

6.4 2e,



Universidad Nacional Autónoma de México

FACULTAD DE QUIMICA

**"50 PROGRAMAS SENCILLOS EN BASIC PARA
TRANSFERENCIA DE CALOR"**

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO QUIMICO
P R E S E N T A
JOSE ALBERTO LOZA TREVIÑO

MEXICO, D. F.

FALLA DE ORIGEN

1990



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

CAPITULO I
INTRODUCCION

Introducción	2
--------------	---

CAPITULO II
CONDUCCION Y CONDUCTIVIDAD TERMICA

1. Conducción	2
2. Teoría de la conducción térmica de gases	4
Programa 2-1 <i>Conducción térmica de gases monoatómicos puros</i>	7
Diagrama de flujo 2-1	8
Problema resuelto	9
Problema resuelto por la computadora	11
Problemas propuestos	12
3. Conductividad térmica de gases poliatómicos	13
Programa 2-2 <i>Conducción térmica de gases poliatómicos puros</i>	19
Diagrama de flujo 2-2	20
Problema resuelto	21
Problema resuelto por la computadora	24
Problema propuesto	25
4. Efecto de la temperatura en la conductividad térmica de gases baja presión	26
Programa 2-3 <i>Efecto de la temperatura en la conductividad térmica de gases baja presión</i>	27
Diagrama de flujo 2-3	28
Problema resuelto	29
Problema resuelto por la computadora	30
Problema propuesto	31

5.Efecto de la presión en la conductividad térmica de gases	32
Programa 2-4 <i>Efecto de la presión en la conductividad térmica de gases puros</i>	34
Diagrama de flujo 2-4	35
Problema resuelto	36
Problema resuelto por la computadora	39
Problema propuesto	40
6.Conducción térmica de mezclas gaseosas a presión baja	41
Programa 2-5 <i>Conducción térmica de mezclas gaseosas a presión baja</i>	44
Diagrama de flujo 2-5	45
Problema resuelto	46
Problema resuelto por la computadora	48
Problema propuesto	49
7.Efecto de la temperatura y presión en la conductividad térmica de mezclas gaseosas	50
Programa 2-6 <i>Efecto de la temperatura y presión en la conductividad térmica de mezclas gaseosas</i>	51
Diagrama de flujo 2-6	52
Problema resuelto	53
Problema resuelto por la computadora	55
Problema propuesto	56
8.Conductividad térmica de líquidos	57
9.Técnicas de estimación de la conductividad térmica de líquidos puros	57
Programa 2-7 <i>Conductividad térmica de líquidos puros</i>	62
Diagrama de flujo 2-7	63

Problema resuelto	64
Problema resuelto por la computadora	65
Problema propuesto	66
10.Efecto de la temperatura en la conductividad térmica de líquidos	67
Programa 2-8 <i>Efecto de la temperatura en la conductividad térmica de líquidos</i>	68
Diagrama de flujo 2-8	69
Problema resuelto	70
Problema resuelto por la computadora	72
Problema propuesto	73
11.Efecto de la presión en la conductividad térmica de líquidos	74
Programa 2-9 <i>Efecto de la temperatura y presión en la conductividad térmica de mezclas gaseosas</i>	76
Diagrama de flujo 2-9	77
Problema resuelto	78
Problema resuelto por la computadora	80
Problema propuesto	81
12.Conductividad térmica de mezclas líquidas	82
Programa 2-10 <i>Conductividad térmica de mezclas líquidas</i>	84
Diagrama de flujo 2-10	85
Problema resuelto	86
Problema resuelto por la computadora	88
Problema propuesto	89

CAPITULO III

CONDUCCION A TRAVES DE SUPERFICIES. REGIMEN PERMANENTE

1. Conducción a través de superficies, régimen permanente	91
Programa 3-1 Conducción de calor a través de pared plana multicapas, Arreglo en serie	99
Diagrama de flujo 3-1	100
Problema resuelto	101
Problema resuelto por la computadora	103
Problema propuesto	104
Programa 3-2 Conducción de calor a través de pared plana doble capa, influencia de convección y radiación, Arreglo en serie	105
Diagrama de flujo 3-2	106
Problema resuelto	107
Problema resuelto por la computadora	110
Problema propuesto	111
Programa 3-3 Conducción en cilindro, influencia de la convección y radiación	112
Diagrama de flujo 3-3	113
Problema resuelto	114
Problema resuelto por la computadora	116
Problema propuesto	117
Programa 3-4 Conducción en cuerpos de cualquier forma	118
Diagrama de flujo 3-4	119
Problema resuelto	120
Problema resuelto por la computadora	122
Problema propuesto	123
2. Pérdida máxima de calor a través de aislantes	124

Programa 3-5 <i>Pérdida máxima de calor a través de aislantes</i>	125
Diagrama de flujo 3-5	127
Problema resuelto	128
Problema resuelto por la computadora	129
Problema propuesto	130
3. Espesor óptimo de aislante	131
Programa 3-6 <i>Espesor óptimo económico de aislante en superficies planas y tuberías</i>	135
Diagrama de flujo 3-6	136
Problema resuelto	137
Problema resuelto por la computadora	139
Problema propuesto	140
Programa 3-7 <i>Espesor óptimo de aislante para tuberías, pérdida máxima de calor a través de aislantes</i>	141
Diagrama de flujo 3-7	142
Problema resuelto	143
Problema resuelto por la computadora	144
Problema propuesto	145

CAPITULO IV CONDUCCION EN REGIMEN TRANSITORIO

1. Conducción en régimen transitorio	147
Programa 4-1 <i>Calentamiento de un cuerpo con alta conductividad térmica</i>	153
Diagrama de flujo 4-1	154
Problema resuelto	155
Problema resuelto por la computadora	156
Problema propuesto	157

Programa 4-2 <i>Calentamiento de un cuerpo con resistencia superficial despreciable</i>	159
Diagrama de flujo 4-2	160
Problema resuelto	161
Problema resuelto por la computadora	162
Problema propuesto	163
Programa 4-3 <i>Calentamiento o enfriamiento de un cuerpo con resistencia interna y externa, placa infinita con temperatura inicial uniforme</i>	166
Diagrama de flujo 4-3	167
Problema resuelto	168
Problema resuelto por la computadora	170
Programa 4-4 <i>Calentamiento o enfriamiento de un cuerpo con resistencia interna y externa, cilindro infinito con temperatura inicial uniforme</i>	171
Diagrama de flujo 4-4	172
Problema resuelto por la computadora	173
Problema propuesto	174

CAPITULO V CONVECCION NATURAL

1. Convección natural	176
2. Grupos adimensionales en transferencia de calor	176
3. Correlaciones más usadas	178
Programa 5-1 <i>Coefficiente de transferencia de calor por convección natural, paredes verticales y horizontales</i>	180
Diagrama de flujo 5-1	181

Problema resuelto	182
Problema resuelto por la computadora	183
Problema propuesto	184
Programa 5-2 <i>Coefficiente de transferencia de calor por convección natural, esferas, tubos verticales y horizontales</i>	186
Diagrama de flujo 5-2	187
Problema resuelto	188
Problema resuelto por la computadora	189
Problema propuesto	190
4.Ec. simplificadas para la convección natural del aire	191
Programa 5-3 <i>Coefficiente de transferencia de calor por convección natural, ecuaciones simplificadas para aire</i>	193
Diagrama de flujo 5-3	194
Problema resuelto	195
Problema resuelto por la computadora	196
Problema propuesto	197
5.Convección natural en un espacio limitado	198
Programa 5-4 <i>Coefficiente de transferencia de calor por convección natural, espacios limitados</i>	200
Diagrama de flujo 5-4	201
Problema resuelto	202
Problema resuelto por la computadora	202
Problemas propuestos	203

CAPITULO VI
CONVECCION FORZADA

1. Convección forzada	205
2. Fluidos en el interior de tubos	207
Programa 6-1 Fluidos en el interior de tubos	209
Diagrama de flujo 6-1	210
Problema resuelto	211
Problema resuelto por la computadora	212
Problema propuesto	213
3. Fluidos que se mueven en el espacio anular de dos tubos concéntricos	214
Programa 6-2 Fluidos que se mueven en el espacio anular de dos tubos concéntricos	215
Diagrama de flujo 6-2	216
Problema resuelto	217
Problema resuelto por la computadora	219
Problema propuesto	220
4. Calentamiento y enfriamiento de fluidos que viajan, por fuera de los tubos, en dirección normal a un tubo	221
Programa 6-3 Calentamiento y enfriamiento de fluidos que viajan, por fuera de los tubos, en dirección normal a un tubo dos tubos concéntricos	223
Diagrama de flujo 6-3	224
Problema resuelto	225
Problema resuelto por la computadora	226
Problema propuesto	227

5. Calentamiento y enfriamiento de fluidos que viajan por fuera de los tubos y en dirección normal a un banco de tubos	228
Programa 6-4 Calentamiento y enfriamiento de fluidos que viajan por fuera de los tubos y en dirección normal a un banco de tubos	229
Diagrama de flujo 6-4	230
Problema resuelto	231
Problema resuelto por la computadora	232
Problema propuesto	233
6. Enfriamiento o calentamiento de líquidos usando una camisa o chaqueta	234
Programa 6-5 Calentamiento o enfriamiento de líquidos usando una camisa o chaqueta	236
Diagrama de flujo 6-5	237
Problema resuelto	238
Problema resuelto por la computadora	239
Problema propuesto	240

CAPITULO VII TRANSFERENCIA DE CALOR CON CAMBIO DE FASE

1. Transferencia de calor con cambio de fase	242
2. Correlaciones para condensación	245
Programa 7-1 Condensación	249
Diagrama de flujo 7-1	250
Problema resuelto	251
Problema resuelto por la computadora	252
Problemas propuestos	253
3. Correlaciones para ebullición	254

Programa 7-2 Ebullición	259
Diagrama de flujo 7-2	260
Problema resuelto	261
Problema resuelto por la computadora	262
Problema propuesto	263

CAPITULO VIII RADIACION

1. Radiación	265
2. Cuerpo negro	265
3. Coeficientes de transferencia de calor por radiación	268
4. Factores geométricos	268
4.1. Propiedades de los factores geométricos	269
5. Sistemas bidimensionales, Método del hilo cruzado	273
6. Factor geométrico entre elementos finitos	277
Programa 8-1 <i>Factor geométrico entre superficies elementales en radiación</i>	281
Diagrama de flujo 8-1	282
Problema resuelto	283
Problema resuelto por la computadora	285
Problema propuesto	286
7. Factor geométrico para sistemas cerrados de superficies y superficies refractarias	287
Programa 8-2 <i>Factor geométrico para sistemas cerrados de superficies y superficies refractarias</i>	290
Diagrama de flujo 8-2	291
Problema resuelto	292
Problema resuelto por la computadora	293

Problema propuesto	294
8. Sistemas cerrados de superficies grises y superficies refractarias	295
Programa 8-3 <i>Sistemas cerrados de superficies grises y superficies refractarias</i>	297
Diagrama de flujo 8-3	298
Problema resuelto	299
Problema resuelto por la computadora	300
Problema propuesto	301
9. Radiación en gases	302
Graficas para radiación en gases	305
Problema resuelto	306

**CAPITULO IX
CAMBIADOR DE CALOR DE DOBLE TUBO**

1. Cambiador de calor de doble tubo	309
2. Coeficiente global constante	315
Programa 9-1 <i>Cambiador de calor de doble tubo con coeficiente global de transferencia constante</i>	317
Diagrama de flujo 9-1	318
Problema resuelto	319
Problema resuelto por la computadora	322
Problema propuesto	323
3. Coeficiente global variable	324
Programa 9-2 <i>Cambiador de calor de doble tubo con coeficiente global de transferencia variable</i>	328
Diagrama de flujo 9-1	329
Problema resuelto	330

Problema resuelto por la computadora	332
Problema propuesto	333

**CAPITULO X
CAMBIADORES DE CALOR CON TUBOS ALETADOS**

1.Cambiadore de calor con tubos aletados	335
2.Eficacias de aletas y clavos	341
Programa 10-1 <i>Eficacia de aletas longitudinales de perfil rectangular</i>	346
Diagrama de flujo 10-1	347
Problema resuelto	348
Problema resuelto por la computadora	349
Problema propuesto	350
3.Coeficientes individuales medios de transmisión de calor para tubos con superficie externa extendida con aletas o clavos	351
Programa 10-2 <i>Coeficientes individuales medios de transmisión de calor para tubos con superficie externa extendida con aletas o clavos</i>	353
Diagrama de flujo 10-2	354
Problema resuelto	355
Problema resuelto por la computadora	358
Problema propuesto	359

**CAPITULO XI
CAMBIADORES DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS**

1.Cambiadore de calor de coraza y tubos	360
2.Colocación del fluido	362
2.1.Coeficientes	365
2.2.Caídas de presión	366
3.Cálculo de cambiador de calor sin cambio de fase	369

4. Secuencia de cálculo para el diseño térmico-hidráulico de un cambiador de calor sin cambio de fase. Método de D. Kern.	
Programa 11-1 Método de D. Kern	377
Diagrama de flujo 11-1	378
Problema resuelto	379
Problema resuelto por la computadora	383
Problema propuesto	384
5. Predicción del funcionamiento de un cambiador de calor mediante el método de sumas sucesivas. Método de Spencer	385
Programa 11-2 Método de Spencer	389
Diagrama de flujo 11-2	390
Problema resuelto	391
Problema resuelto por la computadora	394
Problema propuesto	395

CAPITULO XII CONDENSADORES

1. Condensadores	397
2. Condensación de vapores por mezcla de varios componentes	403
3. Construcción de diagramas H vs. x,y. Mezcla binaria ideal	407
Programa 12-1 Construcción de un diagrama H vs. x,y	409
Diagrama de flujo 12-1	410
Problema resuelto	411
Problema resuelto por la computadora	413
Problema propuesto	414
Programa 12-2 Cálculo de constantes de equilibrio líquido vapor, $K=y/x$	415
Diagrama de flujo 12-2	416

Problema resuelto por la computadora	417
Programa 12-3 Cálculo de temperaturas de rocío en mezclas multicomponentes	418
Diagrama de flujo 12-3	419
Problema resuelto	420
Problema resuelto por la computadora	421
Problema propuesto	422
Programa 12-4 Cálculo de temperaturas de burbuja en mezclas multicomponentes	423
Diagrama de flujo 12-3	424
Problema resuelto	425
Problema resuelto por la computadora	426
Problema propuesto	427
Programa 12-5 Cálculo de un flash isotérmico	428
Diagrama de flujo 12-5	429
Problema resuelto	430
Problema resuelto por la computadora	431
Problema propuesto	432
Programa 12-6 Propiedades diversas de líquido y vapor	433
Diagrama de flujo 12-6	434
Problema resuelto por la computadora	435
Programa 12-6Anexo Banco de datos para cálculo de flash, temperaturas de burbuja y rocío, y propiedades diversas de líquido y vapor	436
Diagrama de flujo 12-6Anexo	437
Programa 12-7 Coeficiente de corrección α en función de la concentración del aire en el vapor	438

Diagrama de flujo 12-7	439
Problema resuelto	440
Problema resuelto por la computadora	441
Programa 12-8 <i>Condensador de coraza y tubos horizontal</i>	442
Diagrama de flujo 12-8	443
Problema resuelto	444
Problema resuelto por la computadora	447
Problema propuesto	448

CAPITULO XIII CONCLUSIONES

1. Conclusiones	450
-----------------	-----

CAPITULO XIV BIBLIOGRAFIA

Capítulo II	452
Capítulo III	455
Capítulo IV	456
Capítulo V	456
Capítulo VI	457
Capítulo VII	458
Capítulo VIII	458
Capítulo IX	459
Capítulo X	459
Capítulo XI	460
Capítulo XII	460

CAPITULO I

INTRODUCCION

1. INTRODUCCION

Los cálculos involucrados en la solución de problemas relacionados con la transferencia de calor, generalmente involucran el uso de un gran número de datos, propiedades y correlaciones, cuyo manejo y selección es complicado, y se dificulta aún más, cuando los cálculos deben realizarse varias veces, como es el caso de los cálculos iterativos, caso no poco frecuente en la solución de problemas de transmisión de calor.

Normalmente, estos problemas se ven esquivados mediante el uso de nomogramas y gráficas, pero, con un costo sobre la confiabilidad de los resultados, así como el riesgo de perder la noción de las bases en las cuales se fundamenta el fenómeno que se trata de describir.

Es por este motivo que se hace necesario el aprovechamiento de la computación, como herramienta para la solución rápida y precisa a los problemas que presenten complicaciones como las detalladas anteriormente.

El lenguaje de programación utilizado a lo largo de este trabajo es el GW-BASIC, elegido debido a su amplia difusión dentro de la carrera de Ingeniería Química.

En la elaboración de este trabajo he procurado abordar la transferencia de calor empezando por sus bases elementales, los mecanismos mediante los cuales se lleva a cabo dicha transferencia. En la presentación de los mecanismos he proporcionado correlaciones mediante las cuales se pueden estimar tanto los factores y propiedades inherentes al tipo de

transferencia como los coeficientes típicos de transferencia de calor.

Una vez concluida la presentación de los mecanismos de transmisión de calor procedo con el tratamiento de las diversas aplicaciones prácticas de la transferencia de calor, enfocadas principalmente hacia los equipos más representativos utilizados para calentar y enfriar fluidos en un proceso, con y sin cambio de fase.

El formato seguido para la presentación de este trabajo consiste en el siguiente orden:

- 1) Introducción al tema a tratar.
- 2) Fundamentos teóricos y/o empíricos.
- 3) Presentación de ecuaciones y correlaciones más empleadas.
- 4) Desarrollo de programas útiles para el cálculo de los puntos tratados.
- 5) Presentación de un algoritmo de solución a los problemas típicos sobre el tema tratado, en forma de diagrama de flujo.
- 6) Solución detallada de un problema soluble mediante el programa o programas previamente presentados.
- 7) Presentación de la solución obtenida mediante el uso del programa presentado.
- 8) Problemas Propuestos, dotados de sus respuestas respectivas, solubles mediante los métodos propuestos.

CAPITULO II

CONDUCCION Y CONDUCTIVIDAD TERMICA

1. CONDUCCION

La transferencia de calor por conducción se lleva a cabo mediante dos mecanismos. El primero es aquel que toma en cuenta las interacciones moleculares, en donde las moléculas situadas en niveles energéticos superiores (manifestados por su temperatura) imprimen energía a las moléculas adyacentes de menor nivel energético. Este tipo de transferencia ocurrirá en los sistemas en los cuales haya moléculas de sólido, líquido o gas presentes y en los cuales exista un gradiente de temperatura.

El segundo mecanismo de transmisión de calor de la conducción es por medio de electrones "libres", los cuales están presentes principalmente en sólidos metálicos puros. La concentración de electrones libres varía considerablemente para aleaciones metálicas y es muy baja para los no-metales. La habilidad de los sólidos para conducir el calor varía directamente con la concentración de electrones libres; por lo que es de esperarse el que los metales puros sean los mejores conductores de calor, y la experiencia ha provado este hecho como cierto.

Se ha mencionado que la conducción es primeramente un fenómeno molecular, el cual requiere un gradiente de temperatura como fuerza motriz. Una expresión cuantitativa que relaciona el gradiente de temperatura, la naturaleza del medio conductor, y la razón de transferencia de calor; es atribuida a Fourier, quien en 1822 presentó la relación:

$$q_x/A = -k dT/dx \quad (2-1.1)$$

donde:

q_x : es la razón de flujo de calor con dirección x

A : es el área normal a la dirección del flujo de calor

dT/dx : es el gradiente de temperatura en la dirección x

k : es la conductividad térmica

Representada en forma vectorial:

$$q/A = -k \Delta T \quad (2-1.2)$$

donde:

q : es el vector de flujo de calor

ΔT : es el gradiente de temperatura en forma vectorial

k : es la conductividad térmica

En ambos casos el signo negativo indica que flujo de calor por conducción ocurre en la dirección de un gradiente de temperatura decreciente.

De la explicación anterior se desprende la importancia que tiene conocer el coeficiente k , ya que conociendo esta propiedad del conductor al igual que el gradiente de temperatura entre un punto y otro del medio, podemos calcular con certeza el flujo de calor por unidad de área, en un sistema.

A continuación se presentarán algunas relaciones propuestas para la estimación de la conductividad térmica de gases y líquidos.

2. TEORIA DE LA CONDUCCION TERMICA DE GASES

Un análisis detallado obedeciendo a un amplio espectro de velocidades moleculares; así como a que las moléculas pueden almacenar energía en maneras muy variadas (no solo translacional), es necesario para poder deducir una expresión apropiada de conductividad térmica para gases; para gases monoatómicos, los cuales no tienen grados de libertad rotacionales o vibratorios, este análisis da como resultado la ecuación de Chapman-Enskog:

$$k = \frac{25}{35} (nmk_b T)^{1/2} \frac{C_v/M}{\pi \sigma^2 \Omega_v} \quad (2-2.1)$$

o bien, para fines computacionales:

$$k = \frac{1.987E-4 (T/M)}{\sigma^2 \Omega_v} \quad (2-2.2)$$

donde:

k_b : Constante de Boltzmann

k : Conductividad térmica, (cal/cm-s-K)

T : Temperatura, (Kelvin)

M : Peso molecular

σ : Dimensión característica de la molécula, (A)

Ω_v : Integral de colisión

Para obtener la ecuación (2-2.2) a partir de (2-2.1), C_v se igualó con $3/2 k_b$, donde k_b es la constante de Boltzmann. para el modelo molecular de esfera rígida Ω_v es la unidad; normalmente sin embargo, es función de la temperatura, y la dependencia exacta está relacionada con la ley de fuerza intramolecular seleccionada.

