text{Re}_p = 99740,94$$

$$7') j_h = 236$$



Fluido quente-região anular  
Tolueno

8') calor específico

$$C_{130^{\circ}\text{F}} = 0,44 \text{ Btu/lb}^{\circ}\text{F}$$

Condutividade térmica

$$K = 0,085 \text{ Btu/h}(\text{ft}^2)(^{\circ}\text{Fft})$$

$$\frac{c \cdot w}{k}^{1/3} = \frac{0,44 \times 0,99}{0,085}^{1/3} = 1,724$$

9')

$$h_o = j_h \frac{K}{D_e} \frac{c \cdot w}{k}^{1/3} = 0,14$$

$$h_o = 167 \cdot \frac{0,085}{0,0776} \cdot 1,724 \cdot 1,0$$

$$h_o = 315,36 \frac{\text{Btu}}{\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^{\circ}\text{F}}$$

Fluido frio - tubo interno  
Benzeno

8)

$$C_{100^{\circ}\text{F}} = 0,425 \text{ Btu/lb}^{\circ}\text{F}$$

$$K = 0,091 \text{ Btu}/(\text{ft}^2)(^{\circ}\text{Fft})$$

$$\frac{c \cdot w}{k}^{1/3} = \frac{0,425 \times 1,21}{0,091}^{1/3} = 1,781$$

$$9) h_i = \frac{236 \cdot 0,091}{0,115} \cdot 1,781 \cdot 1,0$$

$$h_i = 332,6 \frac{\text{Btu}}{\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^{\circ}\text{F}}$$

10) Correção de  $h_i$

$$h_{i_o} = h_i \times \frac{ID}{OD} = 332,6 \times \frac{1,38}{1,66}$$

$$h_{i_o} = 276,5 \frac{\text{Btu}}{\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^{\circ}\text{F}}$$

11) Coeficiente global (sem levar em conta a incrustação)

$$U_c = \frac{h_{i_o} \cdot h_o}{h_{i_o} + h_o} = \frac{276,5 \cdot 315,36}{276,5 + 315,36} = 147,32 \frac{\text{Btu}}{\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^{\circ}\text{F}}$$

Coeficiente global de projeto

$$\frac{1}{U_d} = \frac{1}{U_c} + R_d \quad R_d = 0,001 \text{ (dado)}$$

$$\frac{1}{U_d} = \frac{1}{147,32} + 0,001 \quad U_d = 128,40 \frac{\text{Btu}}{\text{h}(\text{ft}^2)^{\circ}\text{F}}$$

Resumindo

315,36	H ( )	276,5
$U_c$	147,32	
$U_d$	128,40	

## 13) Cálculo da superfície necessária

$$Q = U_D \cdot A \cdot t \quad A = \frac{166.940}{128,40 \times 28,85} = 45,07 \text{ ft}^2$$

para tubo 1.1/4" superfície externa 0,435 ft<sup>2</sup>  
por ft

$$\text{Comprimento do tubo necessário} = \frac{45,07}{0,435} = 103,60 \text{ ft}$$

$$\text{Comprimento do tubo disponível} = 6 \text{ ft}$$

devemos usar 20 tubos em série.

## Perda de Carga

1')  $D_e'$  para perda de carga, difere de  $D_e$  p/ transf. de calor.

$$\begin{aligned} D_e' &= (D_2 - D_1) = \\ &= (0,1725 - 0,138) = \\ &= 0,0345 \text{ ft} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Re_a' &= \frac{D_e' G_a}{\mu} = \\ &= \frac{0,0345 \times 752.796,62}{0,99} = \end{aligned}$$

$$Re_a' = 26.233,82$$

$$f = 0,0035 + \frac{0,264}{(26233,82)^{0,42}}$$

$$f = 0,0072$$

$$s = 0,87$$

$$\rho = 62,5 \times 0,87 = 54,3$$

$$1) Re_p = 89740,94$$

$$f = 0,0035 + \frac{0,264}{(DG/)^{0,42}}$$

$$f = 0,0035 + \frac{0,264}{(89740,94)^{0,42}}$$

$$s = 0,88$$

$$\rho = 62,5 \times 0,88 = 55,0$$



$$2') \Delta F_a = \frac{4f \cdot G_a^2 \cdot L}{2g \rho^2 \cdot D'_e}$$

$$\Delta F_a = \frac{4 \times 0,0072 \times 767000^2 \times 120}{2 \times 4,18 \cdot 10^8 \times 54,3^2 \times 0,0345}$$