Si se selecciona el potencial 12-6 de Lennard-Jones, Ω_v está dado por la ecuación:

$$\Omega_v = [A/T\#^{(B)}] + [C/\exp(DT\#)] + [E/\exp(FT\#)] \quad (2-2.3a)$$

$$T\# = k\#T/c \quad (2-2.3b)$$

$$\sigma = 1.17 [V_b]^{(1/3)} = 0.841 [V_c]^{(1/3)} = 2.44 [T_c/P_c]^{(1/3)} \quad (2-2.3c)$$

$$c/K_b = 1.15 \quad T_b = 0.77 \quad T_c \quad (2-2.3d)$$

$$A = 1.16145 \quad B = 0.14874 \quad C = 0.52487$$

$$D = 0.77320 \quad E = 2.16178 \quad F = 2.43787$$

donde:

K_b : Constante de Boltzmann

σ : Diámetro equivalente de partícula (Angstroms)

c : Constante dieléctrica del compuesto

T_b : Temperatura normal de ebullición (Kelvin)

T_c : Temperatura crítica

V_c : Volumen crítico

V_b : Volumen molar del líquido a T_b (cm^3/gmol)

P_c : Presión crítica

Eliminando σ^2 y Ω_v de la ecuación (2-2.1), mediante relaciones de fuerza intermolecular, se obtiene un resultado independiente de la ley de fuerza intermolecular elegida:

$$[k M]/ [\eta C_v] = 2.5 \quad (2-2.4)$$

donde:

η : viscosidad, (Poise) (2-3.15)

C_v : capacidad calorífica a volumen constante, (cal/gmol-K)

(2-3.13 y 14)

El grupo $[k M]/ [\eta C_v]$, también conocido como factor de Eucken,

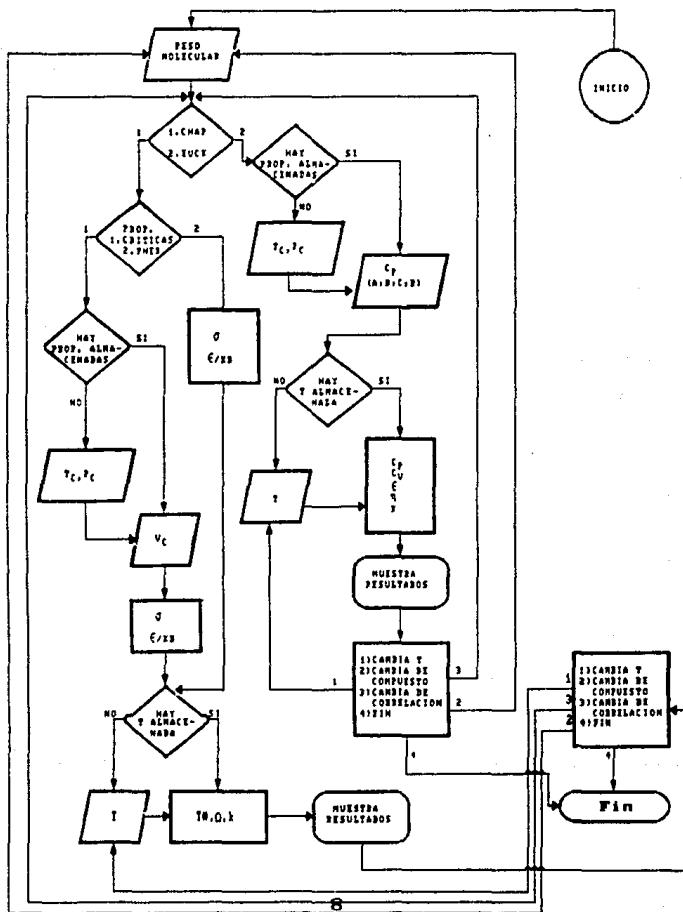
Programa # 2-1
Conductividad Térmica de Gases Monoatómicos Puros

```

10 INPUT "Peso Molecular";M
20 INPUT "Se desea usar (1) Chapman-Enskog (2) Factor de Eucken";I
30 I=ABS(I):IF I=1 OR I=2 THEN 20
40 IF I=2 THEN 230
50 INPUT "Se conocen (1) Prop. Criticas (2) Prop. Punto Normal de Ebullicion";J
60 I=ABS(I):IF I=1 OR I=2 THEN 20
70 IF I=2 THEN 210
80 IF J=0 THEN 100
90 INPUT "Temperatura Critica (°Kelvin)";TC:INPUT "Presion Critica (atm)";PC
100 INPUT "Volumen Critico (cm³/gmol)";VC
110 E1=9.84+VC^(1/3)+2.44*(TC/PC)^(1/3)/2
120 E2=77*TC
130 IF T=0 THEN 150
140 INPUT "Temperatura (°Kelvin)";T
150 TG=T/E
160 OMEGA=1.10145*TG+.14975+.52487/EXP(1.7732475)+2.16179/EXP(2.43787*TG)
170 V=100178*(T/M)^(5/8)*OMEGA²/OMEGA*60SUB 360
180 INPUT "Se desea (1) Otra Temp. (2) Otro gas (3) Otra Correlacion (4) Fin";I
190 I=ABS(I):IF I=1 OR I=2 THEN 180
200 ON I GOTO 140,10,20,380
210 INPUT "Temperatura normal de ebullicion (°Kelvin)";TB:INPUT "Volumen a Tb (cm³/gmol)";VB
220 S1=9.17*VB^(1/3)+E+1.15*TB :GOTO 130
230 IF J=0 THEN 250
240 INPUT "Temperatura critica (kelvin)";TC:INPUT "Presion Critica";PC
250 PRINT "Introducir Constantes para Cp = a+bT+cT²+dT³ (cal/gmol-K)";INPUT "a"
260 INPUT "b";INPUT "c";INPUT "d";
270 IF T=0 THEN 180
270 INPUT "Temperatura (Kelvin)";T
280 CP= A+B*T+C*T²+D*T³:SIDY=CP-1.987
290 EP=TC*(1/6)/M+.5/PC*(2/3):TR=T/TC
300 VIS=(4.61*TR)⁻.618-2.04*EXP(-.449*TR)+1.94*EXP(-4.058*TR)+.11/EP+.000001
310 V=2.5*VIS*SIDY/M:GOSUB 360
320 INPUT "Se desea (1) Otra Temp. (2) Otro gas (3) Otra Correlacion (4) Fin";I
330 I=ABS(I):IF I=1 OR I=2 THEN 220
340 ON I GOTO 270,10,20,380
350 PRINT "La Conductividad termica Calculada es:"PRINT"K= ";K;" (cal/cm-s-K)"
360 RETURN
370 END

```

Diagrama de Flujo para el Programa N 2-1



Ejemplo resuelto:

Estimar la conductividad térmica del Argón a 1 atm y 700 K. El valor reportado es $7.8804E-5$ (cal/cm s K).

Solución:

Los datos termodinámicos reportados son:

$$M = 39.948 \quad T_b = 87.3 \text{ K} \quad T_c = 150.8 \text{ K} \quad P_c = 48.1 \text{ atm}$$

$$V_c = 74.9 \text{ cm}^3/\text{gmol} \quad Z_c = 0.291$$

$$C_p = 4.969 - 0.767E-5 T + 1.234E-8 T^2 + 0 T^3$$

1) Empleando la correlación de Chapman-Enskog:

Partiendo de las propiedades críticas

$$\sigma = [0.841(V_c)^{1/3} + 2.44(T_c/P_c)^{1/3}]/2$$

$$\sigma = [0.841(74.9)^{1/3} + 2.44(150.8/48.1)^{1/3}]/2$$

$$\sigma = (3.5451 + 3.5712)/2$$

$$\sigma = 3.55815$$

$$c/K_b = 0.77 T_c$$

$$c/K_b = 0.77 * 150.8$$

$$c/K_b = 116.116$$

$$T^* = (c/K_b)^{-1} T$$

$$T^* = (116.116)^{-1} * 700$$

$$T^* = 6.0285$$

$$\Omega_v = [1.16145/(T^*)^{0.14875}] + [0.52487/\exp(0.7732T^*)] + [2.16178/\exp(2.43787T^*)]$$

$$\Omega_v = [1.16145/(6.0285)^{0.14875}] + [0.52487/\exp(0.7732*6.0285)] + [2.16178/\exp(2.43787*6.0285)]$$

$$\Omega_v = 0.8941$$

$$k = 1.989E-4 (T/M)^{1/2} / (\sigma^2 \Omega_v)$$

$$k = 1.989E-4 (700/39.948)^{1/2} / (3.55815^2 * 0.8941)$$

$$k = 7.3553E-5 \text{ (cal/(cm s K))}$$

2) Empleando el factor de Eucken

$$T_r = T/T_c \quad T_r = 700/150.8 \quad T_r = 4.6419$$

$$C_p = 4.969 - 0.767E-5 T + 1.234E-8 T^2 + 0 T^3$$

$$C_p = 4.969 - 0.767E-5 * 700 + 1.234E-8 * 700^2$$

$$C_p = 4.969 - 536.9E-5 + 6.0466E-3 + 0$$

$$C_p = 4.9697 \text{ (cal/gmolK)}$$

$$C_v = C_p - R$$

$$C_v = 4.9697 - 1.987$$

$$C_v = 2.9827 \text{ (cal/gmolK)}$$

$$z = T_c^{1/6} / [M^{1/2} P_c^{2/3}]$$

$$z = 150.8^{1/6} / [39.948^{1/2} * 48.1^{2/3}]$$

$$z = 0.0276$$

$$\eta = [4.610 [T_r]^{0.618} - 2.04 \exp(-0.449 T_r) + 1.94 \exp(-4.058 T_r)$$

$$+ 0.11/z$$

$$\eta = [4.610 [4.6419]^{0.618} - 2.04 \exp(-0.449 * 4.6419) +$$

$$1.94 \exp(-4.058 * 4.6419) + 0.11/0.276$$

$$\eta = 425.7351 \text{ } \mu\text{Poise}$$

$$\eta = 425.7351E-6 \text{ Poise}$$

$$k = 2.5 \eta C_v/M$$

$$k = 2.5 * 425.7351E-6 * 2.9827 / 39.948$$

$$k = 7.94E-5 \text{ (cal/cm s K)}$$

Ejemplo resuelto por la computadora:

Peso Molecular? 39.948
Se desea usar (1) Chapman-Enskog (2) Factor de Eucken? 1
Se conocen (1) Prop. Criticas (2) Prop. Punto Normal de Ebullicion? 1
Temperatura Critica (Kelvin)? 150.8
Presion Critica (atm)? 48.1
Volumen Critico (cm³/gmol)? 74.9
Temperatura (Kelvin)? 700
La Conductividad Termica Calculada es:
k= 7.3539E-05 (cal/cm-s-K)
Se desea (1) Otra Temp. (2) Otro gas (3) Otra Correlacion (4) Fin? 3
Se desea usar (1) Chapman-Enskog (2) Factor de Eucken? 2
Introducir Constantes para Cp = a+bT+cT²+dT³ (cal/gmol-K)
a? 4.969
b? -7.67E-06
c? 1.234E-08
d? 0
La Conductividad Termica Calculada es:
k= 7.94757E-05 (cal/cm-s-K)
Se desea (1) Otra Temp. (2) Otro gas (3) Otra Correlacion (4) Fin? 4

Problemas propuestos:

1) Estimar la conductividad térmica del Helio a 1atm y 350K. El valor reportado es $405.96E-6$ cal/cm s K.

2) Estimar la conductividad térmica del acetato de etilo a 373K y 1 atm, suponiendo que el modelo monoatómico de Chapman-Enskog se aplica. El valor reportado es 38.6 μ cal/cm s K.

3. CONDUCTIVIDAD TÉRMICA DE GASES POLIATÓMICOS

Modelo de Eucken y Eucken Modificado:

Eucken propuso que la ecuación (2-2.4) fuera modificada para gases poliatómicos, separando las energías translacional e interna en términos separados:

$$[k M]/ [\eta] = A_r C_{tr} + A_{int} C_{int} \quad (2-3.1)$$

Desligando así la energía translacional de la energía interna en cuanto a sus contribuciones. Invariablemente se debe seleccionar $A_r = 2.5$ forzando así a la ecuación (2-3.1) a reducirse a la ecuación (2-2.4) para gases monoatómicos. C_{tr} se fija al valor clásico de $3/2 R$, y C_{int} se expresa convenientemente como $C_v - C_{tr}$. Teniendo entonces:

$$[k M]/ [\eta] = [15 R / 4] + A_{int} [C_v - 3/2 R] \quad (2-3.2)$$

Eucken seleccionó $A_{int} = 1.0$, reduciéndose así (2-3.2) a la correlación de Eucken:

$$[k M]/ [\eta] = C_v + 4.47 \quad (2-3.3)$$

Estudios más recientes han demostrado que $A_{int} \cong 1.32$ y es independiente de la temperatura. Con esta información la ecuación (1-3.2) se transforma en la correlación de Eucken Modificada:

$$[k M]/ [\eta] = 1.32 C_v + 3.52 \quad (2-3.4)$$

Usualmente los valores de k experimentales se encuentran situados entre los valores calculados por las ecuaciones de Eucken y Eucken Modificada, a excepción de los calculados para gases polares, en donde los valores predichos son bastante altos.

Aproximaciones empíricas a la ecuación de Eucken:

Varios autores han intentado expresar $k M/\eta$ de manera simple buscando obtener valores intermedios a aquellos predichos por las correlaciones de Eucken y Eucken Modificada, buscando así un mayor acercamiento a los valores experimentales.

Una de estas correlaciones es la propuesta por Stiel y Thodos presentando una forma:

$$[k M]/[\eta] = 1.15C_v + 4.04 \quad (2-3.5)$$

Técnica de estimación de Misisic y Thodos:

En los métodos anteriores el punto de partida fué la teoría cinética, y el grupo funcional $[k M]/[\eta][C_v]$. Partiendo de bases diferentes, Misisic y Thodos propusieron un método de estimación empírico para k el cual se basa en un análisis dimensional. Suponiendo:

$$k = f (M^a T_c^b T^c P_c^d V_c^e C_p^f R^g)$$

Mediante el desarrollo dimensional se obtiene:

$$k \Gamma = f (T_r^c (C_p/R)^f Z_c^{(5/d)-g-fR^{5/d}})$$

en donde:

$$\Gamma \equiv [T_c^{4/d} M^{1/3}]/P_c^{2/3} \quad (2-3.6)$$

La técnica de Misisic-Thodos se reduce a encontrar la mejor relación funcional entre $k \Gamma$, T_r , C_p y Z_c . Se obtuvieron varias ecuaciones, dependiendo del tipo de compuesto y de la temperatura reducida. Solo se presentarán las relaciones para hidrocarburos, ya que estas son las que presentan un mayor apego a los valores experimentales.

Para metano, naftaleno, y compuestos aromáticos con $T_r < 1$:

$$k = [4.45 E-6] T_r C_p / \Gamma \quad (2-3.7)$$

Para todos los demás hidrocarburos, y para aquellos mencionados anteriormente con $T_r \geq 1$:

$$k = [E-6] [14.52 T_r - 5.14]^{2/3} C_p / \Gamma \quad (2-3.8)$$

donde:

k : Conductividad térmica, (cal/gmol-s-K)

T_c : Temperatura crítica, (Kelvin)

P_c : Presión crítica, (atm)

M : Peso molecular

C_p : Capacidad calorífica a presión constante, (cal/gmol-K)

Técnica de estimación de Roy-Thodos:

Como extensión de los trabajos de Misic-Thodos, Roy-Thodos separaron el producto $k \Gamma$ en dos partes. La primera, atribuida sólo a la energía translacional, fué obtenida de un ajuste de los datos obtenidos para los gases raros; esta parte varía sólo con T_r . En la segunda, la contribución por interacciones rotacionales, vibratorias, etc. fué relacionada con la temperatura reducida y una constante específica estimada mediante contribuciones de grupos. La ecuación principal puede ser escrita:

$$k \Gamma = [k \Gamma]_{tr} + [k \Gamma]_{int} \quad (2-3.9)$$

en donde:

Γ se define por la ecuación (2-3.6)

$$[k \Gamma]_{tr} = 99.6 E-6 [\exp(0.0464 T_r) - \exp(-0.2412 T_r)]$$

... (2-3.10)

$$[k \Gamma]_{int} = C'' / (T_r) \quad (2-3.11)$$

Las ecuaciones recomendadas para $f(\text{Tr})$ se dan en la siguiente tabla:

Tipo de compuesto	Ecuación
Hidrocarburo Saturado*	$-0.152\text{Tr} + 1.191\text{Tr}^2 - 0.039\text{Tr}^3$
Olefinas	$-0.255\text{Tr} + 1.065\text{Tr}^2 + 0.190\text{Tr}^3$
Acetileno	$-0.068\text{Tr} + 1.251\text{Tr}^2 - 0.183\text{Tr}^3$
Naftaleno y Aromáticos	$-0.354\text{Tr} + 1.501\text{Tr}^2 - 0.147\text{Tr}^3$
Alcoholes	1.000Tr^2
Aldehidos, Cetonas, Eteres, Esteres	$-0.082\text{Tr} + 1.045\text{Tr}^2 + 0.037\text{Tr}^3$
Aminas y Nitrilos	$0.033\text{Tr}^2 + 0.367\text{Tr}^3$
Haluros	$-0.107\text{Tr} + 1.330\text{Tr}^2 - 0.223\text{Tr}^3$
Compuestos Cíclicos#	$-0.354\text{Tr} + 1.501\text{Tr}^2 - 0.147\text{Tr}^3$

* No se recomienda para Metano

p.e.j. Piridina, tiofeno, oxido de etileno, dioxano, piperidina

El mejor método para estimar C'' es sin duda el de contribuciones de grupos el cual es ampliamente descrito por Reid, Prausnitz y Sherwood. Sin embargo para un gran número de compuestos, $C''(E+5)$ puede expresarse muy bien como función del peso molecular en la forma:

$$C'' = A M^B \quad (2-3.12)$$

Los valores para A y B son dados en la siguiente tabla:

Tabla II

Tipo de compuesto	A	B
Hidrocarburos	0.0049497	1.8708
Compuestos con Oxígeno (excepto éter dimetilico)	0.019067	1.50338
Aminas	0.011291	1.70436
Alcoholes normales	0.42499	1.38200
Alcoholes iso	0.047533	1.34656

Para aplicar algunas de las correlaciones se debe conocer la

capacidad calorífica a volumen constante y la viscosidad.

La capacidad calorífica se puede calcular por medio de las siguientes ecuaciones:

$$C_v = C_p - R \quad (2-3.13)$$

$$C_p = a + bT + cT^2 + dT^3 \quad (2-3.14)$$

en donde:

C_v : Capacidad calorífica a volumen constante (cal/gmol-K)

C_p : Capacidad calorífica a presión constante (cal/gmol-K)

T : Temperatura (Kelvin)

R : Constante de los gases, 1.987 (cal/gmol-K)

La viscosidad se puede determinar con la ecuación de Yoon-Thodos :

$$\eta = 4.610 [T_r]^{0.618} - 2.04 \exp(-0.449 T_r) + 1.94 \exp(-4.058 T_r) + 0.1 \quad (2-3.15)$$

donde:

η : Viscosidad (milipoise)

T_r : Temperatura reducida

$$T_r = [T_c]^{1/6} / [M^{1/2} P_c^{2/3}] \quad (2-3.16)$$

Discusión y Recomendaciones:

En la tabla III se muestran las conductividades térmicas de algunos compuestos y el porciento de error obtenido mediante su predicción al hacer uso de correlaciones para su cálculo.

Sorprendentemente la ecuación de Eucken es usualmente más precisa que la Modificada. Sin embargo la correlación más acertada para hidrocarburos es la de Roy-Thodos. En los casos en los que esta última no se pueda aplicar, se recomienda usar ya sea la correlación de Eucken o la de Stiel-Thodos. Los errores esperados varían ampliamente, pero normalmente no exceden al 10%. La importancia del uso de correlaciones es debida a que no existen

valores experimentales reportados para moléculas orgánicas complejas, y a que en muchos casos es preferible contar con un valor aproximado a utilizar el tiempo en la búsqueda de valores experimentales.

Tabla III
Comparación de valores calculados y experimentales de conductividad térmica de gases puros a 1 atm.

Compuesto	T (K)	k (cal/cm s K)	Eucken %Error	EuckenMod %Error	Nistic-Thod %Error
Amoníaco	213	39.3	15	26	
	273	52.9	9.2	20	
	373	76.4	15	29	
Benceno	353	34.8	-14	6.0	-9.2
	373	39.4	-15	5.4	-9.0
	393	44.1	-16	4.5	-9.1
	433	54.0	-18	2.7	-9.3
Ciclo- hexano	353	38.9	-14	7.6	2.3
	393	49.2	-8.3	4.9	0.9
	433	61.1	-18	2.6	-0.8
Etileno	273	41.5	-0.5	12	2.1
	323	54.1	-1.9	12	4.1
	373	66.5	-1.4	14	8.2
Agua	373	56.3	28	40	
	413	65.9	23	35	

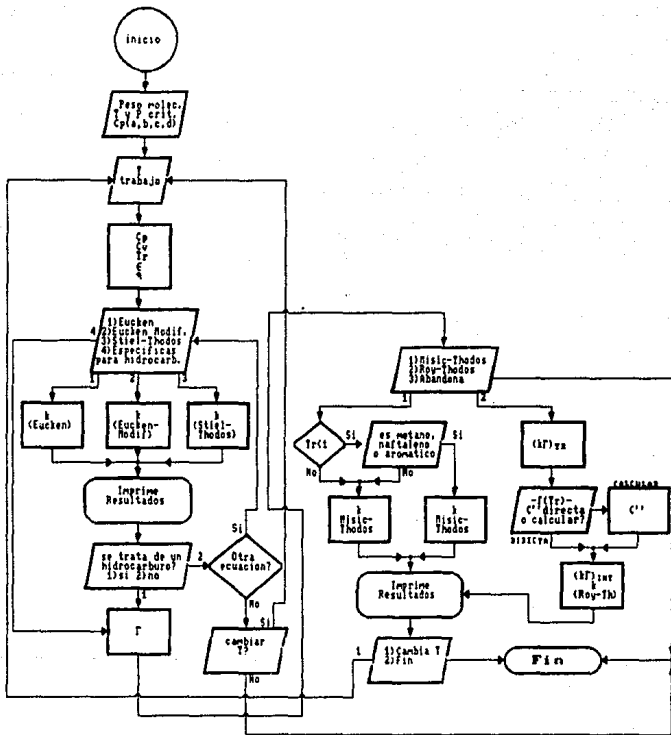
Programa # 2-2
Conductividad Termica de Gases Puros Poliatomicos

```

10 M(1)="Eucken";M(2)="Eucken Modificada";M(3)="Stiel-Thodes";M(4)="Nisic-Th
odes";M(5)="Roy-Thodes"
20 INPUT "Puro Molecular";M
30 INPUT "Cp (1)Conocido (2)Introducir Constantes";L
40 L=INT(L):IF L < 1 THEN 60
50 INPUT "Cp(cal/gmol-K)";CP:GOTO 60
60 PRINT "Constantes para Cp = a + bT + cT^2 +dT^3 (cal/gmol-K)"
70 INPUT "a";A:INPUT "b";B:INPUT "c";C:INPUT "d";D
80 INPUT "Temperatura critica (Kelvin)";TC:INPUT "Presion critica (atm)";PC
90 INPUT "Temperatura de trabajo (Kelvin)";T:PRINT
100 CP=CP+9*CP*(2494/T)^3
110 PRINT "Cp =";A;"+";B;"T +";C;"T^2 +";D;"T^3 (cal/gmol-K)";CP
120 CP=CP*(1.387*10^7/T)
130 INPUT "Viscosidad (1)Conocida (2)Calcular con Correlaciones";L
140 L=INT(L):IF L < 2 OR L < 1 THEN 130
150 IF L=2 THEN 170
160 INPUT "viscosidad (milli-poise)";VIS:(PRINT "viscosidad =";VIS;" (milli-poise)"
GOTO 190
170 E=TC*(1/6)/M^(1/2)/PC*(2/3)
180 VIS=(14.41*TR^0.616)-(2.04*EXP(-.449*TR))+((1.94*EXP(-4.059*TR))+.1)/E
190 VIS=VIS*.000891
200 PRINT "Se desean calcular con que ecuacion?";INPUT " (1) Eucken (2) Eucken
Modificada (3) Stiel-Thodes (4) Cambiar Temporator
(5) especificas para hidrocarburos ";L
210 L=INT(L):IF L < 5 OR L < 1 THEN 200
220 ON L GOTO 230,240,250,260,290
230 K=(CV+4.4714*VIS)/M:GOTO 240
240 K=(1.32*CV+3.32)*VIS/M:GOTO 240
250 K=(1.15*CV+4.0414*VIS)/M
260 PRINT "La Conductividad Termica obtenida con la ecuacion ";M(L);" es:"
270 PRINT " k =";K;" (cal/cm-s-K)"
280 G=TC*(1/6)*M^(1/2)/PC*(2/3):GOTO 290
290 PRINT "Se desean correlaciones especificas para hidrocarburos con la ecuacion
";INPUT " (1) Nisic-Thodes (2) Roy-Thodes (3) Abastona";L1:INT(L1):IF L1 < 1 OR
L1 < 3 THEN 290
300 ON L1 GOTO 310,340,400
310 IF M(1) THEN 330
320 INPUT "Se trata de Nafeno, Nafaleno o Aromaticos (1)Si (2)No";J1:INT(J1)
:IF J1 < 1 OR J1 < 2 THEN 320
330 IF M=2 THEN 330
340 K=.43E-04*W*CP/M:GOTO 450
350 K=.000001*(14.52*TR-.514)^(2/3)*CP/G:GOTO 450
360 WTR=(9.960001E-05*(EXP(.0464*TR)-EXP(-.2412*TR)))
370 INPUT "Segun el tipo de compuesto introduzca f(f) (Tabla I)";FTR
380 INPUT "La constante C' se conoce? (1)Si (2)No";R
390 R=INT(R):IF R < 1 OR R < 2 THEN 380
400 IF R=2 THEN 420
410 INPUT "C'=";CC:PRINT "C'=";CC;:GOTO 440
420 INPUT "Introduzca las constantes A,B (Tabla II)";H,I
430 CC=GMW*(10^6)*G*PRINT "C =(";"H;"*M^";I;"*10^-5 =";CC
440 VINT=CC*FTR*(K-(VTR*VINT)/M)
450 PRINT "La conductividad termica para la correlacion ";M(L);" es:"
460 PRINT " k =";K;" (cal/cm-s-K)"
470 GOTO 290
480 END

```

Diagrama de Flujo para el Programa # 2-2



Ejemplo resuelto:

Estimar la conductividad térmica del vapor de iso-pentano a 1 atm y 100 °C. El valor reportado es 52E-6 cal/cm s K.

Solución:

Los datos termodinámicos son:

$$T_c = 460.4\text{K} \quad P_c = 33.4\text{atm} \quad V_c = 306\text{ cm}^3/\text{gmol} \quad T_b = 301\text{K}$$

$$Z_c = 0.27 \quad M = 72.151$$

$$C_p = -2.275 + 0.1210 T - 6.519\text{E-}5 T^2 + 1.367\text{E-}8 T^3$$

Cálculos:

$$T = 100+273 = 373\text{K} \quad T_r = T/T_c = 0.8102$$

$$C_p = -2.275 + 0.1210*373 - 6.519\text{E-}5*(373)^2 + 1.367\text{E-}8*(373)^3$$

$$C_p = 34.4976\text{ cal/gmolK}$$

$$C_v = C_p - R$$

$$C_v = 34.4976 - 1.987$$

$$C_v = 32.5106\text{ cal/gmolK}$$

$$\epsilon = [T_c]^{1/6} / [M^{1/2} P_c^{2/3}]$$

$$\epsilon = (460.4)^{1/6} / [(72.151)^{1/2} * (33.4)^{2/3}]$$

$$\epsilon = 0.03154 \quad 1/\epsilon = 31.7073$$

$$\eta \epsilon = [4.610 [T_r]^{0.618} - 2.04 \exp(-0.449 T_r) + 1.94 \exp(-4.058 T_r)$$

$$+ 0.11/\epsilon$$

$$\eta = [4.610 [0.8102]^{0.618} - 2.04 \exp(-0.449*0.8102) +$$

$$1.94 \exp(-4.058*0.8102) + 0.11*31.7073$$

$$\eta = 88.8480 \mu\text{Poise}$$

$$\eta = 88.848\text{E-}6\text{ Poise}$$

a) Eucken

$$k = (C_v + 4.47) \eta / M$$

$$k = (32.5106 + 4.47) (88.848E-6) / 72.151$$

$$k = 4.5539E-5 \text{ cal/cm s K}$$

b) Eucken-Modificada

$$k = (1.32C_v + 3.52) \eta / M$$

$$k = [(1.32 * 32.5106) + 3.52] * 88.848E-6 / 72.151$$

$$k = 5.7180E-5 \text{ cal/cm s K}$$

c) Stiel-Thodos

$$k = (1.15C_v + 4.04) \eta / M$$

$$k = [(1.15 * 32.5106) + 4.04] * 88.848E-6 / 72.151$$

$$k = 5.1014E-5 \text{ cal/cm s K}$$

d) Misisic-Thodos

$$\Gamma = [T_c^{1/4} M^{1/2}] / P_c^{2/3}$$

$$\Gamma = [460.4^{1/4} * 72.151^{1/2}] / 33.4^{2/3}$$

$$\Gamma = 2.2755$$

$T_r < 1$, el isopentano no es naftalénico ni aromático.

$$k = 1E-6 * [(14.52 * T_r) - 5.14]^{2/3} * (C_p / \Gamma)$$

$$k = 1E-6 * [(14.52 * 0.8102) - 5.14]^{2/3} * (34.4976 / 2.2755)$$

$$k = 5.3472E-5 \text{ cal/cm s K}$$

e) Roy-Thodos

De la Tabla I :

$$f(T_r) = -0.152T_r + 1.191T_r^2 - 0.039T_r^3$$

$$f(T_r) = -0.152 * 0.8102 + 1.191 * 0.8102^2 - 0.039 * 0.8102^3$$

$$f(T_r) = -0.1232 + 0.7818 - 0.0207$$

$$f(T_r) = 0.638$$

$$C'' = (A \cdot M^B) \cdot 10^{-5}$$

De la Tabla II:

$$A = 0.0049197 \quad B = 1.87708$$

$$C'' = 0.0049197 \cdot 72.151^{1.87708} \cdot 10^{-5}$$

$$C'' = 1.5136E-4$$

$$(k\Gamma)_{int} = C'' \cdot f(T_r)$$

$$(k\Gamma)_{int} = 1.5136E-4 \cdot 0.638$$

$$(k\Gamma)_{int} = 9.6568E-5$$

$$(k\Gamma)_{tr} = 99.6E-6 [\exp(0.0464T_r) - \exp(-0.2412T_r)]$$

$$(k\Gamma)_{tr} = 99.6E-6 [\exp(0.0376) - \exp(-0.1954)]$$

$$(k\Gamma)_{tr} = 2.1495E-5$$

$$k = [(k\Gamma)_{tr} + (k\Gamma)_{int}] / \Gamma$$

$$k = (2.1495E-5 + 9.6568E-5) / 2.2755$$

$$k = 5.1884E-5 \text{ cal/cm s K}$$

Ejemplo resuelto por la computadora:

Peso Molecular? 72.151
Cp (1) Conocido (2) Introducir Constantes? 2
Constantes para $C_p = a + bT + cT^2 + dT^3$ (cal/gmol-K)
a ? -2.275
b ? .121
c ? -6.519E-05
d ? 1.367E-08
Temperatura critica (Kelvin)? 460.4
Presion critica (ata)? 33.4
Temperatura de trabajo (Kelvin)? 373

 $C_p = -2.275 + .121 T + -6.519E-05 T^2 + 1.367E-08 T^3$ (cal/gmol-K) = 34.4979
Viscosidad (1) Conocida (2) Calcular con Correlaciones? 2
Se desean calculos con que ecuacion ?
(1) Eucken (2) Eucken Modificada (3) Stiel-Thodos
(4) Cambiar Temperatura (5) especificas para hidrocarburos ? 1
La Conductividad Termica obtenida con la ecuacion Eucken es :
k = 4.333219E-05 (cal/cm-s-K)

(1) Eucken (2) Eucken Modificada (3) Stiel-Thodos
(4) Cambiar Temperatura (5) especificas para hidrocarburos ? 2
La Conductividad Termica obtenida con la ecuacion Eucken Modificada es :
k = 5.717163E-05 (cal/cm-s-K)
Se desean calculos con que ecuacion ?
(1) Eucken (2) Eucken Modificada (3) Stiel-Thodos
(4) Cambiar Temperatura (5) especificas para hidrocarburos ? 3
La Conductividad Termica obtenida con la ecuacion Stiel-Thodos es :
k = 5.100703E-05 (cal/cm-s-K)
Se desean calculos con que ecuacion ?
(1) Eucken (2) Eucken Modificada (3) Stiel-Thodos
(4) Cambiar Temperatura (5) especificas para hidrocarburos ? 5
Se desea correlaciones especificas para hidrocarburos con la ecuacion :
(1) Misis-Thodos (2) Roy-Thodos (3) Abandona? 1
Se trata de Metano, Naftaleno o Aromaticos (1) Si (2) No ? 2
La conductividad termica para la correlacion Misis-Thodos es:
k = 5.34612E-05 (cal/cm-s-K)
Se desea correlaciones especificas para hidrocarburos con la ecuacion :
(1) Misis-Thodos (2) Roy-Thodos (3) Abandona? 2

Segun el tipo de compuesto introduzca f(T) (Tabla I) ? .638
La constante C'' se conoce? (1) Si (2) No ? 2
Introduzca las constantes A,B (Tabla II) ? .0049197,1.87708
 $C = (1.0049197 * 10^{-4}) * 1.87708 * 10^{-5} = 1.513389E-04$
La conductividad termica para la correlacion Roy-Thodos es:
k = 5.187562E-05 (cal/cm-s-K)
Se desea correlaciones especificas para hidrocarburos con la ecuacion :
(1) Misis-Thodos (2) Roy-Thodos (3) Abandona? 3

Problema propuesto:

Haciendo uso de las correlaciones programadas, estimar la conductividad térmica del vapor de acetona a 1 atm y a temperaturas entre 0 y 200 °C. Los valores obtenidos experimentalmente son:

T °C	0	27	67	107	147	187
k μ cal/cm s K	22.8	27.2	34.8	42.8	51.4	60.0

4. EFECTO DE LA TEMPERATURA EN LA CONDUCTIVIDAD TERMICA DE GASES A BAJA PRESION

La conductividad térmica de gases a baja presión puede considerarse como lineal con respecto a la temperatura en intervalos pequeños generalmente.

En intervalos amplios de temperatura k aumenta en mayor proporción a la sugerida por la lineal. Si se cuenta con un sólo dato de conductividad térmica a una temperatura dada, puede ser usado para calcular un valor de C' por el método de Roy Thodos, y entoces calcular la k a la temperatura deseada. Otros autores han sugerido:

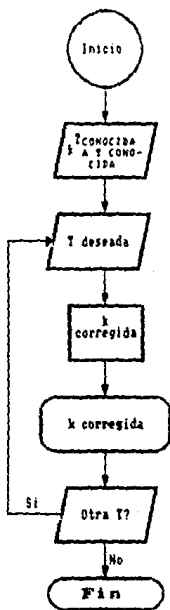
$$k_{T_2}/k_{T_1} = [T_2/T_1]^n \quad (2-4.1)$$

Owens y Thodos recomendaron, excepto para compuestos cíclicos, el uso de $n = 1.786$. Sin embargo Missenard estableció que en realidad n es una función de la temperatura a su vez.

Programa # 2-3
Efecto de la Temperatura en la
Conductividad Termica de Gases a Baja Presión

```
10 INPUT "Temperatura conocida (Kelvin)";T1
20 PRINT "Conductividad termica (cal/cm-s-K) a temp= ";T1;INPUT K1
30 INPUT "Nueva temperatura (Kelvin)";T2
40 W= 1.786;K2=(T2/T1)*W*K1
50 PRINT "La conductividad termica corregida por temperatura es:";PRINT "k a T (Kelvin)";T2; " en (cal/cm-s-K) = "K2
60 INPUT "Otra temperatura (1)Si (2)No";R;R=INT(R);IF R(1 OR R)2 THEN 60
70 IF R=1 THEN 30
80 INPUT "Otro compuesto (1)Si (2)No";R;R=INT(R);IF R(1 OR R)2 THEN 80
90 IF R=1 THEN 10
```

Diagrama de Flujo para el Programa # 2-3



Ejemplo resuelto:

Calcular la conductividad térmica del n-hexano a 1atm, para 373K y 433K, si sólo se sabe que a 273K y 1atm $k=26E-6$ cal/cm s K. Los valores experimentales son:

T K	373	433
k μ cal/cm s K	48	64.9

Solución:

a) $T_2 = 373K$

$$k_{T_2} = k_{T_1} (T_2/T_1)^{1.786}$$

$$k_{T_2} = 26E-6 * (373/273)^{1.786}$$

$$k_{T_2} = 4.54E-5 \text{ cal/cm s K}$$

b) $T_2 = 433K$

$$k_{T_2} = k_{T_1} (T_2/T_1)^{1.786}$$

$$k_{T_2} = 26E-6 * (433/273)^{1.786}$$

$$k_{T_2} = 5.9259E-5 \text{ cal/cm s K}$$

Ejemplo resuelto por la computadora:

Temperatura conocida (Kelvin)? 273
Conductividad termica (cal/cm-s-K) a temp= 273 ? .000026
Nueva temperatura (Kelvin)? 373
La conductividad termica corregida por temperatura es:
k a T (Kelvin)= 373 en (cal/cm-s-K) = 4.54003E-05
Otra temperatura (1151 (2)No? 1
Nueva temperatura (Kelvin)? 433
La conductividad termica corregida por temperatura es:
k a T (Kelvin)= 433 en (cal/cm-s-K) = 5.92599E-05
Otra temperatura (1151 (2)No? 2

Problema propuesto:

Suponiendo que el comportamiento del Benzeno fuera parecido al de los compuestos no cíclicos, estimar su conductividad térmica a 373, 393 y 433K, partiendo únicamente de la conductividad térmica $k=34.8 \mu\text{cal/cm s K}$ a 353K. Los valores experimentales son:

<u>T K</u>	<u>373</u>	<u>393</u>	<u>433</u>
<u>k $\mu\text{cal/cm s K}$</u>	<u>39.4</u>	<u>44.1</u>	<u>54.0</u>

5. EFECTO DE LA PRESION EN LA CONDUCTIVIDAD TERMICA DE GASES

La conductividad térmica de todos los gases aumenta con la presión. Sin embargo el efecto es pequeño a presiones relativamente bajas, a continuación se discuten tres zonas de presión en las cuales el efecto de la presión varía.

Presión muy baja (menor a 1mm Hg):

En esta región, llamada frecuentemente el *dominio Knudsen*, el paso libre promedio de las moléculas es grande comparado a la celda de medición, y existe un efecto importante de la presión. En los valores reportados de conductividad térmica, el término *valor a presión cero* es usado frecuentemente; este se refiere a valores extrapolados de presiones mayores y no a valores medidos en la región de presiones muy bajas.

Presión baja:

Esta región se extiende de aproximadamente 1mm Hg a posiblemente 10 atm e incluye al dominio de las correlaciones de la sección III y IV. La conductividad térmica aumenta alrededor de un 1 por ciento por atmósfera. Dichos aumentos son comunmente ignorados por la literatura, y ya sea el valor de *presión cero* ó 1-atm son los referidos como conductividad térmica a presión baja.

Presión alta:

Muchas de las correlaciones de k para alta presión se han basado en el principio de los estados correspondientes, en donde ya sea k/k_0 ó k/k_c son tabulados como función de la presión reducida a temperatura constante. El valor de la conductividad térmica a presión baja es k_0 , y k_c es el valor a P_c y T_c .

El efecto de la presión en la conductividad térmica puede ser evaluado por medio de las correlaciones de Stiel-Thodos; obtenidas a partir de datos de 20 sustancias no polares, las cuales son función de $k-k_0$, Z_c , Γ , y p_r . Las ecuaciones encontradas después de correlacionar los datos de esas sustancias son:

para $p_r < 0.5$

$$[k-k_0] [\Gamma] [Z_c]^5 = [14.0 \text{ E-8}] [\exp(0.535 p_r)^{-1}] \quad (2-5.1)$$

para $0.5 < p_r < 2.0$

$$[k-k_0] [\Gamma] [Z_c]^5 = [13.1 \text{ E-8}] [\exp(0.67 p_r) - 1.069] \quad (2-5.2)$$

para $2.0 < p_r < 2.8$

$$[k-k_0] [\Gamma] [Z_c]^5 = [2.976 \text{ E-8}] [\exp(1.155 p_r) - 2.016] \quad (2-5.3)$$

Ya que la selección de la relación adecuada depende del valor de p_r , es necesario conocerla mediante una ecuación de estado. Una de las ecuaciones de estado de mayor aceptación es la ecuación de Redlich-Kwong; sin embargo, puede usarse cualquier otra ecuación de estado (ya que los cálculos son independientes) o utilizar un valor de densidad conocido.

La Ecuación de Redlich-Kwong planteada para este problema es:

$$A = [T_c]^{2.5} [0.4278] / [T]^{2.5} [P_c] \quad (2-5.4)$$

$$B = 0.0867 [T_c] / [P_c T] \quad (2-5.5)$$

$$h = [B P] / [Z] \quad (2-5.6)$$

$$Z = [1/(1-h)] - [(A/B)h/(1+h)] \quad (2-5.7)$$

$$\rho = [P] / [Z R T] \quad (2-5.8)$$

$$p_r = \rho V_c \quad (2-5.9)$$

Programa # 2-4
Efecto de la Presión en la Conductividad Térmica de gases Puros

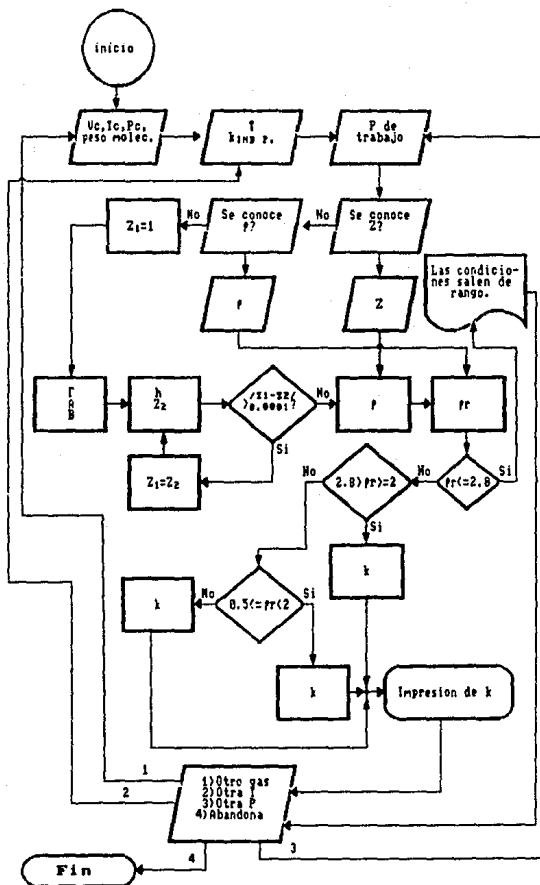
```

5 DS
10 INPUT "Volumen Critico (L/gmol) =" ; VC ; INPUT "Temperatura Critica (Kelvin) =" ;
TC ; INPUT "Presion Critica (ata) =" ; PC ; INPUT "Peso Molecular =" ; M ; INPUT "Factor d
e compresibilidad Critico" ; ZC
20 INPUT "Temperatura de trabajo" ; T ; INPUT "Conductividad Termica a baja presion
(cal/cm-s-K) =" ; K1 ; IF 0=2 THEN 40
30 INPUT "Presion de trabajo (ata) =" ; P
40 INPUT "Se conoce Z (1) Si (2) No" ; I ; I=INT(I) ; IF 1<I OR 1>2 THEN 40
50 IF I=2 THEN 70
60 INPUT "Z =" ; Z ; GOTO 150
70 INPUT "Se conoce rho (gmol/lit) (1) Si (2) No" ; I ; I=INT(I) ; IF 1<I OR 1>2 THEN 70

80 IF I=2 THEN 100
90 INPUT "rho =" ; RD ; GOTO 160
100 Z1=1
110 BA=TC*(1/6)*M*.5/PC*(2/3) ; A2=TC*2.54.4278/T*2.5/PC ; B=-.0867*TC/PC/T
120 H=B*P/Z1 ; Z2= (1/(1-H)) - ((A2/B)*H/(1+H))
130 IF ABS(Z1-Z2) < .0001 THEN 150
140 Z1=Z2 ; GOTO 120
150 RD=P/ Z2/.08207/T
160 ROR=RD*VC
170 ROR=RD*VC
180 GA=TC*(1/6)*M*.5/PC*(2/3)
190 IF ROR >= 2.8 THEN 280
200 IF ROR >= 2 THEN 240
210 IF ROR >= .5 THEN 230
220 K=(1.4E-07*(EXP(1.335*ROR)-1)/GA/TC*5) *K1 ; GOTO 250
230 K=(1.31E-07*(EXP(1.674*ROR)-1.069)/GA/TC*5) *K1 ; GOTO 250
240 K=(2.97E-08*(EXP(1.155*ROR)+2.016)/GA/TC*5) *K1
250 PRINT "La Conductividad Termica corregida por presion es (cal/cm-s-K)
=" ; K ; PRINT
260 D=0 ; PRINT "PRINT : INPUT " (1) Otro gas (2) Otra Temperatura (3) Otra Pres
ion (4) Abandona" ; D ; D=INT(D) ; IF D<1 OR D>4 THEN 260
270 DN 0 GOTO 10,20,30,290
280 PRINT "Las condiciones estan fuera del intervalo de aplicacion de esta correl
acion" ; GOTO 260
290 END

```

Diagrama de Flujo para el Programa # 2-4



Ejemplo resuelto:

Estime la conductividad térmica del óxido nítrico a 105°C y 136atm . A esta presión y temperatura el valor experimental reportado es $93.2 \mu\text{cal/cm s K}$. A 1atm y 105°C , $k = 55.8\text{E-}6 \text{ cal/cm s K}$.

a) Sabiendo que Z experimental tiene un valor de 0.63 .

b) Estimando Z con la ecuación de Redlich-Kwong.