$$= 23,5 \text{ ft}$$

$$3') V = \frac{G}{3600 \rho} =$$

$$= \frac{767000}{3600 \times 54,3} = 3,92 \text{ fps}$$

$$F_e = 3 \frac{(V)^2}{2g'} =$$

$$F_e = \frac{3 \times (3,92)^2}{2 \times 32,2} = 0,7 \text{ ft}$$

$$P_a = \frac{(23,5 + 0,7) \times 54,3}{144}$$

$$P_a = 9,2 \text{ psi}$$

Coerente pois máx. perda  
de carga imposta = 10psi

$$2) \Delta F_p = \frac{4 \times 0,0057 \times 943000^2 \times 120}{2 \times 4,18 \times 10^8 \times 55^2 \times 0,115} =$$

$$= 8,3 \text{ ft}$$

$$\Delta P_p = \frac{8,3 \times 55,0}{144} = 3,2 \text{ psi}$$

permitido: 10 psi

\*\*\*\*\*  
 \* JARAGUA S/A IND. MECANICAS \*  
 \* CLIENTE LINCOLN MACHADO DE SOUZA \*  
 \* REFER. \* ITEM NUM. 01 \*  
 \* JARAGUA CONSULTA NUM. \* PEDIDO NUM. \* \*  
 \* FORM.FDS-002-0 REV. 0 POR LMS DATA 01\*12\*81 \*  
 \*\*\*\*\*

PCE-002 CALCULO DE DOUBLE-PIPE  
 SECCAO 51-1E000 -16 AREA TROCA 95.50FT2  
 NUM.SEC/UNID. 6 NUM.SEC.PARALELO-CASCO 1 TUBO 1  
 NUM. SEC. SERIE -CASCO 6 TUBO 6

CONDICOES de OPERACAO	CASCO	TUBO
FLUIDO	TOLUENO	BENZENO
VAZAO TOTAL-LB/H	6323	9820
LIQUIDO ENTR-LB/H	6323	9820
DENSIDADE	0.870	0.880
VISCOS. TEMP. MEDIA-CP	0.410	0.500
CALOR ESPECIFICO-BTU/LB F.	0.440	0.425
CONDU.TERMICA-BTU/FT.H.F	0.0850	0.0910
TEMP. ENTRADA-F	160.00	80.00
TEMP. SAIDA-F	100.00	120.00
PRESSAO de OPERACAO-PSig	70.00	70.00
VELOCIDADE-FT/S	1.02	3.51
PERDA de CARGA-PSI	0.36	2.87
FAT. INCRUST. -F.H.FT2/BTU	0.0010	0.0010
CARGA TERMICA	166940	BTU/H
COEF. TROCA-ATUAL	62.74	BTU/H.FT2.F
COEF. TROCA-REQUER	60.58	BTU/H.FT2.F
LMTD	28.85	F

CONDICOES de PROJETO	CASCO	TUBO
PRESSAO PROJETO-PSI	150	150
PRESSAO TESTE-PSI	225	225
TEMP. PROJETO-F	500	500
MARGEM de CORR.-IN	1/16	1/16
TUBO INT. DIAM. NOM. IN/ESPE.	1.50 Sch 40	Material A-106-B
TUBO EXT. DIAM. NOM. IN/ESPE.	3.00 Sch 40	Material A-106-B
CABECOTE RETORNO-CASCO	A-216-WCB	TAMPA CAB. A-516-55
CURVA de CONEXAO ENTRE SECCOES	A-106-B	
GAXETA-CASCO/TUBO	- AMIANTO COMPRIMIDO	
BOCAIS CASCO ENTR.	2.00 IN SAIDA 2.00	IN RATING 150#RF
BOCAIS TUBO ENTR.	1.50 IN SAIDA 1.50	IN CHANF. P/SOLDA

Resumo das saídas (OUT-PUT)