Solución:

Las propiedades termodinámicas son:

$$T_c = 309.6\text{K} \quad P_c = 71.5\text{atm} \quad V_c = 97.4 \text{ cm}^3/\text{gmol} \quad Z_c = 0.274$$

$$M = 44.013$$

a)

$$\rho = P / (Z \cdot R \cdot T)$$

$$\rho = 136 / (0.63 \cdot 0.082 \cdot 378)$$

$$\rho = 6.9645 \text{ gmol/l}$$

$$p_r = \rho \cdot V_c$$

$$p_r = 6.9645 \cdot 0.0974$$

$$p_r = 0.6783$$

como $0.5 \leq p_r < 2$

$$k = [(13.1\text{E-}8 \cdot (\exp(0.67 \cdot p_r) - 1.069)) / (\Gamma \cdot Z_c^5)] + k_{\text{ind}}$$

$$\Gamma = T_c^{1/6} \cdot M^{1/2} / P_c^{2/3}$$

$$\Gamma = 309.6^{1/6} \cdot 44.013^{1/2} / 71.5^{2/3}$$

$$\Gamma = 1.0017$$

$$k = [(13.1\text{E-}8 \cdot (\exp(0.67 \cdot 0.6783) - 1.069)) / (1.0017 \cdot 0.274^5)] + 55.8\text{E-}6$$

$$k = 98.6755\text{E-}6 \text{ cal/cm s K}$$

b)

$$\Gamma = 1.0017$$

$$A = T_c^{2.5} * 0.4278 / (T^2 * P_c)$$

$$B = 0.0867 * T_c / (P_c * T)$$

Fijamos $Z=1$ como primera iteración

$$A = 309.6^{2.5} * 0.4278 / (378^2 * 71.5)$$

$$B = 0.0867 * 309.6 / (71.5 * 378)$$

$$A = 3.6325E-3$$

$$B = 9.99317E-4$$

$$h = B * P / Z$$

$$Z_2 = [1 / (1-h)] - [(A/B) * h / (1-h)]$$

$$h = 9.9317E-4 * 136 / 1$$

$$h = 0.1351$$

$$Z_2 = (1.1562) - (3.6575 * 0.1190)$$

$$Z_2 = 0.7210$$

fijamos $Z = 0.7210$, y siguiendo el mismo procedimiento obtenemos:

$$Z_2 = 0.6534.$$

Repetiendo los cálculos hasta que $\|Z_2 - Z\| \leq 0.0005$, tenemos que después de 6 iteraciones:

$$Z = 0.6261$$

$$\rho = P / (Z * R * T)$$

$$\rho = 136 / (0.6261 * 0.082 * 378)$$

$$\rho = 7.0079 \text{ gmol/cm}^3$$

$$\rho_r = \rho * V_c$$

$$\rho_r = 7.0079 * 97.4E-3$$

$$\rho_r = 0.6826$$

como $0.5 \leq pr < 2$

$$k = [(13.1E-8 * (\exp(0.67 * pr) - 1.069)) / (\Gamma * 2c^3)] + k_{ind}$$

$$k = [(13.1E-8 * (\exp(0.67 * 0.6826) - 1.069)) / (1.0017 * 0.274^3)] + 55.8E-6$$

$$k = 99.063E-6 \text{ cal/cm s K}$$

Ejemplo resuelto por la computadora

Volumen Critico (L/gmol) =? .0974
Temperatura Critica (Kelvin) =? 309.6
Presion Critica (ata) =? 71.5
Peso Molecular =? 44.013
Factor de compresibilidad Critico? .274
Temperatura de trabajo? 378
Conductividad Termica a baja presion (cal/cm-s-K) =? .0000558
Presion de trabajo (ata) =? 136
Se conoce ? (1)Si (2)No? 1
Z = ? .63

La Conductividad Termica corregida por presion es (cal/cm-s-K) = 9.862974E-05

(1) Otro gas (2) Otra Temperatura (3) Otra Presion (4) Abandona? 4

Volumen Critico (L/gmol) =? .0974
Temperatura Critica (Kelvin) =? 309.6
Presion Critica (ata) =? 71.5
Peso Molecular =? 44.013
Factor de compresibilidad Critico? .274
Temperatura de trabajo? 378
Conductividad Termica a baja presion (cal/cm-s-K) =? .0000558
Presion de trabajo (ata) =? 136
Se conoce ? (1)Si (2)No? 2
Se conoce ρ (gmol/l) (1)Si (2)No? 2

La Conductividad Termica corregida por presion es (cal/cm-s-K) = 9.901312E-05

(1) Otro gas (2) Otra Temperatura (3) Otra Presion (4) Abandona? 4

Problema propuesto

Estimar la conductividad térmica del metano a $T=37.73\text{C}$ y presiones de a) 68.05atm, b) 136.09atm, c) 204.14atm, d) 272.18atm, y e) 340.2atm. La conductividad térmica a baja presión y 37.73°C es $84.15\mu\text{cal/cm s K}$, y los valores experimentales correspondientes a los incisos son:

P atm	68.05	136.09	204.14	272.18	340.2
k $\mu\text{cal/cm s K}$	97	118	140	159	175

6. CONDUCCION TERMICA DE MEZCLAS GASEOSAS A PRESION BAJA

La conductividad térmica de las mezclas gaseosas no es usualmente una función lineal de la fracción mol. Generalmente, si las moléculas de los componentes difieren grandemente en polaridad, la conductividad de la mezcla es mayor a la esperada mediante un promedio ponderal con las fracciones mol; para las moléculas no-polares, se observa lo contrario y es más marcado entre mayor sea la diferencia entre los pesos moleculares o el tamaño de los componentes.

El mayor problema, sin embargo, es el como modificar las correlaciones teóricas para mezclas monoatómicas con el proposito de aplicarlas a mezclas de moléculas poliatómicas. Se han propuesto muchas técnicas; todas ellas son esencialmente empíricas, y la mayoría se reduce a correlaciones de la forma de la ecuación de Wassiljewa.

Ecuación de Wassiljewa:

De una forma análoga a las correlaciones teóricas para la viscosidad Wassiljewa propuso:

$$k_m = \frac{\sum_{i=1}^n [y_i k_i]}{\left[\sum_{j=1}^n y_j A_{ij} \right]} \quad (2-6.1)$$

donde:

k_m : Conductividad térmica de la mezcla gaseosa

k_i : Conductividad térmica del componente i puro

y_i, y_j : Fracciones mol de los componentes i y j

A_{ij} : Una función aún no específica

Modificación de Lindsay y Bromley:

Usando un modelo de gas de Sutherland, Lindsay y Bromley

sugirieron:

$$A_{ij} = \left[\frac{1}{4} \left[1 + \left(\frac{\eta_i}{\eta_j} \right) \left(\frac{M_j}{M_i} \right)^{0.75} \right] \left[\frac{T+S_j}{T+S_i} \right] \right]^{0.5} \left[\frac{T+S_j}{T+S_i} \right] \quad (2-6.2)$$

donde:

η : Viscosidad del gas puro

T : Temperatura absoluta

S : Constante de Sutherland

El parámetro A_{ij} se representa de manera similar, sólo que con los subíndices invertidos. S para un componente puro puede determinarse mediante una regla empírica; la regla seleccionada por Lindsay y Bromley es:

$$S_i = 1.5 T_{bi} \quad (2-6.3)$$

donde T_{bi} es la temperatura normal de ebullición de i en Kelvin (para Helio, Hidrógeno y Neón, debe tomarse como 79 K). A pesar de que el valor de S no sea muy exacto, el valor de k_m es relativamente insensible a las variaciones de S; por ejemplo, una variación del 20% en S afectaría el valor calculado de k_m en cerca de 1%.

La constante de Sutherland de interacción puede calcularse como:

$$S_{ij} = S_{ji} = C [S_i S_j]^{0.5} \quad (2-6.4)$$

C es un valor muy cercano a la unidad excepto cuando uno de los gases sea muy polar, entonces se ha sugerido el valor de 0.73.

Cuando la viscosidad es desconocida se puede calcular usando la ecuación (2-3.15) y (2-3.16)

Aplicabilidad y veracidad de la técnica:

En una serie de artículos Gray y colaboradores se mostró que el método de Lindsay-Bromley produce conductividades térmicas dentro de un intervalo de 2 a 4 por ciento de variación con respecto a los

valores experimentales, para una amplia variedad de mezclas. Los errores mas grandes ocurrieron cuando uno de los componentes era Hidrógeno o Helio. Tondon y Saxena agregaron que este método es generalmente confiable para para mezclas no-polares también.

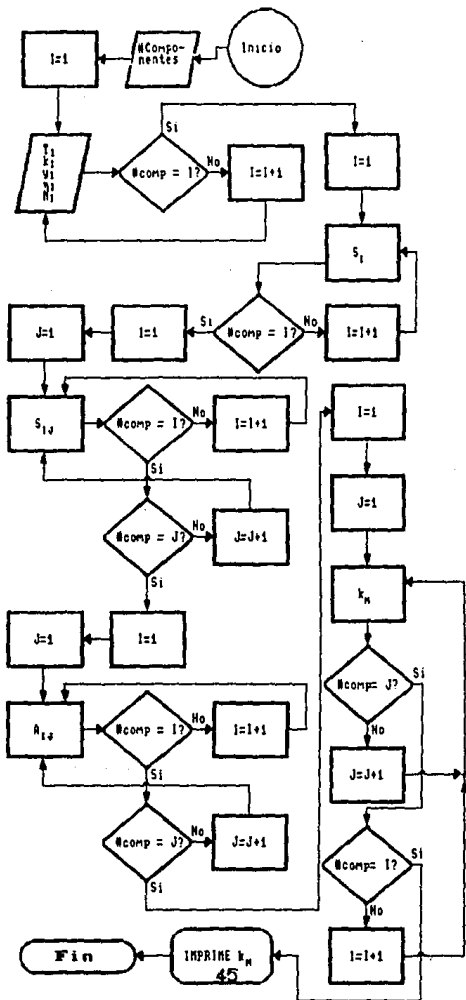
La Ecuación de Wassiljewa con la modificación de Lindsay-Bromley es una correlación que arroja buenos resultados en la mayoría de las mezclas gaseosas. En las mezclas no-polares los errores son generalmente muy bajos, en las mezclas polar no-polar así como en las mezclas polares el error no excede al 5% generalmente.

Programa # 2-5
 Conductividad Térmica en Mezclas Gaseosas a Baja Presión

```

10 INPUT "Numero de componentes en la mezcla":N:PRINT"La mezcla consta de ";N;"C
omponentes":PRINT
20 DIM VIS(N):DIM Y(N):DIM TB(N):DIM K(N):DIM M(N):DIM CS(N):DIM SN(N):DIM A(N,M)
:DIM S1(N,N)
30 INPUT"Temperatura de trabajo (Kelvin)":T:PRINT"Temperatura de trabajo =" ;T;"
(Kelvin)"
40 FOR I=1 TO N
50 INPUT "Nombre del gas":CS(I)
60 PRINT "fraccion mol y ";CS(I);" =":INPUT Y(I)
70 PRINT "peso molecular del ";CS(I);" =":INPUT M(I)
80 PRINT"K (cal/cm-s-K) del ";CS(I);" a T = ";T;" (Kelvin) =":INPUT K(I)
90 PRINT "temperatura de ebullicion normal del ";CS(I);" (Kelvin) =":INPUT TB(I)
100 PRINT "Viscosidad del ";CS(I);" a T = ";T;" (centi-poise)":INPUT
VIS(I)
110 NEXT
120 FOR I=1 TO N:S(I)=1.5*(TB(I))
130 NEXT
140 FOR I=1 TO M
150 FOR J=1 TO M
160 S1(I,J)=(S(I)+S(J))^-.5
170 A(I,J)=1/4*(1+(VIS(I)/VIS(J)+M(J)/M(I))^(.3/4)*(T+S(I))/(T+S(J))^-.5)^2*(T+S
180 NEXT J
190 NEXT I
200 FOR I=1 TO M
210 C=Y(I)*K(I):B=0
220 FOR J=1 TO M
230 B=Y(J)*A(I,J)+B
240 NEXT
250 K=C/B*H
260 NEXT
270 PRINT"La Conductividad Termica de la mezcla ";
280 FOR I=1 TO M
290 PRINT CS(I);" ";
300 NEXT
310 PRINT (PRINT " es = ";K;" (cal/cm-s-K) a T= ";T;" (Kelvin)"
320 END
    
```


Diagrama de Flujo Para el Programa # 2-5



Problema resuelto:

Estimar la conductividad térmica de una mezcla de metano y propano a 1 atm y 95 °C, con una fracción mol de metano de 0.486. El valor experimental fué reportado cómo 7.64E-5 cal/cm s K.

Datos:

	Metano	Propano
Tb	111.7K	231.1K
k @ 95 °C, 1atm	10.49E-5 cal/cm s K	6.34E-5 cal/cm s K
y	0.486	0.514
η @ 95 °C, 1atm	1.32E-2 cPoise	1.00E-2 cpoise
M	16.043	44.097

Solución:

Llamando 1 al metano y 2 al propano tenemos:

$$S_1 = T_{b1} * 1.5$$

$$S_2 = T_{b2} * 1.5$$

$$S_1 = 111.7 * 1.5$$

$$S_2 = 231.1 * 1.5$$

$$S_1 = 167.55$$

$$S_2 = 346.65$$

$$S_{12} = (S_1 * S_2)^{1/2}$$

$$S_{12} = (167.55 * 346.65)^{1/2}$$

$$S_{12} = S_{21} = 241.00$$

$$A_{12} = [1/4] [1 + ((\eta_1/\eta_2) [M_2/M_1]^{(3/4)} [T+S_1]/[T+S_2])^{0.5}] [T+S_{12}]/[T+S_1]$$

$$A_{12} = (1/4) * [1 + [1.32 * (2.1347) * (0.7494)]^{1/2}]^2 * 1.1371$$

$$A_{12} = 1.7108$$

$$A_{21} = [1/4] [1 + ((\eta_2/\eta_1) [M_1/M_2]^{(3/4)} [T+S_2]/[T+S_1])^{0.5}] [T+S_{21}]/[T+S_2]$$

$$A_{21} = (1/4) * [1 + [0.7576 * 0.4684 * 1.3344]^{0.5}]^2 * 0.8522$$

$$A_{21} = 0.6071$$

$$k_m = \frac{\sum_{i=1}^n [y_i k_i]}{\sum_{j=1}^n y_j A_{ij}} \quad (2-6.1)$$

$$A_{ii} = 1$$

$$k_m = [0.486 \cdot 10.49E-5 / (0.486 + (0.514 \cdot 1.7108))]]$$

$$+ [0.514 \cdot 6.34E-5 / (0.514 + (0.486 \cdot 0.6071))]]$$

$$k_m = 3.7339E-5 + 4.0279E-5$$

$$k_m = 7.7618E-5 \text{ cal/cm s K}$$

Problema resuelto por la computadora

Numero de componentes en la mezcla? 2
La mezcla consta de 2 Componentes

Temperatura de trabajo (Kelvin)? 368
Temperatura de trabajo = 368 (Kelvin)
Nombre del gas? Metano
fraccion mol y Metano =? .486
peso molecular del Metano =? 16.043
K (cal/cm-s-K) del Metano a T = 368 (Kelvin) =
? .001049
temperatura de ebullicion normal del Metano (Kelvin) =? 111.7
Viscosidad del Metano a T = 368 (Kelvin) = (mili-poise)? 13.2
Nombre del gas? Propano
fraccion mol y Propano =? .514
peso molecular del Propano =? 44.097
K (cal/cm-s-K) del Propano a T = 368 (Kelvin) =
? .000634
temperatura de ebullicion normal del Propano (Kelvin) =? 231.1
Viscosidad del Propano a T = 368 (Kelvin) = (mili-poise)? 10
La Conductividad Termica de la mezcla Metano,Propano
es = 7.76167E-05 (cal/cm-s-K) a T = 368 (Kelvin)

Problema Propuesto

Calcular las conductividades térmicas a 1 atm para una mezcla metano - n-butano con 39.4% en metano para las siguientes temperaturas:

$T^{\circ}\text{C}$	4.44	37.73	71.11	104.4	137.8	171.1
$(\lambda)_{\text{exp.}} \mu\text{cal/cm s K}$	48.8	54.2	61.6	70.7	80.2	90.5

7. EFECTO DE LA TEMPERATURA Y PRESION EN LA CONDUCTIVIDAD TERMICA DE MEZCLAS GASEOSAS

La conductividad térmica de las mezclas gaseosas no es alterada significativamente, normalmente, con los cambios de temperatura. La única explicación para fenómeno tan inusual es que efecto de la temperatura en la conductividad térmica sea absorbido por los cambios en la conductividad térmica de los componentes puros. Por lo que no se requiere de modificación alguna en la correlación elegida para mezcla de gases.

El efecto de la presión puede ser estimado mediante una corrección previa por presión a los valores de conductividad térmica, que serán usados en la técnica de Lindsay-Bromley para la ecuación de Wassiljewa. Sin embargo se han encontrado mejores resultados utilizando las correlaciones de Stiel-Thodos para componentes puros (2-5.1 a 3). Tratando a la mezcla como componente puro a condiciones pseudocríticas; usando las reglas modificadas de Prausnitz y Gunn:

$$V_{cm} = \sum y_i V_{ci} \quad (2-7.1)$$

$$T_{cm} = \sum y_i T_{ci} \quad (2-7.2)$$

$$Z_{cm} = \sum y_i Z_{ci} \quad (2-7.3)$$

$$M_m = \sum y_i M_i \quad (2-7.4)$$

$$P_{cm} = [Z_{cm} R T_{cm}] / [V_{cm}] \quad (2-7.5)$$

donde el subíndice m se refiere a la propiedad de la mezcla.

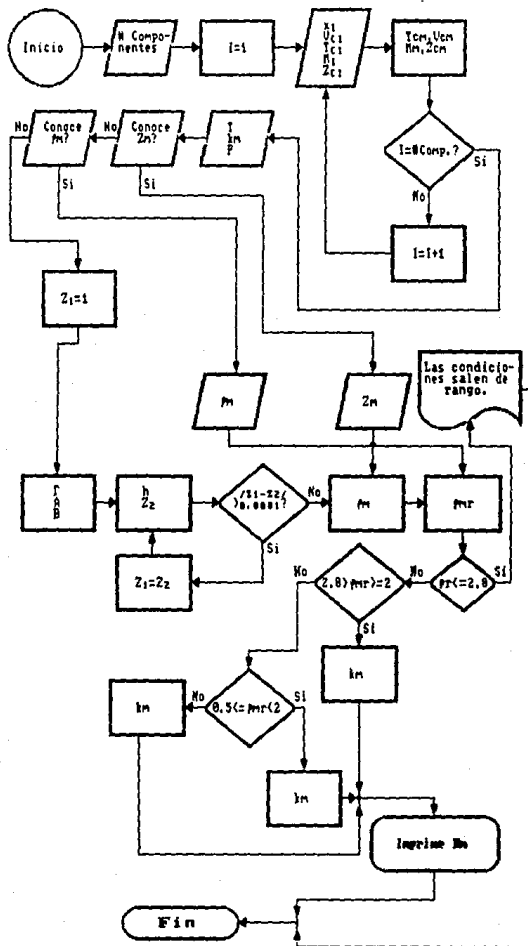
Programa # 2-6
Efecto de la Presión en la Conductividad Térmica
de Mezclas Gaseosas

```

10 INPUT "Numero de componentes";N:DIM VC(N):DIM TC(N):DIM M(N):DIM ZC(N)
20 FOR I=1 TO N
30 INPUT "nombre del componente";C$(I)
50 INPUT "Fraccion mol de componente en la mezcla";Y(I)
60 INPUT "Volumen Critico (L/gmol) =" ;VC(I):INPUT "Temperatura Critica (Kelvin)
=" ;TC(I):INPUT "Peso Molecular =" ;M(I):INPUT "Factor de compresibilidad Critico"
;ZC(I)
80 TC=TC(I)+TC*(1)+TC;VC=VC(I)+Y(I)+VC;M=M(I)+Y(I)+M;ZC=ZC(I)+Y(I)+ZC
90 NEXT
100 PC= ZC*.082 +TC/VC
130 INPUT "Temperatura de trabajo";T:INPUT "Conductividad Termica a baja presion
(cal/cm-s-K) =" ;K1:IF D=2 THEN 170
150 INPUT "Presion de trabajo (ata) =" ;P
170 INPUT "Se conoce Z (1)Si (2)No";I:I=INT(I):IF I<1 OR I>2 THEN 170
180 IF I=2 THEN 200
190 INPUT "Z =" ;Z2 :GOTO 280
200 INPUT "Se conoce rho (gmol/l) (1)Si (2)No ";I:I=INT(I):IF I<1 OR I>2 THEN 2
00
210 IF I =2 THEN 230
220 INPUT "rho =" ;RO :GOTO 290
230 Z1=1
240 BA=TC*(1/6)*P*.5/PC*(Z/3);A2=TC*2.5+.4278/T*2.5/PC;B=.0867+TC/PC/T
250 H=RO*P/Z1;Z2= (1/(1-H))-(A2/B)*H/(1+H)
260 IF ABS(Z1-Z2) < .0001 THEN 280
270 Z1=Z2 :GOTO 250
280 RO=P/ (Z1*.08207/T)
290 ROR=RO*VC
300 ROR=RO*VC
310 BA=TC*(1/6)*P*.5/PC*(Z/3)
320 IF ROR >= 2.8 THEN 460
330 IF ROR >=2 THEN 370
340 IF ROR >=.5 THEN 360
350 K=(1.4E-07*(EXP(.555*ROR)-1)/(BA/ZC^5)) +K1 : GOTO 380
360 K=(1.31E-07*(EXP(.674*ROR)-1.049)/(BA/ZC^5)) +K1:GOTO 380
370 K=(2.974E-08*(EXP(1.125*ROR)+2.016)/(BA/ZC^5)) +K1
380 PRINT:PRINT:PRINT"La Conductividad Termica corregida por presion es (cal/cm
-s-K) =" ;K:PRINT:PRINT
390 PRINT "Para la mezcla ",
400 FOR I=1 TO N
410 PRINT C$(I);"-";
420 NEXT
440 D=0 :PRINT :PRINT :INPUT " (1) Otro gas (2) Otra Temperatura (3) Otra Pres
ion (4) Abandona";D:D=INT(D):IF D<1 OR D>4 THEN 440
450 ON D GOTO 60,130,140,470
460 PRINT"Las condiciones estan fuera del intervalo de aplicacion de esta correl
acion":GOTO 440
470 END

```

Diagrama de Flujo para el Programa # 2-6



Problema resuelto

Estimar la conductividad térmica de una mezcla de metano y dióxido de carbono, la cual contiene 75.5% mol de metano a 370.8K y 172.5atm. El valor reportado es $121.3 \mu\text{cal/cm s K}$.

Para la mezcla $\rho = 0.1440\text{g/cm}^3$, y a 1atm $k_m = 90.0 \mu\text{cal/cm s K}$.

Datos:

	Metano	Dióxido de Carbono
$T_c \text{ K}$	190.6	304.2
$V_c \text{ cm}^3/\text{gmol}$	98.9	94.0
M	16.043	44.010
Z_c	0.2880	0.2740

Solución:

$$T_{cm} = \sum y_i T_{ci}$$

$$T_{cm} = 0.755 \cdot 190.6 + 0.245 \cdot 304.2$$

$$T_{cm} = 218.432\text{K}$$

$$V_{cm} = \sum y_i V_{ci}$$

$$V_{cm} = 0.755 \cdot 98.9 + 0.245 \cdot 94.0$$

$$V_{cm} = 97.6995 \text{ cm}^3/\text{gmol}$$

$$M_m = \sum y_i M_i$$

$$M_m = 0.755 \cdot 16.043 + 0.245 \cdot 44.010$$

$$M_m = 22.8949$$

$$Z_{cm} = \sum y_i Z_{ci}$$

$$Z_{cm} = 0.755 \cdot 0.288 + 0.245 \cdot 0.274$$

$$Z_{cm} = 0.2846$$

$$P_{cm} = Z_{cm} \cdot R \cdot T_{cm} / V_{cm}$$

$$P_{cm} = 0.2846 \cdot 82.06 \cdot 218.432 / 97.6995$$

$$P_{cm} = 52.2144\text{atm}$$

$$\rho_{cm} = \rho_m / \rho_c = V_{cm} \cdot \rho_m / M_m$$

$$\rho_{rm} = 97.6995 * 0.1440 / 22.8949$$

$$\rho_{rm} = 0.6145$$

$$\Gamma = T_{cm}^{1/4} * M_m^{1/2} / P_{cm}^{2/3}$$

$$\Gamma = 218.4326^{1/4} * 22.9849^{1/2} / 52.2144^{2/3}$$

$$\Gamma = 0.8405$$

como $0.5 < \rho_r < 2.0$

$$(k - k_0) \Gamma Z c^5 = 13.1E-8 * (\exp(0.67 \rho_r) - 1.069)$$

$$k = [13.1E-8 * (\exp(0.67 \rho_r) - 1.069) / (\Gamma Z c^5)] + k_0$$

$$k = [13.1E-8 * (\exp(0.67 * 0.6145) - 1.069) / (0.8405 * 0.2846^5)] + 90E-6$$

$$k = 126.7630E-6 \text{ cal/cm s K}$$

Problema resuelto por la computadora

Numero de componentes? 2
nombre del componente? Metano
Fraccion mol de componente en la mezcla? .755
Volumen Critico (L/gmol) =? .0989
Temperatura Critica (Kelvin) =? 190.6
Peso Molecular =? 16.043
Factor de compresibilidad Critico? .288
nombre del componente? Dioxido de Carbono
Fraccion mol de componente en la mezcla? .245
Volumen Critico (L/gmol) =? 9.4E-02
Temperatura Critica (Kelvin) =? 304.2
Peso Molecular =? 44.01
Factor de compresibilidad Critico? .274
Temperatura de trabajo? 370.8
Conductividad Termica a baja presion (cal/cm-s-K) =? .00009
Presion de trabajo (atm) =? 172.5
Se conoce ρ (1)Si (2)No? 2
Se conoce ρ_0 (gmol/l) (1)Si (2)No? 2

La Conductividad Termica corregida por presion es (cal/cm-s-K) = 1.281232E-04

Para la mezcla Metano-Dioxido de Carbono-

(1) Otro gas (2) Otra Temperatura (3) Otra Presion (4) Abandona? 4

Problema Propuesto

Estimar la conductividad térmica de la mezcla etileno - nitrógeno, con 38.8% mol de etileno a $T = 315.1\text{K}$.

$k_{\text{om experimental}}$ tiene a 1 atm el valor de $58.2 \mu\text{cal/cm s K}$.

a) a $P = 51.1\text{atm}$ ($k_{\text{m experimental}} = 67.9 \mu\text{cal/cm s K}$)

b) a $P = 154.9\text{atm}$ ($k_{\text{m experimental}} = 94.3 \mu\text{cal/cm s K}$)

c) a $P = 197.8\text{atm}$ ($k_{\text{m experimental}} = 104 \mu\text{cal/cm s K}$)

8. CONDUCTIVIDAD TERMICA DE LIQUIDOS

Para la mayoría de los líquidos orgánicos, la conductividad térmica se encuentra situada entre 10 y 100 veces la conductividad térmica del mismo compuesto en estado gaseoso, a la misma temperatura y a baja presión. Existe muy poca dependencia con la presión, y normalmente al elevar la temperatura la conductividad térmica decrece.

Los valores de k para la mayoría de los líquidos orgánicos se sitúa en el intervalo de 250 a 400 $\mu\text{cal/cm-s-K}$ a temperaturas inferiores a las del punto normal de ebullición; pero el agua, amoníaco, y otros líquidos altamente polares tienen valores de 2 a 3 veces mayores. Se ha encontrado que los líquidos muy viscosos tienen una conductividad térmica proporcionalmente elevada en muchos casos, no-polares principalmente, manteniendo así la razón $Mk/R\mu$ constante y con valores de 2 a 3. Los metales y algunos compuestos organo-silícicos poseen valores elevados de k ; los segundos frecuentemente son 100 veces mayores a los valores obtenidos para líquidos orgánicos normales.

A continuación se presentarán correlaciones francamente empíricas para moléculas orgánicas relativamente sencillas.

9. TECNICAS DE ESTIMACION DE LA CONDUCTIVIDAD TERMICA DE LIQUIDOS PUROS

Existe un gran número de correlaciones para la predicción de la conductividad térmica de líquidos. Se han seleccionado dos de estas, por lo fácil que resulta contar con los parámetros de cálculo que estas correlaciones exigen.

Método del Punto de Ebullición:

Sato sugirió para el punto normal de ebullición:

$$k_{Lb} = [2.64 E-3]/[M]^{0.5} \quad (2-9.1)$$

donde:

k_{Lb} : Conductividad térmica del líquido a la temperatura normal de ebullición [cal/cm-s-K]

M : Peso molecular

Para estimar k a otras temperaturas se puede combinar la ecuación (2-9.1) con una relación entre k_L y T dada por Riedel :

$$k_L = A[1 + [20/30][1 - T_r]^{2/3}] \quad (2-9.2)$$

combinando (2-9.1) y (2-9.2):

$$k_L = ([2.64 E-3]/[M]^{0.5}) ([3 + 20[1 - T_r]^{2/3}]/[3 + 20[1 - T_{rb}]^{2/3}]) \quad (2-9.3)$$

donde:

A : Constante de Riedel del compuesto para (2-9.2)

k : Conductividad térmica (cal/cm-s-K)

L : Líquido

b : Punto normal de ebullición

r : Propiedad reducida

Método de Missenard:

En su libro de conductividad térmica, Missenard propuso que:

$$k_{Lo} = \frac{84E-6 (T_{bpo})^{1/2} C_{pLo}}{M^{1/2} N^{1/4}} \quad (2-9.4)$$

donde :

C_p : Capacidad calorífica a presión constante (cal/gmol-K)

N : Número de átomos por molécula de sustancia

ρ : densidad líquida (gmol/cm³)

M : Peso molecular

o : a 0°Celsius

Combinando (2-9.4) con (2-9.2) :

$$\rho_L = \rho_{Lo} \left[\frac{[3+20(1-T_r)]^{2/3}}{[3+20(1-[273/T_c])^{2/3}]} \right]$$

(2-9.5)

Para el correcto uso de la correlación de Missenard, se requieren valores de densidad líquida a 0°C, así como de Capacidad calorífica líquida a 0°C. Sin embargo, estos valores pueden ser calculados por medio de correlaciones empíricas como las que se presentan a continuación.

Para el cálculo de la densidad se puede emplear la correlación de Rackett modificada por Spencer y Danner :

$$1/\rho_o = V_{so} = \left[\frac{R T_c}{P_c} Z_{RA} \left[1 - 273/T_c \right]^{2/3} \right] \quad (2-9.6)$$

en donde:

ρ : Densidad de (gmol/cm³)

R : Constante general de los gases (82.07 cm³atm/gmol-K)

T : Temperatura (Kelvin)

Z_{RA} : Factor de compresibilidad corregido

subíndices

c : valor crítico

s : valor de saturación

r : valor reducido

La densidad calculada por este método generalmente ofrece un error no mayor al 1%. Si no se contara con valores de Z_{RA} se puede hacer uso de Z_c en su lugar obteniendo errores no mayores a 3 ó 4%.

La capacidad calorífica del líquido a 0 grados Celsius puede ser evaluada mediante la correlación de Rowlinson modificada por

Bondi:

$$\begin{aligned} [C_{pL}-C_{p*}]/R &= 2.56 + 0.436/[1-Tr] + \\ \omega[2.91 + 4.28[1-Tr]^{1/3}/Tr + 0.296[1-Tr]^{-1}] \end{aligned}$$

(2-9.7)

C_{p*} está dado por la ec. (2-3.14)

En donde:

C_p :Capacidad Calorífica a presión constante

ω :Factor acéntrico de Pitzer

subíndices

L :Líquido

* :Gas ideal

r :Valor reducido

Discusión y Recomendaciones:

Frecuentemente se encuentran diferencias muy marcadas en los valores experimentales reportados de conductividad térmica de líquidos ; dichas diferencias son normalmente del mismo orden de los errores reportados para las técnicas de estimación.

Dos grupos de investigadores han contribuido notablemente a la medición de k_L , Riedel en Alemania y Sakiadis y Coates en los Estados Unidos de Norte América. Desafortunadamente los resultados de estos grupos no siempre concuerdan razonablemente. Challoner y Powell mencionan que en general los valores más fidedignos son los reportados por Riedel.

Para líquidos orgánicos únicamente:

Usar el Método de Sato y Riedel (2-9.3) si se requiere de una aproximación rápida. El método no se aplica, sin embargo, a líquidos altamente polares, hidrocarburos de cadena ramificada o ligeros, a líquidos inorgánicos, ni a temperaturas por encima del punto normal de ebullición. Solo se requiere saber el peso molecular, el punto normal de ebullición, y la temperatura crítica.

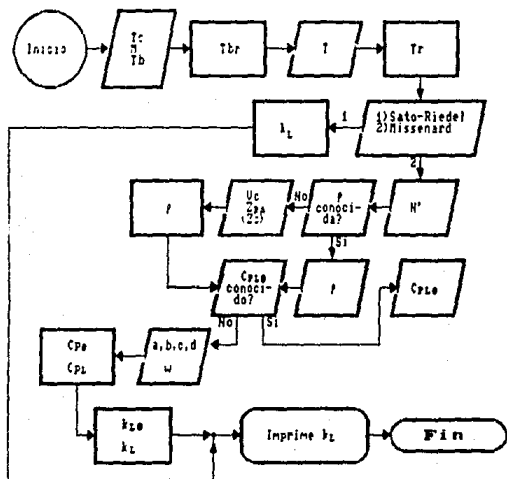
Programa # 2-7
Conductividad Termica de Liquidos Puros

```

20 CLS:ECN(1)="Sato-Riedel":ECN(2)="Missetard-Riedel":T0=273.15
20 Y=0:INPUT "Temperatura critica (Kelvin) =":TC:INPUT "Presion critica (ata) =":PC
:INPUT "Peso molecular =":M:INPUT "Temperatura normal de ebullicion (Kelvin) =":
TB:TR=TB/TC
30 INPUT "Temperatura de trabajo (Kelvin) =":T:TR=T/TC
40 PRINT "Usar las correlaciones ":INPUT " (1)Sato-Riedel (2)Missetard-Riedel"
: I=INT(I):IF I<1 OR I>2 THEN 40
50 IF I =2 THEN 70
60 K=1.00264/M*.5+(3+20*(1-TR)^(2/3))/(3+20*(1-TR)^(2/3)):GOTO 160
70 IF U=1 AND V=1 THEN 150
80 INPUT "Cuantos atomos hay por molecula *M
90 INPUT "Se conoce la densidad a 0 grados celsius (1)Si (2)No":R:R=INT(R):IF
R<1 OR R>2 THEN 90
100 IF R=2 THEN 200
110 INPUT "Densidad a 0 grados Celsius (gmol/cm^3) *":R0
120 PRINT "Se conoce Cp del liquido a 0 grados Celsius":INPUT " (1)Si (2)No *":R
:R=INT(R):IF R>2 OR R<1 THEN 120
130 IF R =2 THEN 210
140 INPUT "Capacidad calorifica a 0 grados Celsius (cal/gmol-K) =":CPL
150 XL0=.000084*(T0/R0)*.5+CPL/M*.5/M*.25:K=42.0+(3+20*(1-TR)^(2/3))/(3+20*(1-273
/TC)^(2/3)):U=1:V=1
160 PRINT "La conductividad termica del liquido usando la ecuacion de *":PRINT EC
N(I):" es: k = *":K:" (cal/cm-s-K)"
170 INPUT " Se desea: (1)Otra ecuacion (2)Otra Temperatura (3)Cambiar C
ompuesto (4) Abandonar":R2:R2=INT(R2):IF R2<1 OR R2
>4 THEN 170
180 ON R2 GOTO 40,30,20,190
190 END
200 INPUT "Zra (Zcritica a falta de valores de Zra)":ZRA:RD=(82.07*TC/PC+ZRA*(1+
(1-T0/TC)^(2/7)))^-1:GOTO 120
210 PRINT "Introducir Constantes de la forma: Cp=ab*ct^2+dt^3 (cal/gmol-K)*M
PUT "a":A:INPUT "b":B:INPUT "c":C:INPUT "d":D:INPUT "Factor acentrico de Pitzer":
W
220 CPO=A+B*T0+C*T0^2+D*T0^3:CPL=(2.56+.436*(1-T0/TC)^(1/4))*(2.91+.4.28*(1-T0/TC)^(
1/3))*(10/TC)^-1+.296*(1-T0/TC)^(1/3)*1.987*CPO : GOTO 150

```

Diagrama de Flujo para el Programa # 2-7



Problema resuelto

Calcular la conductividad termica del n-butano líquido a $T = 71.1^\circ\text{C}$ y 1 atm. El valor reportado es de $199.217 \mu\text{cal/cm s K}$.

Datos:

Las propiedades termodinámicas son:

$$T_c = 425.2\text{K} \quad M = 58.124 \quad T_b = 272.7\text{K} \quad P_c = 37.5\text{atm}$$

$$\omega = 0.193 \quad V_c = 255 \text{ cm}^3/\text{gmol} \quad T_o = 273\text{K}$$

Fórmula condensada C_4H_{10}

$$C_p = 2.266 + 7.913E-2T - 2.647E-5T^2 - 0.674E-9T^3$$

del *Journal of Chemical and Engineering Data*, Vol. 17, No. 2, 1972, pp. 238-239.:

$$Z_{RA} = 0.2728$$

Solución:

$$T = 344.1\text{K}$$

$$T_r = T/T_c$$

$$T_{rb} = T_b/T_c$$

$$T_r = 344.1/425.2$$

$$T_{rb} = 272.7/425.2$$

$$T_r = 0.8093$$

$$T_{rb} = 0.6413$$

a) Sato-Riedel

$$k_L = [(2.64 E-3)/[M]^{0.5} \{ (3+20[1-T_r]^{2/3}) / (3+20[1-T_{rb}]^{2/3}) \}]$$

$$k_L = 2.64E-3/58.124^{1/2} * 9.6262/13.0968$$

$$k_L = 254.5172 \mu\text{cal/cm s K}$$

b) Missenard

$N' = \#$ átomos por molécula

$$N' = 14$$

$$\rho_o \cong \rho_{o0}$$

$$1/\rho_{os} = [\frac{RT_c}{P_c} Z_{RA}^{1-273/T_c}]^{2/7}$$

$$1/\rho_{os} = [82.07 * 425.2 / 37.5] * 0.2728^{(1 - (1 - (273/425.2)))^{2/7}}$$

$$\rho_{p0} = 10.3763E-3 \text{ g/mol/cm}^3$$

$$C_{p0} = 2.266 + 7.913E-2T - 2.647E-5T^2 - 0.674E-9T^3$$

$$C_{p0} = 2.266 + 7.913E-2*273 - 2.647E-5*273^2 - 0.674E-9*273^3$$

$$C_{p0} = 21.8820 \text{ cal/gmol}$$

$$C_{pLo} = R * \{ 2.56 + 0.436 / [1 - T_{or}] +$$

$$\omega [2.91 + 4.28 [1 - T_{or}]^{1/3} / T_{or} + 0.296 [1 - T_{or}]^{-1}] \} + C_{p0}$$

$$C_{pLo} = 32.6372 \text{ cal/gmol K}$$

$$k_{Lo} = [84 E-6] [T_{b\rho_0}]^{0.5} [C_{pLo}] / [M^{0.5}] / [N^{0.25}]$$

$$k_{Lo} = [84 E-6] [272.7 * 10.3763E-3]^{0.5} [32.6372] / [58.124^{0.5}] / [14^{0.25}]$$

$$k_{Lo} = 312.7132E-6 \text{ } \mu\text{cal/cm s K}$$

$$k_L = k_{Lo} [[3+20[1-T_r]^{2/3}] / [3+20[1-[273/T_c]]^{2/3}]]$$

$$k_L = 312.7132E-6 * [[3+20[1-0.8093]^{2/3}] / [3+20[1-[273/425]]^{2/3}]]$$

$$k_L = 230.0932 \text{ } \mu\text{cal/cm s K}$$

Problema Resuelto por la Computadora

Temperatura critica (Kelvin) =? 425.2
Presion critica (ata) ? 37.5
Peso molecular =? 58.124
Temperatura normal de ebullicion (Kelvin) =? 272.7
Temperatura de trabajo (Kelvin) =? 344.1
Usar las correlaciones
(1)Sato-Riedel (2)Missenard-Riedel? 1
La conductividad termica del liquido usando la ecuacion de
Sato-Riedel es: $k = 2.545531E-04$ (cal/cm-s-K)
Se desea: (1)Otra ecuacion (2)Otra Temperatura (3)Cambiar Compuesto
(4) Abandonar? 1
Usar las correlaciones
(1)Sato-Riedel (2)Missenard-Riedel? 2
Cuantos atomos hay por molecula ? 14
Se conoce la densidad a 0 grados celsius (1)Si (2)No? 2
Zra (Zcritica a falta de valores de Zra)? .2728
Se conoce Cp del liquido a 0 grados Celsius
(1)Si (2)No ? 2

Introducir Constantes de la forma : $Cp = a + bTc^2 + dT^3$ (cal/gmol-K)
a? 2.266
b? .07913
c? -2.647E-05
d? -6.74E-10
Factor acambrico de Pitzer? .193
La conductividad termica del liquido usando la ecuacion de
Missenard-Riedel es: $k = 2.30159E-04$ (cal/cm-s-K)
Se desea: (1)Otra ecuacion (2)Otra Temperatura (3)Cambiar Compuesto
(4) Abandonar? 4

Problemas Propuestos

1.- Estimar la conductividad térmica del n-butano líquido a 1 atm, a las siguientes temperaturas.

T °C	4.44	37.73	104.4	137.8
(h) kesp. $\mu\text{cal/cm s K}$	262.10	228.65	176.15	149.20

2.- Estimar la conductividad térmica a 1 atm del tetracloruro de carbono a 20°C. A esta temperatura el valor de k medido es aproximadamente de 246 $\mu\text{cal/cm s K}$.

Datos:

$T_c = 556.4\text{K}$ $T_b = 349.7\text{K}$ $N' = 5$

T °C	Cp cal/gmol	densidad g/mol/cm ³
0	31.22	0.0106
20	31.53	0.0103

10. EFECTO DE LA TEMPERATURA EN LA CONDUCTIVIDAD TÉRMICA DE LÍQUIDOS

Excepto para soluciones acuosas, agua, y moléculas multihidroxilo, la conductividad térmica de los líquidos disminuye con la temperatura. Por debajo y cerca del punto normal de ebullición, el descenso es casi lineal y es representado comúnmente, para un intervalo de temperatura pequeño como:

$$k_L = k_{L0} [1 + \alpha (T - T_0)] \quad (2-10.1)$$

donde:

k : Conductividad térmica

T : Temperatura

α : Constante específica para cada compuesto,

$$-.0005 < \alpha < -.002 \text{ (K}^{-1}\text{)}$$

subíndices

L : Líquido

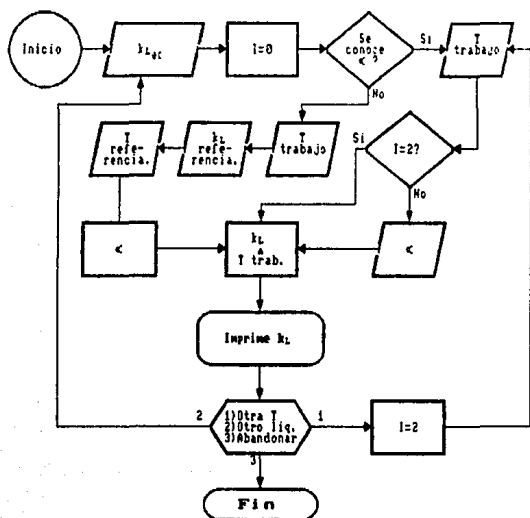
o : a 0° Celsius

Para intervalos mayores de temperatura, la correlación propuesta por Riedel (2-9.2) es preferible. Sin embargo no es adecuada para agua, gliceroles, glicoles, hidrógeno, o helio.

Programa # 2-8
Efecto de la Temperatura en la Conductividad Térmica de Líquidos

```
10 CLS:I=0:INPUT "Conductividad termica a 0 Celsius (cal/cm s K)=";K0
20 INPUT "Se conoce el valor de alfa (1)S; (2)No";D:D=INT(D);IF D<1 OR D>2 THEN
  20
30 INPUT "Temperatura de trabajo (Kelvin)=";T
40 IF D=2 THEN 110
50 IF I=2 THEN 70
60 INPUT "alfa=";ALFA
70 KL=K0*(1+ALFA*(T-273))
80 PRINT " La conductividad termica del liquido a ";T;" K es:";PRINT "kL=";KL;"
  (cal/cm s K)"
90 INPUT "Se desea (1) Otra temperatura (2) Otro compuesto (3) Abandonar";D:D=
  INT(D);IF D<1 OR D>3 THEN 90
100 ON D GOTO 50,10,140
110 INPUT "Introducir kL diferente a k0 (cal/cm s K)";kL
120 INPUT "Temperatura de evaluacion de kL anterior";T1
130 ALFA=((K1/K0)-1)/(T1-273);I=2:GOTO 70
140 END
```

Diagrama de Flujo para el Programa # 2-8



Problemas resuelto

1.-Calcular aproximadamente el valor de k_L de acetona a 1 atm y 313K, sabiendo únicamente que a 0C $k_L = 409 \mu\text{cal/cm s K}$ y que a 20C $k_L = 385 \mu\text{cal/cm s K}$. El valor reportado en la bibliografía es $k_L = 361 \mu\text{cal/cm s K}$ @ 313K.

Solución:

calculamos primero el factor α :

$$\alpha = [(k_L/k_{L0}) - 1]/(T-T_0)$$

$$\alpha = [(385/409) - 1]/(20-0)$$

$$\alpha = -2.934E-3$$

Para $T = 313\text{K}$

$$k_L = k_{L0}[1 + \alpha(T-T_0)]$$

$$k_L = 409[1 + (-2.934E-3) * 40]$$

$$k_L = 361.0652 \mu\text{cal/cm s K}$$

Calcular aproximadamente el valor de k_L para el clorobenceno a $T = 233$ y 353 K. Sabiendo que k_L a 293K toma un valor de $305 \mu\text{cal/cm s K}$ y estimando k_{L0} mediante el método de Missenard (2-9.4). Los valores reportados son:

T K	293	233	353
$k_L \text{ exp } \mu\text{cal/cm s K}$	305	336	266

Solución:

Los datos termodinámicos son:

$$T_b = 404.9 \quad T_c = 632.4 \quad P_c = 44.6$$

$$C_p = -8.094 + 1.345E-1T - 1.080E-4T^2 + 3.407E-8T^3$$

$$\omega = 0.245 \quad M = 112.559 \quad N' = 12 \text{ átomos por molécula}$$

$$Z_{RA} = 0.2651$$

$$\rho_{w0} = \left[\frac{RT_c}{P_c} Z_{RA} \left[\frac{1-273/T_c}{T_c} \right]^{2.7} \right]^{-1}$$

$$1/\rho_{w0} = \left[(82.07)(632.4)/44.6 \right] (0.2651)^{-1} \left[\frac{1-273/632.4}{632.4} \right]^{2.7}$$

$$\rho_{w0} = 0.01003 \text{ gmol/cm}^3$$

$$C_{P_o}^0 = -8.094 + 1.345E-1T - 1.080E-4T^2 + 3.407E-8T^3$$

$$C_{P_o}^0 = -8.094 + 1.345E-1*273 - 1.080E-4*273^2 + 3.407E-8*273^3$$

$$C_{P_o}^0 = 21.2686 \text{ cal/gmol K}$$

$$C_{P_L}^0 = R \left[2.56 + 0.436(1-T_{ro})^{-1} + \omega \left[2.91 + 4.28(1-T_{ro})^{1/2} T_{ro}^{-1} + 0.296(1-T_{ro})^{-1} \right] \right] + C_{P_o}^0$$

$$C_{P_L}^0 = 33.1884 \text{ cal/gmolK}$$

$$k_{L0} = \frac{B4E-6 (T_{bpo})^{1/2} C_{P_L}^0}{M^{1/2} N^{1/4}}$$

$$k_{L0} = \frac{84E-6 * (404.9 * 0.01003)^{1/2} * 33.1884}{112.559^{1/2} * 12^{1/4}}$$

$$k_{L0} = 284.45E-6 \text{ cal/cm s K}$$

$$\alpha = [(305/284.45) - 1] / 20$$

$$\alpha = 3.6122E-3$$

$$a T = 233$$

$$k_L = k_{L0} [1 + \alpha(T - T_0)]$$

$$k_L = 284.45E-6 [1 + 3.6122E-3(233 - 273)]$$

$$k_L = 243.35 \text{ } \mu\text{cal/cm s K}$$

$$a T = 353K$$

$$k_L = 284.45E-6 [1 + 3.6122E-3(353 - 273)]$$

$$k_L = 366.65 \text{ } \mu\text{cal/cm s K}$$

Problema resuelto por la computadora

Conductividad termica a 0 Celsius (cal/cm s K)=? .000409

Se conoce el valor de alfa (1)Si (2)No? 2

Temperatura de trabajo (Kelvin)=? 313

Introducir el diferente a 0 (cal/cm s K)? .000385

Temperatura de evaluacion de el anterior? 293

La conductividad termica del liquido a 313 K es:

$k_L = .000361$ (cal/cm s K)

Se desea (1) Otra temperatura (2) Otro compuesto (3) Abandonar? 3

Nota: La conductividad termica a 0 grados C se obtuvo utilizando el programa
2-7

Problemas Propuestos

1) Estimar el valor de k_L de tetracloruro de carbono a 1 atm y $T = 253K$, sabiendo únicamente que k_L a 273K tiene el valor de $256 \mu\text{cal/cm s K}$. y a 293K, $k_L = 246 \mu\text{cal/cm s K}$.