- Saídas encontradas pelo método manual (Kern)
  - LMTD = 23,37<sup>o</sup> F
  - Área de troca = 3216,18 ft<sup>2</sup>
  - Coef. global de transmissão de calor  $U_c = 123,09 \frac{\text{Btu}}{\text{HR-Ft}^2\text{-F}}$   
(sem incrustação)
  - Carga térmica  $Q = 7.181,55 \frac{\text{Btu}}{\text{Hr}}$
  - Perda de carga 0,8 psi (casco)  
3,63 psi (tubo)
  
- Saídas encontradas pelo HTRI (computador)
  - LMTD = 23,37<sup>o</sup> F
  - Área de troca = 2714,00 ft<sup>2</sup>
  - Coef. total de transmissão de calor  $U_c = 189,11 \frac{\text{Btu}}{\text{Hr-ft}^2\text{-F}}$   
(sem incrustação)
  - p = 1,82 psi (casco)  
7,11 psi (tubo)
  - Carga térmica  $Q = 7.551,66 \text{ (Btu/Hr)}$
  
- Saídas encontradas usando-se módulo THERMAL (calculadora 41 CV)
  - LMTD = 24,04 <sup>o</sup> F
  - Área de troca = 3.059 ft<sup>2</sup>
  - $Q = 7554,59 \frac{\text{BTU}}{\text{HR}}$
  - E = 0,85 (eficiência)
  
- Saídas encontradas pelo algoritmo p/ TI-59
  - A = 3700 ft<sup>2</sup>
  - Os demais valores são calculados independentemente do programa.

Resumo de saída para um trocador double-pipe usando os seguintes métodos

- Saídas encontradas pelo método manual (Kern)

$$\text{LMTD} = 28,85^{\circ} \text{ F}$$

$$\text{Área de troca} = 45,07 \text{ ft}^2$$

$$\text{Coef. global de transmissão de calor} = 147,32 \frac{\text{Btu}}{\text{h.ft}^2.\text{F}}$$

(sem incrustação)

$$\text{Carga térmica } Q = 166940 \frac{\text{Btu}}{\text{Hr}}$$

$$\text{Perda de carga } 9,2 \text{ psi (tubo externo)}$$

$$3,2 \text{ psi (tubo interno)}$$

- Saídas encontradas pelo computador HP-9830, algoritmo baseado no Kern-Orszik

$$\text{LMTD} = 28,85^{\circ} \text{ F}$$

$$\text{Área de troca} = 95,50 \text{ ft}^2$$

$$\text{Carga térmica } Q = 166940 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

$$\text{Perda de carga } 0,36 \text{ psi (tubo externo)}$$

$$2,87 \text{ psi (tubo interno)}$$

- Saídas encontradas pelo método HP=41-CV (módulo Thermal)

$$\text{LMTD} = 28,85^{\circ} \text{ F}$$

$$\text{Área de troca} = 40,00 \text{ ft}^2$$

$$\text{Coef. global de transmissão de calor } U_c = 145,25 \frac{\text{Btu}}{\text{h.ft}^2.\text{F}}$$

(sem incrustação)

$$\text{Carga térmica } Q = 165,00 \frac{\text{Btu}}{\text{Hr}}$$

$$E = 0,75 \text{ (eficiência)}$$

- Saída pelo algoritmo para TI- 59

$$\text{Área de troca} = 60 \text{ ft}^2$$

Os demais valores são calculados independentemente.

## IV - Comparação dos dados de saída obtidos pelos diversos métodos:

Analisando os 2 problemas propostos, chega-se a resultados razoavelmente coerentes sob o ponto de vista de profundidade em que se tratou para se chegar a solução dos mesmos. Cabe aqui salientar que na solução do 2º problema pelo computador HP-9830, houve uma diferença acentuada na saída onde se lê, área de troca e perda de carga em relação aos demais métodos. Isto ocorreu pois o programa foi rodado com tubos normalizados padrão de fábrica.