2) Estimar el valor de k_L para *n*-decano a 1 atm y $T = 349K$, sabiendo que k_L a 314K tiene el valor de $304 \mu\text{cal/cm s}$; estimando k_{Lo} por el método de Missenard.

11. EFECTO DE LA PRESION EN LA CONDUCTIVIDAD TERMICA DE LIQUIDOS

A presiones moderadas, hasta 20 ó 30 atm, el efecto de la presión sobre la conductividad térmica de los líquidos es normalmente despreciada, exceptuando los puntos cercanos al crítico, donde se comporta como un gas denso. A temperaturas inferiores a la crítica, los experimentos de Bridgman mostraron un incremento de k_L al aumentar la presión. Lenoir basado en los resultados de Bridgman y en las correlaciones de Watson, propuso la siguiente manera de estimar el efecto de la presión en la conductividad térmica de líquidos a la misma temperatura:

$$K_{LU2}/K_{LU1} = c_2/c_1 = [W_2/W_1]^m \quad (2-11.1)$$

$$m = -2.94T_r + 3.77 \quad (2-11.2)$$

$$W = \rho/[P_c M/T_c] \quad (2-11.3)$$

$$\rho_2/\rho_1 = W_2/W_1 \quad (2-11.4)$$

donde:

W :Factor de expansión de Watson

c :Factor de Conductividad

m :Factor exponencial de corrección

K_{LU} :Constante de L_u

L_u propuso para esta situación las siguientes correlaciones:

$$K_{LU2} V_1 = K_{LU2} V_2 \quad (2-11.5)$$

Para fines computacionales, Rea, Spencer y Danner propusieron las siguientes ecuaciones, provenientes de regresiones múltiples:

$$K_{LU} = A_0 + A_1 T_r + A_2 T_r^2 + A_3 T_r^3 \quad (2-11.6)$$

$$A_i = B_{0,i} + B_{1,i} P_r + B_{2,i} P_r^2 + B_{3,i} P_r^3 + B_{4,i} P_r^4 \quad (2-11.7)$$

Los valores de las constantes $B_{n,i}$ son los siguientes:

i	B _{0,t}	B _{1,t}	B _{2,t}	B _{3,t}	B _{4,t}
0	1.6368	-0.04615	2.1138E-3	-0.7845E-5	-0.6923E-6
1	-1.9693	0.21874	-8.0028E-3	-8.2823E-5	5.2604E-6
2	2.4638	-0.36461	12.8763E-3	14.8059E-5	-8.6895E-6
3	-1.5841	0.25136	-11.3805E-3	9.5672E-5	2.1812E-6

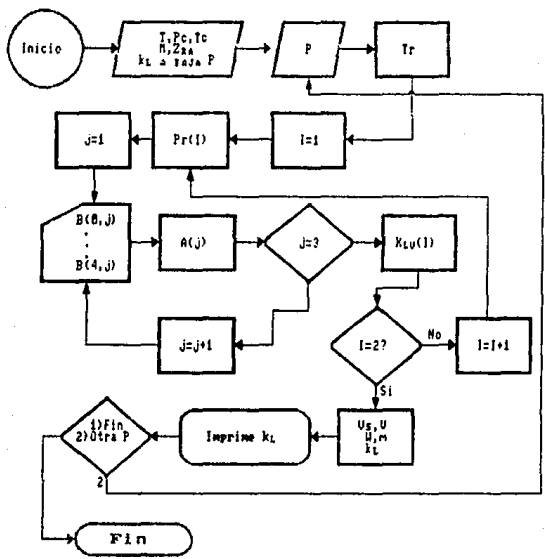
Programa # 2-9
Efecto de la Presión en la Conductividad Térmica de Líquidos

```

10 CLS
20 INPUT "Temperatura de Trabajo (Kelvin)";T:INPUT "Conductividad Térmica de líquido a baja presión (cal/cm s K)";K1
30 INPUT "Presión Crítica (ata)";PC:INPUT "Temperatura Crítica (Kelvin)";TC:INPUT "Peso Molecular";M
40 INPUT "Zra (o ic)";ZRA
50 INPUT "Presión deseada (ata)";P
60 PR=1/PC:TR=T/TC:R=20.8
70 FOR C=1 TO 2
80 IF C=1 THEN 100
90 PR=P/PC:GOTO 110
100 PR=1/PC
110 FOR I=0 TO 3
120 READ B(0,I),B(1,I),B(2,I),B(3,I),B(4,I)
130 A(I)= B(0,I)+B(1,I)*PR+B(2,I)*PR^2+B(3,I)*PR^3+B(4,I)*PR^4
150 NEXT I
160 KLU(C)=A(0)+A(1)+TR+A(2)+TR^2+A(3)+TR^3
170 RESTORE
180 NEXT C
190 VS=R*TC/PC*ZRA*(1+(1-TR)*(2/7))
200 V=KLU(1)+VS/KLU(2)
210 W=VS/V
220 H1=-2.94+TR*3.77
230 K2=W*H1*K1
240 PRINT "La Conductividad Térmica del Líquido a P=";P;" tiene un valor de:"
250 PRINT K2;" (cal/cm s K)"
260 INPUT "Se desea: Cambiar Presión (1) Terminar el Programa (2)";Y:Y=ABS(Y):IF Y(1 OR Y)2 THEN 260
270 ON Y GOTO 50,320
280 DATA 1.6368,-.04615,2.1138e-3,-.7845e-5,-.6925e-6
290 DATA -1.9893,.21874,-8.0028e-3,-8.2823e-5,5.2604e-6
300 DATA 2.4638,-.36461,12.8763e-3,14.8059e-5,-8.6995e-6
310 DATA -1.5841,.25136,-11.3805e-3,9.5672e-5,2.1812e-6
320 END

```

Diagrama de Flujo para el Programa # 2-9



Problema Resuelto

Estimar la conductividad térmica del dióxido de nitrógeno a 311K y 272atm. El valor experimental es de 319 $\mu\text{cal/cm s K}$. El valor de k_L para el líquido saturado a 311K y 2.09 atm es 296 $\mu\text{cal/cm s K}$.

Solución:

Los datos termodinámicos son:

$$T_b = 294.3 \quad T_c = 431.4 \quad P_c = 100 \quad V_c = 170 \text{ cm}^3/\text{gmol}$$

$$\omega = 0.86 \quad M = 46.006$$

como en *Jornal of Chemical and Engineering Data*, Vol.17, No.2, 1972, pp.238-239., Z_{RA} no se encuentra reportada para el compuesto se utilizará:

$$Z_{RA} \cong Z_c = 0.48$$

$$V_a = \left[\frac{RT_c}{P_c} Z_{RA} \left[1 - 273/T_c \right]^{2/7} \right]$$

V_a a 1atm y 311K

$$T_r = T/T_c$$

$$P_r = P/P_c$$

$$T_r = 311/431.4$$

$$P_r = 1/100$$

$$T_r = 0.721$$

$$P_r = 0.01$$

haciendo uso de las ecuaciones siguientes

$$K_{LU} = A_0 + A_1 T_r + A_2 T_r^2 + A_3 T_r^3 \quad (2-11.6)$$

$$A_i = B_{0,i} + B_{1,i} P_r + B_{2,i} P_r^2 + B_{3,i} P_r^3 + B_{4,i} P_r^4 \quad (2-11.7)$$

Los valores de las constantes $B_{n,i}$ son los siguientes:

i	$B_{0,i}$	$B_{1,i}$	$B_{2,i}$	$B_{3,i}$	$B_{4,i}$
0	1.6368	-0.04615	2.1138E-3	-0.7845E-5	-0.6923E-6
1	-1.9693	0.21874	-8.0028E-3	-8.2823E-5	5.2604E-6
2	2.4638	-0.36461	12.8763E-3	14.8059E-5	-8.6895E-6
3	-1.5841	0.25136	-11.3805E-3	9.5672E-5	2.1812E-6

Se encontraron los siguientes valores:

$$A_0 = 1.6563 \quad A_1 = -1.9671 \quad A_2 = 2.4602 \quad A_3 = -1.5816$$

$$K_{Lu} = 0.9041$$

Con las mismas ecuaciones, para $P = 272\text{atm}$

$$P_r = 2.72$$

$$A_0 = 1.52671 \quad A_1 = -1.43491 \quad A_2 = 1.5698 \quad A_3 = -0.9826$$

$$K_{Lu} = 0.9399$$

Calculamos el volumen saturado a baja presión

$$V_s = \left[\frac{RT_c}{P_c} Z_{RA} [1 - 273/T_c]^{2.7} \right]$$

$$V_s = (20.8 \cdot 431.4 / 100) (0.480)$$

$$V_{s_{1\text{atm}}} = 25.873 \text{ cm}^3/\text{gmol}$$

$$(K_{Lu_{1\text{atm}}}) (V_{s_{1\text{atm}}}) / (K_{Lu_{272\text{atm}}}) = V_{s_{272\text{atm}}}$$

$$0.9041 \cdot 25.873 / 0.9399 = 24.8875$$

$$V_{s_{272\text{atm}}} = 24.8875$$

$$V_{s_{1\text{atm}}} / V_{s_{272\text{atm}}} = 1.0396$$

$$m = -2.94T + 3.77$$

$$m = -2.94 \cdot 0.721 + 3.77$$

$$m = 1.6503$$

$$k_{272\text{atm}} = [V_{s_{1\text{atm}}} / V_{s_{272\text{atm}}}]^m \cdot k_{1\text{atm}}$$

$$k_{272\text{atm}} = (1.0396)^{1.6503} (296E-6)$$

$$k_{272\text{atm}} = 315.59E-6 \text{ } \mu\text{cal/cm s K}$$

ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA

Programa resuelto por la computadora

Temperatura de Trabajo (Kelvin)? 311
Conductividad Termica de liquido a baja presion (cal/cm s K)? .000296
Presion Critica (ata)? 100
Temperatura Critica (Kelvin)? 431.4
Peso Molecular? 46.006
Zra (o Zc)? .48
Presion deseada (ata)? 272
La Conductividad Termica del Liquido a P= 272 tiene un valor de:
3.155732E-04 (cal/cm s K)
Se desea: Cambiar Presion (1) Terminar el Programa (2)? 2

Problema propuesto

Estimar la conductividad térmica del dióxido de nitrógeno a 311K y 58atm. El valor experimental es de $306 \mu\text{cal/cm s K}$. El valor de k_L para el líquido saturado a 311K y 2.09 atm es $296 \mu\text{cal/cm s K}$.

12. CONDUCTIVIDAD TERMICA DE MEZCLAS LIQUIDAS

Las conductividades térmicas de la mayoría de las mezclas orgánicas líquidas, tienden a ser menores a las predichas con la fracción mol, o peso promedio.

Muchas correlaciones han sido propuestas. De estas se han escogido dos, en las cuales la conductividad térmica puede ser evaluada conociendo tan solo las conductividades térmicas de los componentes puros y la composición de la mezcla.

Ecuación de Li:

Li propuso:

$$k_m = \sum_i \sum_j \phi_i \phi_j k_{ij} \quad (2-12.1)$$

donde:

$$k_{ij} = 2[1/k_i + 1/k_j]^{-1} \quad (2-12.2)$$

$$\phi_i = [x_i V_i] / \sum_j x_j V_j \quad (2.-12.3)$$

donde:

x_i :fracción mol del componente i

ϕ_i :Fracción volumen del componente i

V_i :Volumen molar del líquido puro i

Los volúmenes molares de los componentes puros pueden estimarse mediante la ecuación (2-9.6), ya que $V_m = 1/\rho_m$.

Ecuación de Vredeveld:

Para la predicción de de k_m , Vredeveld propuso:

$$k_m^r = x_v s k_1^r + x_v z k_2^r \quad (2-12.4)$$

aquí; $r=-2$ cuando la diferencia absoluta entre k_1 y k_2 sea mayor a dos.

Debe hacerse notar que en esta ecuación se requieren, no las fracciones mol sino, las fracciones en peso. Si se contara con las

fracciones mol, estas pueden ser transformadas mediante:

$$x_{wi} = [x_i M_i] / \sum [x_j M_j] \quad (2-12.5)$$

Discusión y Recomendaciones:

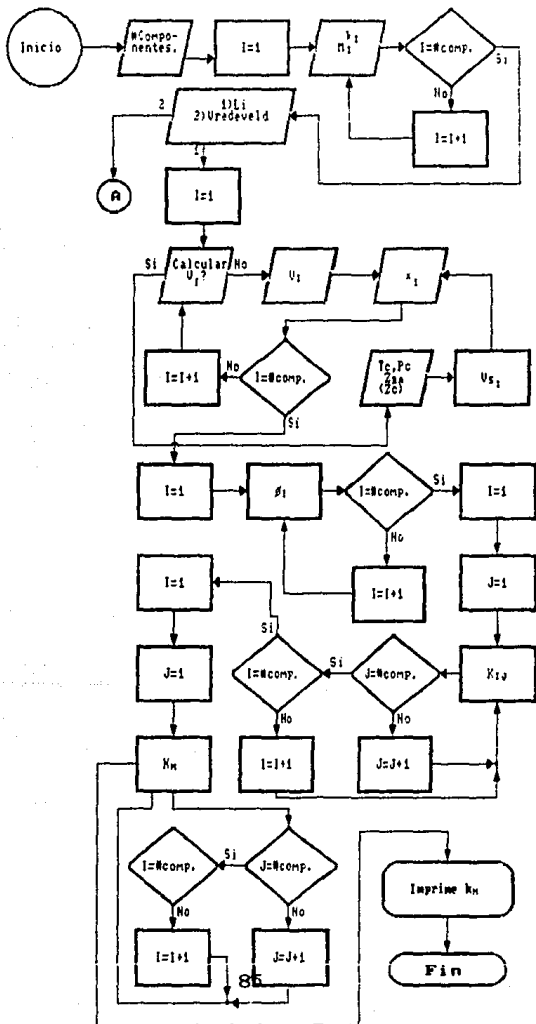
Los métodos aquí presentados normalmente no exceden los límites de 3-4% de error, aún cuando la ecuación de Vredeveld proporciona valores generalmente inferiores a los experimentales.

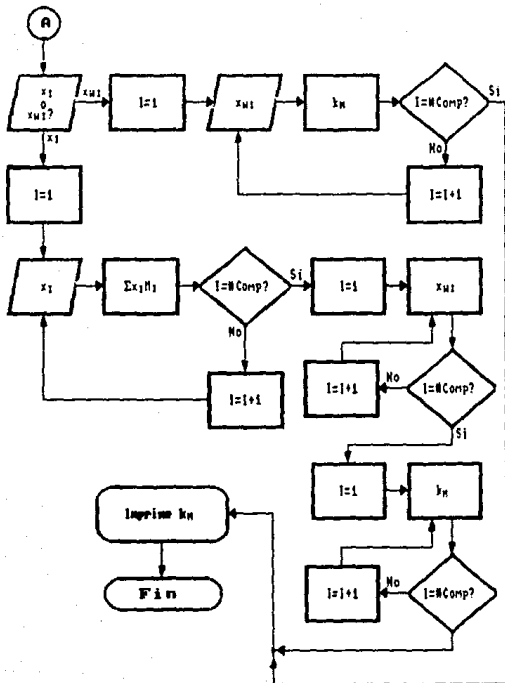
Programa # 2-10
 Conductividad Térmica de Mezclas Líquidas

```

10 CLS
20 INPUT "Numero de componentes en la mezcla";N
30 DIM F(N): DIM KS(N,N): DIM CS(N): DIM ZRA(N): DIM XM(N): DIM X(N) : DIM VN(N)
: DIM MN(N): DIM TC(N) : DIM PC(N) : DIM TR(N) : DIM VIN
40 INPUT "Temperatura de Trabajo (Kelvin)";T
50 FOR I=1 TO N
60 PRINT "Nombre del componente #";I;:INPUT C$(I)
70 PRINT "Conductividad termica de ";C$(I);" puro (cal/cm s K)";:INPUT K(I)
80 PRINT "Peso molecular de ";C$(I);" puro";:INPUT M(I)
90 NEXT
100 INPUT "Se desea resolver por las correlaciones de: 1)Li 2)Vredevel'd";E;E=IN
T(E):IF E<1 OR E>2 THEN 100
110 IF E = 2 THEN 350
120 FOR I=1 TO N
130 PRINT "Se conoce el Volumen molar del ";C$(I);:INPUT " puro 1)Si 2)No";E;E=
INT(E):IF E<1 OR E>2 THEN 130
140 IF E=2 THEN 160
150 INPUT "Volumen molar (cm3/gmol)";V(I);GOTO 190
160 INPUT "Zra (o Zc)";ZRA(I);:INPUT "temperatura critica (Kelvin)";TC(I);:INPUT "
Presion critica (ata)";PC(I)
170 TR(I)=T/TC(I)
180 V(I)=82.07*TC(I)/PC(I)*ZRA(I)^(1+(1-TR(I))^(2/7))
190 PRINT "Fraccion mol de ";C$(I);" en la mezcla";:INPUT X(I)
200 NEXT
210 SXV=0
220 FOR I=1 TO N
230 SXV=X(I)*V(I)+SXV
240 NEXT
250 FOR I=1 TO N
260 F(I)=(X(I)*V(I))/SXV
270 NEXT
280 FOR J=1 TO N
290 FOR I=1 TO N
300 KS(I,J)=2*(1/K(I)+1/K(J))^-1
310 KM=F(I)*F(J)*KS(I,J)+KM
320 NEXT
330 NEXT
340 GOTO 520
350 INPUT "Se conocen 1)fracciones mol 2)fracciones peso";E;E=INT(E):IF E<1 OR
E>2 THEN 350
360 IF E=2 THEN 460
370 SXW=0
380 FOR I=1 TO N
390 PRINT "Fraccion mol de ";C$(I);" en la mezcla";:INPUT X(I);OP=1
400 SXW=X(I)+SXW
410 NEXT
420 FOR I=1 TO N
430 XM(I)=X(I)*M(I)/SXW
440 NEXT
450 KW2=0
460 FOR I=1 TO N
470 IF OP=1 THEN 490
480 PRINT "Fraccion peso de ";C$(I);" en la mezcla";:INPUT XM(I)
490 KW2=XM(I)*K(I)^2+KW2
500 NEXT
510 KW=(1/KW2)^(1/2)
520 PRINT :PRINT :PRINT "La conductividad termica de la mezcla liquida ";
530 FOR I=1 TO N: PRINT "-";C$(I);:NEXT
540 PRINT :PRINT :PRINT "tal=";KW;" (cal/cm s K)"
550 INPUT "Se desea: 1) Otro compuesto 2) Otra Eruccion 3) Abandonar ";E;E=INT
(E):IF E<1 OR E>3 THEN 550
560 OP=0;DN E GOTO 570,100,380
570 RUN
580 END
    
```

Diagrama de Flujo para el Programa # 2-10





Problema resuelto

Estimar la conductividad térmica de la mezcla metanol-benceno a 0°C con una fracción peso de 0.4 en metanol. A esta temperatura las conductividades térmicas del benceno y metanol puros son 364 y 501 $\mu\text{cal/cm s K}$ respectivamente. Comparar el valor estimado con el experimental, cuyo valor es 405 $\mu\text{cal/cm s K}$.

Solución:

Del apéndice de datos termodinámicos de Reid, Prausnitz y Sherwood, así como de *Journal of Chemical and Engineering Data*, Vol. 17, No. 2, 1972, pp. 238-239.:

	M	T _c	P _c	Z _{RA}	Z _c
Metanol	32.042	512.6	79.9	0.2318	0.224
Benceno	78.114	562.1	48.3	0.2696	0.271

a) Li

x_v Metanol = 0.4

x_v Benceno = 0.6

base 1 gramo

moles de Metanol = 0.61905

moles de Benceno = 0.00768

x_i Metanol = 0.61905

x_i Benceno = 0.38095

V_s Metanol:

$$V_s = \left[\frac{RT_c}{P_c} Z_{RA} \left[1 - 273/T_c \right]^{2/7} \right]$$

$$V_s = (82.07) (512.6) / (79.9) * (0.2318)^{(1+(1-0.533)^{2/7})}$$

$$V_s \text{ Metanol} = 37.6506 \text{ cm}^3/\text{g mol}$$

V_b Benceno:

$$V_b = \left[\frac{RT_c}{PC} Z_{RA} \left[1 - 273/T_c \right]^{2.7} \right]$$

$$V_b = (82.07) (562.1) / (48.3) * (0.2696)^{(1+1-0.4850)^{2.7}}$$

$$V_b = 87.1053 \text{ cm}^3/\text{gmol}$$

$$\phi_i = (x_i V_i) / \sum_j x_j V_j$$

si Metanol = 1 y Benceno = 2:

$$\phi_1 = (0.61905 * 37.6506) / [(0.61905 * 37.6506) + (0.38095 * 87.1053)]$$

$$\phi_1 = 0.4126$$

$$\phi_2 = 33.1828 / 56.4904$$

$$\phi_2 = 0.5874$$

$$k_{12} = k_{21} = 2(k_1^{-1} + k_2^{-1})^{-1}$$

$$k_{12} = k_{21} = 2(1/501 + 1/364)^{-1}$$

$$k_{12} = k_{21} = 421.6509$$

$$k_{mL} = \sum_i \sum_j \phi_i \phi_j k_{ij}$$

$$k_{mL} = \phi_1 \phi_1 k_{11} + \phi_1 \phi_2 k_{12} + \phi_2 \phi_1 k_{21} + \phi_2 \phi_2 k_{22}$$

$$k_{mL} = (0.4126)^2 (501) + (0.4126) (0.5874) (421.6509) + (0.5874) (0.4126) (421.6509) + (0.5874)^2 (364)$$

$$k_{mL} = 85.2896 + 204.3837 + 125.5941$$

$$k_{mL} = 415.2674 \text{ } \mu\text{cal/cm s K}$$

b) Vredeveld

$$k_{mL}^{-2} = \sum_{j=1}^n x_{vj} k_j^{-2}$$

$$k_{mL}^{-2} = x_{v1} k_1^{-2} + x_{v2} k_2^{-2}$$

$$k_{mL}^{-2} = 0.4 * (501)^{-2} + 0.6 * (364)^{-2}$$

$$k_{mL}^{-2} = 1.5936E-6 + 4.5284E-6 = 6.122E-6$$

$$k_{mL}^{-2} = 404.1594 \text{ } \mu\text{cal/cm s K}$$

Problema resuelto por la computadora

Numero de componentes en la mezcla? 2
Temperatura de Trabajo (Kelvin)? 273
Nombre del componente # 1? Metanol
Conductividad termica de Metanol puro (cal/cm s K)? .000501
Peso molecular de Metanol puro? 32.042
Nombre del componente # 2? Benceno
Conductividad termica de Benceno puro (cal/cm s K)? .000364
Peso molecular de Benceno puro? 78.114
Se desea resolver por las correlaciones de: 1) Li 2) Vredeveid? 1
Se conoce el Volumen molar del Metanol puro 1) Si 2) No? 2
Zra (o Zc)? .2318
Temperatura critica (Kelvin)? 512.6
Presion critica (ata)? 79.9
Fraccion mol de Metanol en la mezcla? .61905
Se conoce el Volumen molar del Benceno puro 1) Si 2) No? 2
Zra (o Zc)? .2696
Temperatura critica (Kelvin)? 562.1
Presion critica (ata)? 48.3
Fraccion mol de Benceno en la mezcla? .38095

La conductividad termica de la mezcla liquida -Metanol-Benceno

kl= 4.15261E-04 (cal/cm s K)
Se desea: 1) Otro compuesto 2) Otra Ecuacion 3) Abandonar ? 2
Se desea resolver por las correlaciones de: 1) Li 2) Vredeveid? 2
Se conocen 1) fracciones mol 2) fracciones peso? 2
Fraccion peso de Metanol en la mezcla? .4
Fraccion peso de Benceno en la mezcla? .6

La conductividad termica de la mezcla liquida -Metanol-Benceno

kl= 4.041581E-04 (cal/cm s K)
Se desea: 1) Otro compuesto 2) Otra Ecuacion 3) Abandonar ? 3

Problema Propuesto

1) Calcular la conductividad térmica de la mezcla metanol-agua a 0°C a las siguientes composiciones:

fracción mol H ₂ O	0.20	0.40	0.60	0.80
k _L exp. µcal/cm s K	553.956	636.636	777.192	988.026

Se conocen los valores de k_L para agua y metanol puros a las condiciones del problema, estos son 1351.818 y 500.214 µcal/cm s K respectivamente.

CAPITULO III

CONDUCCION A TRAVES DE SUPERFICIES REGIMEN PERMANENTE

1. CONDUCCION A TRAVES DE SUPERFICIES

Conducción a través de pared plana:

En la aplicación de la ecuación de Fourier para la conducción,

$$q = -kA dt/dx$$

para el caso de una pared plana, es evidente que si el calor fluye normal a las superficies principales, el término A es constante. Además, si la conductividad se toma como constante en el intervalo de operación, entonces q en cualquier punto es proporcional al gradiente de temperatura dt/dx . Si la energía no es generada ni acumulada en la pared, q es idéntica a todo lo largo de las secciones transversales y dt/dx se mantiene constante por igual. La representación gráfica del perfil de temperatura puede observarse en la figura 2-1.

La integración de la ecuación de Fourier siendo constantes q, k, y A es realizada para dar como resultado:

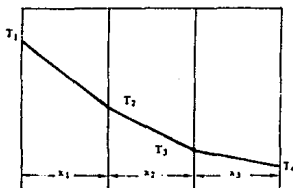
$$q = kA[t_1 - t_2]/\Delta x \quad (3-1.1)$$

La ecuación puede resolverse para la temperatura en un punto x:

$$t_x = -qx/kA + t_1 \quad (3-1.2)$$

En esta última ecuación se puede observar la linealidad de la temperatura con la distancia cuando las condiciones son las fijadas con anterioridad.

Figura 2-1

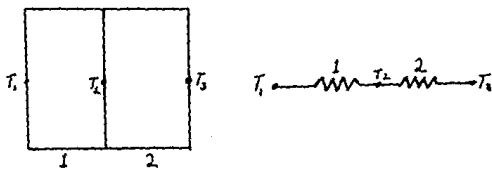


Analogía Eléctrica:

El flujo de cualquier tipo de energía como el calor o electricidad, puede ser considerado como controlado por una fuerza motriz y una resistencia. La fuerza motriz para la energía eléctrica es la diferencia de potencial, llamada voltaje, y para el calor es la diferencia de temperatura.

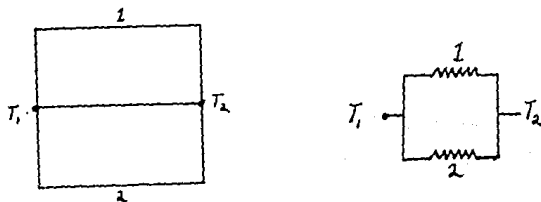
Entonces, para resolver problemas de conducción a través de cuerpos en serie o en paralelo, se pueden aplicar los mismos procedimientos que al resolver problemas de resistencias equivalentes en circuitos eléctricos.

Caso a:



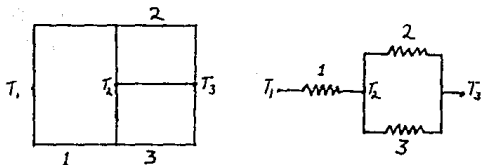
$$R_{\text{termica}} = \Sigma R_{\text{serie}}$$

Caso b:



$$R_{\text{termica}} = (\Sigma 1/R_{\text{paralelo}})^{-1}$$

Caso c:



$$R_{\text{termica}} = \Sigma R_{\text{serie}} + (\Sigma 1/R_{\text{paralelo}})^{-1}$$

Conducción a través de un Cilindro:

Realizando la integración de la ecuación de Fourier con las mismas condiciones que en el caso anterior, pero en esta ocasión fijando el área como la de un cilindro, figura 2-3.

$$A = 2\pi rL \quad (3-1.3)$$

$$q \int dr/r = -2\pi Lk \int dt \quad (3-1.4)$$

$$q = -2\pi Lk [(t_1 - t_2) / \ln(r_2/r_1)] \quad (3-1.5)$$

multiplicando (3-1.5) por $(r_2 - r_1) / (r_2 - r_1)$ se tiene:

$$q = 2\pi Lk [(r_2 - r_1) / \ln(r_2/r_1)] [(t_1 - t_2) / (r_2 - r_1)] \quad (3-1.6)$$

$$q = k [(t_1 - t_2) / (r_2 - r_1)] [A_2 - A_1] / \ln[A_2/A_1] \quad (3-1.7)$$

teniendo como resultado final:

$$q_r = k A_m \Delta t / \Delta r \quad (3-1.8)$$

en donde:

A_m : Area media logarítmica, $[A_2 - A_1] / \ln[A_2/A_1]$

Δt : Gradiente de temperatura, $[t_1 - t_2]$

Figura 2-3



Conducción a través de varias capas cilíndricas:

Recurriendo a la analogía eléctrica, sabemos que:

$$Q = \Delta T_{\text{total}} / \Sigma R$$

Como se sabe, para una superficie cilíndrica:

$$R = \ln(r_2/r_1) / 2\pi L k_1$$

Por lo que:

$$Q = \frac{2\pi L (T_1 - T_n)}{1/k_1 \ln(r_2/r_1) + 1/k_2 \ln(r_3/r_2) + \dots + 1/k_n \ln(r_n/r_{n-1})}$$

(3-1.9)

Conducción a través de una Esfera:

Considerando el área de una esfera y realizando los pasos señalados en los casos anteriores, llegamos a una expresión de la forma:

$$q_r = \Delta t \ 4\pi k r_0 r_i / [r_0 - r_i] \quad (3-1.10)$$

Conducción a través de varias capas esféricas:

De manera semejante a los casos multicapas anteriores se puede obtener:

$$Q = \frac{4\pi (T_1 - T_n)}{1/k_1 [(r_2 - r_1)/r_1 r_2] + \dots + 1/k_n [(r_2 - r_1)/r_1 r_2]}$$

(3-1.11)

Conducción a través de cuerpos de cualquier forma:

La integración de la ecuación de Fourier para cuerpos homogéneos de cualquier forma, es difícil. Una aproximación satisfactoria puede obtenerse usando una área promedio obtenida a partir de:

$$A_m = [A_{\text{externa}} + A_{\text{interno}}]/2 \quad (3-1.12)$$

$$Q = A_m k \Delta T / \Delta x \quad (3-1.13)$$

En todos los casos anteriores se puede observar una cualidad interesante de la ecuación de rapidez de flujo de calor; esta la podemos dividir en tres partes generales, gradiente de temperatura, resistencia térmica y factor geométrico. A continuación se proporciona un resumen de las ecuaciones obtenidas.

Configuración	q_x	Resistencia Térmica	Factor Geométrico
Pared Plana	$q_x = [kA/L]\Delta t$	L/kA	A/L
Cilindro Hueco	$q_r = 2\pi kL / \ln[r_o/r_i] \Delta t$	$\ln[r_o/r_i] / [2\pi kL]$	$2\pi k / \ln[r_o/r_i]$
Esfera Hueca	$q_r = 4\pi k r_o r_i / [r_o - r_i] \Delta t$	$[r_o - r_i] / 4\pi k r_o r_i$	$4\pi r_o r_i k / [r_o - r_i]$

En la transferencia de calor la rapidez de flujo total de calor, puede expresarse en función de una fuerza motriz, que es un gradiente de temperatura, y de una resistencia.

$$q = \text{Fuerza Motriz} / \text{Resistencia} = [T_1 - T_2] / [1/UA]$$

donde:

U : Coeficiente global de transferencia de calor

A : Área de la superficie por la cual el calor es transferido o sección transversal del material a través del cual el calor

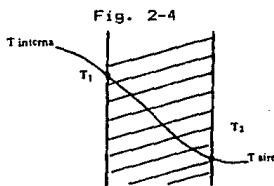
es conducido.

El producto del coeficiente global, U , multiplicado por el Area, A , es el recíproco de la resistencia ($1/UA$). El coeficiente global, U , es una conductividad correspondiente al recíproco de la resistividad y es un modo conveniente de coordinar y expresar la rapidez de flujo de calor.

Influencia de Convección y Radiación en la Conduccion a través de aislantes:

Hasta este punto solo se ha considerado un mecanismo de transferencia de calor. Sin embargo, normalmente la transferencia de calor se lleva a cabo por los tres mecanismos existentes o, por lo menos, dos de ellos controlando la transferencia.

Considérese el caso de una pared de un equipo Fig.2-4 Primeramente el calor debe llegar a la pared interior, ya sea por radiación o convección, o una combinación de ambos; luego el calor debe conducirse en la pared haasta el otro extremo, desde donde el calor se transmite por convección y radiación al aire que rodea dicha pared.



El calor transmitido por convección se puede obtener por:

$$Q = hc A \Delta T \quad (3-1.14)$$

en donde hc es el coeficiente de transferencia de calor por

convección.

El calor transferido por radiación puede ser importante y generalmente se adiciona al transferido por convección:

$$h_t = h_c + h_r \quad (3-1.15)$$

en donde h_r es el coeficiente de transferencia de calor por radiación.

Las pérdidas simultáneas por conducción, convección y radiación se pueden obtener por:

$$Q = \Delta T / [R_A + R_s] \quad (3-1.16)$$

En donde:

$$R_A = \Delta x / [kA]$$

R_A = Resistencia superficial del aislante debida a conducción

$$R_s = 1 / [h_t A_s] \quad (3-1.17)$$

R_s = Resistencia superficial del aislante debida a convección y radiación.

A_s = Area superficial del aislante

Para calcular las pérdidas de térmicas de los aparatos que se encuentran en locales cerrados, cuando las temperaturas de los aparatos no superan los 150°C , se puede utilizar la fórmula aproximada:

$$h_t = h_r + h_c = 9.74 + 0.07 \Delta t \quad (3-1.18)$$

en donde:

h_t = coeficiente global de transferencia de calor por radiación y convección ($\text{W/m}^2\text{K}$)

Δt = diferencia de temperaturas entre la superficie del aparato y el aire circundante ($^\circ\text{C}$)

Para superficies cilíndricas la resistencia del aislante se obtiene con:

$$R_A = \ln(r_2/r_1) / [2\pi Lk] \quad (3-1.19)$$

y la resistencia superficial con:

$$R_s = 1 / [2\pi r_{ex} h_c] \quad (3-1.20)$$

Para superficies esféricas la resistencia del aislante se obtiene con:

$$R_A = (r_2/r_1) / [4\pi k r_1 r_2] \quad (3-1.21)$$

y la resistencia superficial con:

$$R_s = 1 / [4\pi r_{ex}^2 h_c] \quad (3-1.22)$$

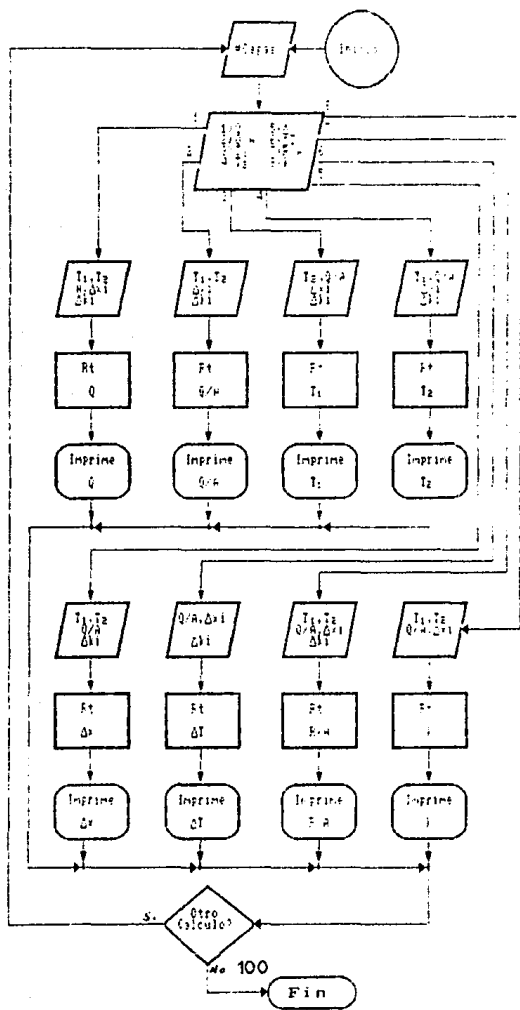
Con frecuencia la temperatura de la superficie se desconoce, por lo que hay que resolver las ecuaciones por tanteo, suponiendo una temperatura en la superficie.

Programa # 3-1
 Conducción de Calor a través de Pared Plana Multicapas
 Arreglo en Serie

```

10 CLS:INPUT "Numero de Capas";NC
20 PRINT :PRINT "Calcular: 1)Q 2)Q/A 3)T1 4)T(final) 5)";CHR$(127);": A1";C
HR$(127);": T";PRINT " 7)Rt/A(equivalente) B) (equivalente)";INPUT CA:CA=
INT(CA):IF CA<1 OR CA>8 THEN 20
30 ON CA GOSUB 60,110,160,210,250,310,360,410
40 INPUT "Otro calculo: 1)Si 2)No";DC:DC=INT(DC):IF DC=1 THEN RUN
50 IF DC=2 THEN END ELSE 40
60 INPUT "T1";T1:INPUT "T(final)";T2:DT=T1-T2:INPUT "Area de contacto";A
70 FOR I=1 TO NC
80 PRINT "K(";I;";)";:INPUT K(I):PRINT "Espesor de capa (";I;")";:INPUT X(I)
90 RT=X(I)/K(I)+RT:NEXT
100 Q=DT/RT:PRINT "Q =";Q:PRINT :RETURN
110 INPUT "T1";T1:INPUT "T(final)";T2:DT=T1-T2
120 FOR I=1 TO NC
130 PRINT "K(";I;";)";:INPUT K(I):PRINT "Espesor de capa (";I;")";:INPUT X(I)
140 RT=X(I)/K(I)+RT:NEXT
150 QA=DT/RT:PRINT "Q/A = ";QA:PRINT :RETURN
160 INPUT "T1";T1:INPUT "T2";T2:INPUT "Q/A";QA
170 FOR I=1 TO NC
180 PRINT "K(";I;";)";:INPUT K(I):PRINT "Espesor de capa (";I;")";:INPUT X(I)
190 RT=X(I)/K(I)+RT:NEXT
200 T1=QA+RT+T2:PRINT "T1 = ";T1:PRINT :RETURN
210 INPUT "T1";T1:INPUT "Q/A";QA
220 FOR I=1 TO NC
230 PRINT "K(";I;";)";:INPUT K(I):PRINT "Espesor de capa (";I;")";:INPUT X(I)
240 RT=X(I)/K(I)+RT:NEXT
250 T2=(QA+RT-T1):PRINT "T(final) = ";T2:PRINT :RETURN
260 INPUT "T1";T1:INPUT "T(final)";T2:DT=T1-T2:INPUT "Q/A";QA
270 FOR I=1 TO NC
280 PRINT "K(";I;";)";:INPUT K(I)
290 RT=L/K(I)+RT:NEXT
300 DX=L/(QA+RT/DT):PRINT "El espesor de capa = ";DX:PRINT :RETURN
310 INPUT "Q/A";QA
320 FOR I=1 TO NC
330 PRINT "K(";I;";)";:INPUT K(I):PRINT "Espesor de capa (";I;")";:INPUT X(I)
340 RT=X(I)/K(I)+RT:NEXT
350 DT=L/(QA+RT):PRINT "PRINT CHR$(127);":T = ;DT:PRINT :RETURN
360 INPUT "T1";T1:INPUT "T(final)";T2:DT=T1-T2
370 FOR I=1 TO NC
380 PRINT "K(";I;";)";:INPUT K(I):PRINT "Espesor de capa (";I;")";:INPUT X(I)
390 RT=X(I)/K(I)+RT:NEXT
400 PRINT "PRINT "Rt/A (equivalente) = ";RT:PRINT :RETURN
410 INPUT "T1";T1:INPUT "T(final)";T2:DT=T1-T2:INPUT "Q/A";QA
420 FOR I=1 TO NC
430 PRINT "Espesor de capa (";I;")";:INPUT X(I)
440 RT=X(I)/K(I)+RT:NEXT
450 K=QA/DT:PRINT "PRINT "k(equivalente) =";K:PRINT :RETURN
    
```

Diagrama de Flujo para el Programa # 3-1



Problema resuelto

La pared de un horno se compone de tres capas: 6in. de ladrillo refractario ($k=0.95$ Btu/ft hr $^{\circ}$ F), ladrillo aislante ($k=0.14$), y ladrillo común ($k=0.8$). Se estima que la superficie de ladrillo refractario, correspondiente a T_1 en la figura, se encuentra a 1800° F. La máxima temperatura, T_2 , del ladrillo aislante corresponde a 1720° F bajo estas condiciones, y la máxima temperatura del ladrillo común, T_3 , bajo estas condiciones es de 280° F.

Suponga despreciable la resistencia al flujo de calor a través de las interfases entre los ladrillos.

- Calcule el espesor del ladrillo refractario.
- Si el ladrillo común tiene 9in. de espesor, calcule su temperatura final.

Solución:

Calcular Q/A a partir de la información para la primera capa:

$$T_1=1800^{\circ}\text{F} \quad T_2=1720^{\circ}\text{F} \quad k=0.95 \text{ Btu/ft hr } ^{\circ}\text{F} \quad \Delta x=6\text{in.}$$

$$\Delta x = 6/12 \text{ ft}$$

$$\Delta x = 0.5 \text{ ft}$$

$$Q/A = \Delta T k / \Delta x$$

$$Q/A = (1800-1720) \cdot 0.95 / 0.5$$

$$Q/A = 152 \text{ Btu/hr ft}^2$$

Calcular Δx con la información para la segunda capa y Q/A calculado en el punto anterior:

$$T_1=1720^{\circ}\text{F} \quad T_2=280^{\circ}\text{F} \quad k=0.14 \quad Q/A=152$$

$$\Delta x = k \Delta T / (Q/A)$$

$$\Delta x = 0.14 * (1720 - 280) / 152$$

$$\Delta x = 1.33 \text{ ft}$$

Calcular T_{final} para la tercera capa:

$$Q/A = 152 \quad T_1 = 280^\circ\text{F} \quad \Delta x = 9 \text{ in.} \quad k = 0.8$$

$$\Delta x = 9/12 = 0.75 \text{ ft.}$$

$$T_2 = T_1 - [(Q/A) * \Delta x / k]$$

$$T_2 = 280 - [152 * 0.75 / 0.8]$$

$$T_2 = 137.5^\circ\text{F}$$

Problema resuelto por la computadora

Numero de Capas? 1

Calcular: 1)Q 2)Q/A 3)T1 4)T(final) 5)x 6)T
7)Rt/A(equivalente) 8)k(equivalente)

? 2

T1? 1800

T(final)? 1720

K(1)? .95

Espesor de capa (1)? .5

Q/A = 152

Otro calculo: 1)Si 2)No? 1

Numero de Capas? 1

Calcular: 1)Q 2)Q/A 3)T1 4)T(final) 5)x 6)T
7)Rt/A(equivalente) 8)k(equivalente)

? 5

T1? 1720

T(final)? 290

Q/A? 152

K(1)? .14

El espesor de capa = 1.326316

Otro calculo: 1)Si 2)No? 1

Numero de Capas? 1

Calcular: 1)Q 2)Q/A 3)T1 4)T(final) 5)x 6)T
7)Rt/A(equivalente) 8)k(equivalente)

? 4

T1? 290

Q/A? 152

K(1)? .8

Espesor de capa (1)? .75

T(final) = 137.5

Otro calculo: 1)Si 2)No? 2

Problema Propuesto

1) Si para el horno del problema resuelto se quisiera ocupar sólo un tipo de material aislante manteniendo su espesor constante, a) ¿Qué conductividad térmica debería tener ese material?

b) ¿Cuál es la resistencia por unidad de área de este material?

$$a) 0.2355 \text{ Btu/hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

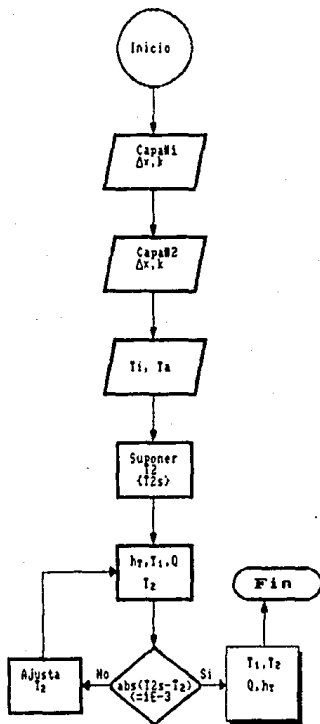
$$b) 10.9375 \text{ (Btu/hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F)}^{-1}$$

Programa # 3-2
 Conducción de Calor a través de Pared Plana Doble Capa
 Influencia de Convección y Radiación
 Arreglo en Serie

```

10 CLS
20 FOR N=1 TO 2
30 PRINT :PRINT TAB(20);"Datos de la capa 0";N
40 PRINT TAB(10);:INPUT "Espesor de capa (in)";L(N)
50 PRINT TAB(10);:INPUT "Conductividad Termica (Btu/h ft^2 F)";K(N)
60 NEXT
70 PRINT:PRINT:PRINT TAB(20);"Temperaturas necesarias":PRINT :PRINT TAB(10);:INP
UT "Temperatura antes de paredes (F)";T1
80 PRINT TAB(10);:INPUT "Temperatura ambiente (F)";TA
81 EX=.001
90 T2=TA+T1/2:A=0:B=0
100 IT=1+IT
110 H=1.525+.00682+ABS(T2-TA)
120 T1= T2+(K(2)/K(2))~1+H*(T2-TA)
130 Q=(T1-TA)/(L(1)/K(1)+L(2)/K(2)+1/H)
140 T2S=TA+Q/L(2):DT=ABS(T2-T2S):SWAP T2,T2S:SWAP T1,A:SWAP Q,B:DT=ABS(T2-T2S):DT1=
ABS(T1-A):DQ=ABS(Q-B)
150 IF DT<=EX AND DT1<=EX AND DQ<=EX THEN 170
160 GOTO 100
170 PRINT:PRINT:PRINT TAB(20) "Solucion"
180 PRINT:PRINT TAB(10);"La temperatura entre capas es: ";T1;"(F)"
190 PRINT TAB(10);"La temperatura en la superficie exterior es: ";T2;"(F)"
200 PRINT TAB(10);"El calor perdido es: ";Q;"(Btu/ft^2)"
210 PRINT TAB(10);"El coeficiente de pelicula y radiacion es: ";H;"(Btu/h ft^2 F
)"
220 PRINT TAB(10);"Despues de ";IT;" iteraciones"
230 PRINT:PRINT:INPUT "Otro calculo: 1)Si 2)No";OP:OP=INT(OP):IF OP<1 OR O
P>2 THEN 230
240 IF OP=1 THEN RUN ELSE END
    
```

Diagrama de Flujo Para el Programa # 3-2



Problema resuelto

Se tiene una pared compuesta por dos capas de aislante. La primera capa, de arcilla térmica, tiene un espesor de 2 pulgadas y una conductividad térmica de $9.0817 \text{ Btu in/h ft}^2\text{°F}$. La segunda capa, de tablarroca ligera, tiene un espesor de 4.5 pulgadas y una conductividad térmica de $1.2541 \text{ Btu in/h ft}^2\text{°F}$. La temperatura en el inicio de aislantes es de 1300°F y la temperatura ambiente es de 80°F .