$\phi$  nominal = 1,50" sch 40 (interno)  
 Tubos (padrão)

$\phi$  nominal = 3,0" sch 40 (externo)

Nos demais métodos foi usado

$\phi$  nominal = 1.1/4" sch 40 (interno)  
 Tubos

$\phi$  nominal = 3,0" sch 40 (externo)

Com isso, a área de troca foi superior e conseqüentemente houve menor perda de carga (tubos de maior bitola)

Tomando-se o programa HTRI como padrão, chegamos para o 1º problema nas seguintes diferenças

- Metodo manual Kern

variação da carga termica = - 5%

variação da area de troca = +15,6%

variação do coef. global

de transmissão de calor = + 34,91%

variação da perda de carga = + 56 % (casco)

+ 48,95% (tubo)

- Metodo HP-41-CV (módulo THERMAL)

variação da carga térmica = +0,04 %

variação da area de troca = + 11,28 %

- Metodo TI-59

variação da área = +26,65 %



Para o 2º problema, tomando-se o método HP-41-CV como padrão, chega-se as seguintes diferenças:

- Método manual (Kern)

variação da área de troca = + 12%

variação do coef. global de

transmissão de calor = + 1,43 %

variação da carga térmica = 1,16 %

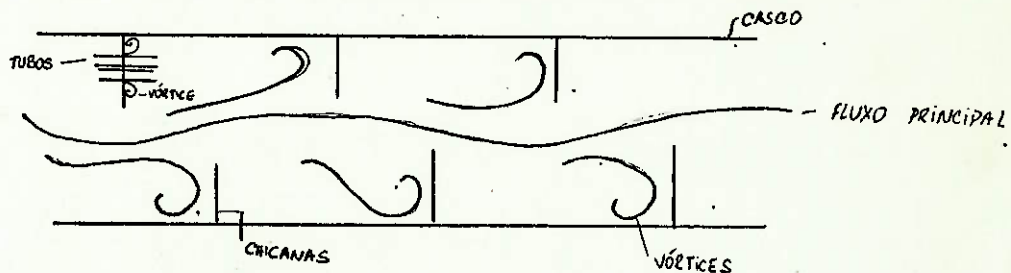
- Método TI-59

variação da área de troca = + 24,88%

Pode-se então fazer um estudo sobre os métodos e suas viabilidades.

O pacote do programa HTRI, leva em consideração vários fatores os quais os outros programas não se preocupam, portanto a resposta por este método é mais refinada e confiável. Mas o problema é até que ponto vale a pena investir no programa HTRI que é monetariamente oneroso é não nos outros métodos.

Pode-se citar como sofisticação do HTRI, a consideração de vórtices formado entre os tubos e as chicanas e sobre estas. É bom lembrar que um computador grande é necessário.



Quanto ao HP-41-CV (THERMAL), este só leva em consideração a parte térmica, utilizando-se de varias simplificações.

O método manual (Kern), é bastante preciso, embora leve tempo para se chegar a solução.

No tocante aos resultados obtidos pelo método da TI-59, nota-se que este programa é viável apenas num pré-cálculo. Seria um meio de se ter uma estimativa do equipamento de uma



maneira rápida, embora seja o mais impreciso de todos, é o mais rápido. Não leva em conta o cálculo mecânico do equipamento e igualmente a HP-41-CV (Thermal), apenas a parte térmica é solucionada.

Fica agora a pergunta "Quando utiliza-se um ou outro método?"

Quando uma fábrica produz em série equipamentos como trocadores vale a pena investir num pacote HTRI por sua frequência de fabricação desses equipamentos. O HTRI apresenta precisão e rapidez de resposta.

Para firmas em que trocadores de calor não façam parte de sua produção majoritária, o método Kern já daria uma boa solução se for calculado por elemento capacitado para tal. Para uma checagem rápida, de um equipamento, o programa HP-41-CV (Thermal) juntamente com o TI-59 dariam uma boa solução embora o 1º método apresente uma solução mais próxima do real.

Cabe agora ao fabricante, discernir qual o sistema de solução a ser empregado, se um "pacote" HTRI de alguns milhares de dólares mas de solução rápida e precisa, um livro do Engº Kern, de alguns milhares de cruzeiros, solução demorada mas precisa, ou um meio termo entre custo, tempo e precisão que são os métodos concernentes às calculadoras eletrônicas.

B I B L I O G R A F I A

1. Kays, W. N. and A.L. London - Compact Heat Exchanger  
National Press, 1955
2. Eckert and Drake, Heat and Mass Transfer, Mc Graw-Hill
3. Kern, D.Q. Process Heat Transfer  
International Student Edition , 1950
4. Jagannath, S , Calculator programs for the hydrocarbon  
processing industries.  
Gulf Publishing, 1980
5. Thermal & Transport Scienc pac book  
Hewlett Packard Library, 1980