Calcular:

- La temperatura entre las 2 capas de aislante.
- La temperatura en la superficie exterior del último aislante
- El coeficiente combinado de transferencia de calor por conducción y convección
- El calor transferido por unidad de área

Solución

Del problema se obtienen los datos siguientes:

$$T_1 = 1300\text{°F} \quad T_0 = 80\text{°F}$$

$$x_1 = 2 \text{ pulg.} \quad k_1 = 9.08 \text{ Btu/h(ft}^2\text{/pulg)}\text{°F}$$

$$x_2 = 4.5 \text{ pulg.} \quad k_2 = 1.241 \text{ Btu/h(ft}^2\text{/pulg)}\text{°F}$$

Para utilizar las cantidades en las unidades dadas por el problema:

$$h_T = 1.535 + 0.00582 \{ \{ T_2 - T_0 \} \}$$

$$T_1 = T_2 + (x_2/k_2) * (T_2 - T_0) * h_T$$

$$Q = (T_1 - T_0) / (x_1/k_1 + x_2/k_2 + 1/h_T)$$

$$T_2 = T_0 + Q/h_T$$

por lo que hay que iterar valores de T_2 .

$$1^{\text{a}} \text{ Suposición} \quad T_2 = 80\text{°F}$$

$$h_T = 1.535 + 0.00582 \{ \{ 80 - 80 \} \}$$

$$h_T = 1.535 \text{ Btu/h ft}^2\text{°F}$$

$$T_1 = T_2 + 0$$

$$T_1 = 80^\circ\text{F}$$

$$Q = (1300-80)/(2/9.08 + 4.5/1.24 + 1/1.535)$$

$$Q = 271.07 \text{ Btu/h ft}^2$$

$$T_2 = 80 + 271.07/1.535 = 256.59^\circ\text{F}$$

2ª Suposición

$$T_2=256^\circ\text{F}$$

$$h_t = 1.535 + 0.00582 \parallel 256-80 \parallel$$

$$h_r = 2.556 \text{ Btu/h ft}^2\text{F}$$

$$T_1 = 256 + (3.59 * 2.556 * (256-80))$$

$$T_1 = 1870^\circ\text{F}$$

$$Q = (1220)/(3.8202 + .3912)$$

$$Q = 289.70 \text{ Btu/h ft}^2$$

$$T_2 = 80 + 289.70/2.556 = 193.3^\circ\text{F}$$

3ª Suposición

$$T_2=193^\circ\text{F}$$

$$h_t = 1.535 + 0.00582 \parallel 193-80 \parallel$$

$$h_r = 2.19 \text{ Btu/h ft}^2\text{F}$$

$$T_1 = 193 + (3.59 * 2.19 * 113)$$

$$T_1 = 1081.4^\circ\text{F}$$

$$Q = (1220)/(3.8202 + 1/2.19)$$

$$Q = 285.30 \text{ Btu/h ft}^2$$

$$T_2 = 80 + 285.30/2.19 = 210^\circ\text{F}$$

4ª Suposición

$$T_2=210^\circ\text{F}$$

$$h_t = 1.535 + 0.00582 \parallel 210-80 \parallel$$

$$h_r = 2.2916 \text{ Btu/h ft}^2\text{F}$$

$$T_1 = 210 + (3.59 * 2.19 * 130)$$

$$T_1 = 1279.5^\circ\text{F}$$

$$Q = (1220)/(3.8202 + 1/2.2916)$$

$$Q = 286.60 \text{ Btu/h ft}^2$$

$$T_2 = 80 + 286.60/2.2916 = 205.1^\circ\text{F}$$

5ª Suposición

$$T_2 = 205^\circ\text{F}$$

$$h_c = 1.535 + 0.00582 \left| | 205 - 80 \right|$$

$$h_r = 2.2625 \text{ Btu/h ft}^2\text{F}$$

$$T_1 = 205 + (3.59 * 2.2625 * 125)$$

$$T_1 = 1220.3^\circ\text{F}$$

$$Q = (1220)/(3.8202 + 1/2.2625)$$

$$Q = 286.24 \text{ Btu/h ft}^2$$

$$T_2 = 80 + 286.24/2.2625 = 206.5^\circ\text{F}$$

Como T_2 supesta $\cong T_2$ calculada aceptamos los cálculos como una buena aproximación.

Problema resuelto por la computadora

Datos de la capa # 1

Espesor de capa (in)? 2
Conductividad Termica (Btu/h ft² F)? 9.08

Datos de la capa # 2

Espesor de capa (in)? 4.5
Conductividad Termica (Btu/h ft² F)? 1.241

Temperaturas necesarias

Temperatura antes de paredes (F)? 1300
Temperatura ambiente (F)? 80

Solucion

La temperatura entre capas es: 1237.327 (F)
La temperatura en la superficie exterior es: 205.5752 (F)
El calor perdido es: 284.5343 (Btu/ft²)
El coeficiente de pelicula y radiacion es: 2.263848 (Btu/h ft² F)
Despues de 15 iteraciones

Otro calculo: 11Si 21Mo? 2

Problema Propuesto

Si en el caso del problema resuelto, colocáramos aislantes con conductividades de 16.3 y 1.26 Btu/h ft²*F y espesores de 2 y 4.5 pulgadas respectivamente.

Calcular:

- La temperatura entre las 2 capas de aislante.
- La temperatura en la superficie exterior del último aislante.
- El coeficiente combinado de transferencia de calor por conducción y convección.
- El calor transferido por unidad de área.

$$a) T=1263.37^{\circ}F \quad b) T=209.13^{\circ}F$$

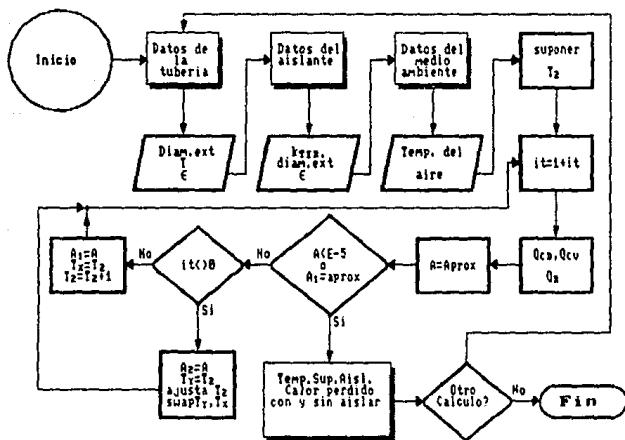
$$c) h_c=2.29 \text{ Btu/h ft}^2 \cdot F \quad d) Q=295.24 \text{ Btu/ft}^2$$

Programa # 3-3
 Conducción En Cilindro
 Influencia de la Convección y Radiación

```

10 APPROX1=1
20 CLS
30 INPUT "Se desea usar: 1)Sistema Internacional 2)Sistema Ingles";OP:OP=INT(OP)
P1:IF OP<1 OR OP>2 THEN 30
40 PRINT :PRINT :PRINT TAB(20);"Datos de la tubería"
50 IF OP=1 THEN INPUT "Diámetro ext.(cm)";D1 ELSE INPUT "Diámetro ext.(in)";D1
60 IF OP=1 THEN INPUT "Temp. (C)";T1 ELSE INPUT "Temp.(F)";T1
70 INPUT "Emissividad";E1
90 PRINT :PRINT :PRINT TAB(20);"Datos del aislante"
90 IF OP=1 THEN INPUT "Conductividad termica media (Kcal/h a K)";KM ELSE INPUT "C
onductividad termica media (Btu/h ft F)";KM
100 IF OP=1 THEN INPUT "Diámetro ext.(cm)";D2 ELSE INPUT "Diámetro ext.(in)";D2
110 INPUT "Emissividad";E
120 PRINT :PRINT :PRINT TAB(20);"Datos del medio ambiente"
130 IF OP=1 THEN INPUT "Temp. del aire (C)";T3 ELSE INPUT "Temp. del aire (F)";T
3
140 IF OP=2 THEN 160
150 T1=T1*1.8+32:T2=T2*1.8+32:D1=D1/2.5:D2=D2/2.5:KM=KM*3.9657/3.28/1.8:K1=K1*3.
9657/3.28/1.8
160 T2=(T1+T3)/2
170 P1=3.141592654*H
180 QCD=2*P1*KM*(T1-T2)/LOG(D2/D1)
190 QCV=.279*((T2-T3)/(D2/12))*.25*(P1*D2/12)+(T2-T3)
200 QR=.173+E*(P1*D2/12)*(((T2+460)/100)**4-((T3+460)/100)**4)
210 APPROX=QCD-QR-QCV
220 IF FINE="SI" THEN RETURN
230 I=I+1:PRINT "iteracion";I:PRINT "iterando"
240 IF (ABS(APPROX)<.00001) OR (APPROX1=APPROX) THEN 290
250 IF I<1 THEN 270
260 APPROX1=APPROX:T1=T2:T2=T2+1:GOTO 190
270 APPROX2=APPROX:T1=T2:T2=T2+1:(APPROX1-APPROX2)/T2=TX-H*APPROX1:SMAP APPROX2,APPR
OX1:SMAP TX,TX
280 GOTO 190
290 PRINT :PRINT :IF OP=2 THEN PRINT TAB(5);"La temperatura en la superficie del
aislante es: T2 = ";T2;"(F)" ELSE PRINT TAB(5);"LA TEMPERATURA EN LA SUPERFICIE
E DEL AISLANTE ES: T2 = ";(T2-32)/1.8;"(C)"
300 PRINT:PRINT:PRINT TAB(20);"Para el caso de tubo aislado"
310 PRINT :IF OP=2 THEN PRINT TAB(5);"El calor perdido es: ";QCD;"(Btu/h ft)" E
LSE PRINT "El calor perdido es: ";QCD/3.9657*3.28;"(kcal/h a)"
320 PRINT:PRINT:PRINT TAB(20);"Para el caso de tubo no-aislado"
330 FINE="SI":SMAP D2,D1:SMAP E1,E:SMAP T2,T1:GOSUB 190
340 QR=QCV+QR
350 PRINT :IF OP=2 THEN PRINT TAB(5);"El calor perdido es: ";QR;"(Btu/h ft)" E
LSE PRINT "El calor perdido es: ";QR/3.9657*3.28;"(kcal/h a)"
360 PRINT:PRINT:PRINT:INPUT "Otro calculo: 1)Si 2)No";OC:OC=INT(OC):IF OC<
1 OR OC>2 THEN 360
370 IF OC=1 THEN RUN ELSE END
    
```

Diagrama de Flujo Para el Programa # 3-3



Problema resuelto

Una tubería de acero ($\epsilon=0.79$) de 3.5 pulgadas de diámetro externo que transporta vapor de 150 psig a 366°F , es aislada con 1 pulgada de aislante de fibra de vidrio ($k=0.028$ Btu/h ft $^\circ\text{F}$), y una cubierta con pintura mate ($\epsilon=0.94$). La temperatura ambiente es de 80°F .

Calcular:

- La pérdida de calor
- La temperatura en la superficie exterior del aislante.
- La pérdida de calor en el mismo tubo sin aislamiento

Solución

Datos del problema:

Tubo no aislado

$$\epsilon=0.79 \quad D_1=3.5 \text{ pulg.} \quad T_1=366^\circ\text{F}$$

Tubo aislado

$$\epsilon=0.94 \quad D_2=5.5 \text{ pulg} \quad k=0.028 \text{ Btu/h ft}^2\text{F}$$

Temperatura ambiente

$$T_3=80^\circ\text{F}$$

$$Q_{cd} = 2\pi k (T_1 - T_2) / \ln(D_2/D_1)$$

$$Q_{cv} = 0.27 [(T_2 - T_3) / (D_2/12)]^{0.25} (\pi D_2/12) (T_2 - T_3)$$

$$Q_r = 0.173 \epsilon (\pi D_2/12) \{ [(T_2 + 460) / 100]^4 - [(T_3 + 460) / 100]^4 \}$$

Este problema se resuelve por iteraciones. La convergencia se logra aproximando la curva de soluciones (T_2 vs Aprox) a una línea recta en intervalos pequeños. La aproximación se calcula de la siguiente manera: $\text{Aprox} = Q_{cd} - Q_{cv} - Q_r$. El ideal buscado es cuando la aproximación tienda a cero. Es importante hacer notar que para utilizar este método es necesario contar con dos cálculos, o suposiciones, antes de proceder a realizar ajustes por medio de

el. Por lo que al contar con una pareja de valores, se puede proceder a suponer un valor de T_2 utilizando el siguiente ajuste:

Con los puntos: (Aprox₁, T₂₁) (Aprox₂, T₂₂)

$$T_2 = T_{21} - m (\text{aprox}_1)$$

Tabla de Suposiciones

# de suposición	T ₂	Q _{ed}	Aprox
1	223	55.66	-488.5
2	213	59.5	-435.26
3	131	91.415	-175.8
4	75.44	113.03	122.81
5	98.3	104.14	58.16
6	118	96.472	-10.343
7	115	97.64	0.57

∴ Se detienen los cálculos, aceptando estos últimos valores

Para el tubo aislado

$$T_2 = 115^\circ\text{F}$$

$$Q = 97.64 \text{ Btu/h ft}$$

Para el tubo sin aislar

$$T_2 \approx T_1$$

$$T_2 = 366^\circ\text{F}$$

$$D_2 = D_1$$

$$D_2 = 3.5 \text{ pulg.}$$

$$Q_{ev} = 396 \text{ Btu/h ft}$$

$$Q_r = 476.5 \text{ Btu/h ft}$$

$$Q = Q_{ev} + Q_r$$

$$Q = 872.5 \text{ Btu/h ft}$$

Problema resuelto por la computadora

Se desea usar: 1) Sistema Internacional 2) Sistema Ingles? 2

Datos de la tubería

Diametro ext.(in)? 3.5
Temp.(F)? 366
Emissividad? .79

Datos del aislante

Conductividad termica media (Btu/h ft F)? .028
Diametro ext.(in)? 5.5
Emissividad? .94

Datos del medio ambiente

Temp. del aire (F)? 80

Iteracion 7

La temperatura en la superficie del aislante es: $T_2 = 115.1707$ (F)

Para el caso de tubo aislado

El calor perdido es: 97.63198 (Btu/h ft)

Para el caso de tubo no-aislado

El calor perdido es: 872.4105 (Btu/h ft)

Otro calculo: 1) Si 2) No? 2

Problema Propuesto

Una tubería de acero ($\epsilon=0.79$) de 3.5 pulgadas de diámetro externo que transporta vapor de 150 psig a 366°F , es aislada con 1 pulgada de aislante de fibra de vidrio ($k=0.028 \text{ Btu/h ft }^{\circ}\text{F}$), y una cubierta con pintura de aluminio al 26% ($\epsilon=0.30$). La temperatura ambiente es de 80°F .

Calcular:

- La pérdida de calor
- La temperatura en la superficie exterior del aislante.
- La pérdida de calor en el mismo tubo sin aislamiento.
- Comparar resultados con los obtenidos en el problema resuelto.

a) 91.55 Btu/h ft b) 130.8°F

c) 872.4 Btu/h ft

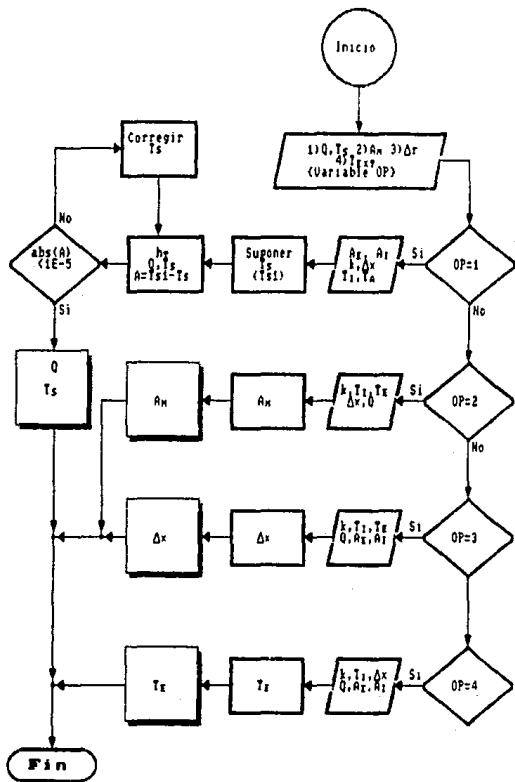
Programa # 3-4
Conducción En Cuerpos de Cualquier Forma

```

10 CLS
20 INPUT "Calcula: 1)Q, Tsup 2)Am 3)Espesor 4)Text(solo conduccion)";OP:OP=INT(
OP):IF OP<1 OR OP>4 THEN 20
30 ON OP GOTO 40,120,170,220
40 INPUT "Area externa (m^2)";AE:INPUT "Area interna (m^2)";AI:A=(AE+AI)/2
50 INPUT "Conductividad termica del cuerpo (kcal/h m K)";K
60 INPUT "Temperatura interna (C)";TI:INPUT "Temperatura ambiente(C)";TE:DT=TI-
E
70 INPUT "Espesor de la pared del cuerpo (m)";DI:TSS=TI-TE
80 HT=(9.74+.07*(TSS-TE))/1.167275
90 Q=DT/(DI/K/A+1/HT/AE):TSC=ABS(Q*DI/K/A-TI):PRINT"Iterando";CLS
100 S=4 TSC, TSS:IF ABS(TSC-TSS)<=.00001 THEN 110 ELSE 80
110 PRINT:PRINT"El calor transferido es: Q=";Q;" (kcal/h)";PRINT:PRINT"La temper
atura en la superficie del aislante es: Ts=";TSS;" (C)";PRINT:PRINT"El coeficien
te superficial es: ht=";HT;" (kcal/h m^2 C)";END
120 INPUT "Conductividad termica del cuerpo (kcal/h m K)";K
130 INPUT "Temperatura interna (C)";TI:INPUT "Temperatura externa (C)";TE:DT=TI-
TE
140 INPUT "Espesor de la pared del cuerpo (m)";DI
150 INPUT "Calor transferido (kcal/h)";Q
160 A=Q/K/DT*DI:PRINT:PRINT"Area media del cuerpo (m^2)";A:END
170 INPUT "Area externa (m^2)";AE:INPUT "Area interna (m^2)";AI:A=(AE+AI)/2
180 INPUT "Conductividad termica del cuerpo (kcal/h m K)";K
190 INPUT "Temperatura interna (C)";TI:INPUT "Temperatura externa (C)";TE:DT=TI-
TE
200 INPUT "Calor transferido (kcal/h)";Q
210 DI=A/Q/K*DT:PRINT:PRINT"Espesor (m)";DI:END
220 INPUT "Temperatura interna (C)";TI
230 INPUT "Espesor de la pared del cuerpo (m)";DI
240 INPUT "Calor transferido (kcal/h)";Q
250 INPUT "Area externa (m^2)";AE:INPUT "Area interna (m^2)";AI:A=(AE+AI)/2
260 INPUT "Conductividad termica del cuerpo (kcal/h m K)";K
270 TE=(DI/A*Q/K)+TI:PRINT:PRINT"Temperatura externa (C)";TE:END
280 END

```

Diagrama de Flujo Para el Programa # 3-4



Problema resuelto

El interior de un equipo (ver figura) está a 150°C y recubierto por una capa de asbesto ($k=0.16 \text{ kcal/h m}^{\circ}\text{C}$) de 2 pulgadas de espesor. La temperatura del aire circundante es de 15°C . ¿Cuánto calor se perderá por conducción, convección y radiación en dicho equipo? Considérese que el calor se pierde por todos lados.

Figura 1-3.1



$$A_m = (A_{\text{interna}} - A_{\text{externa}}) / 2$$

$$A_{\text{interna}} = 2 * \pi * 5 + (2)^2 * \pi / 4 + 1 * \pi * 4 + (1)^2 * \pi / 4 + (2)^2 * \pi / 4 - \pi / 4$$

$$A_{\text{interna}} = 50.26 \text{ m}^2$$

$$A_{\text{externa}} = 54.5672 \text{ m}^2$$

$$A_m = (50.26 + 54.5672) / 2$$

$$A_m = 52.4136 \text{ m}^2$$

$$\text{Suponiendo } T_s = T_i - T_a = 135^{\circ}\text{K}$$

$$ht = 9.74 + 0.07\Delta T$$

$$ht = 19.19 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$ht = 16.44 \text{ kcal/h m}^2\text{K}$$

$$Q = \Delta T / (R_A + R_s) \quad R_A = \Delta x / (k * A_m) \quad R_s = 1 / (ht * A_{\text{ext}})$$

$$R_A = 0.05 / (0.16 * 52.4136) = 0.005962$$

$$R_s = 1 / (16.44 * 54.5672) = 0.001114$$

$$Q = 135 / (0.005962 + 0.001114) = 19076 \text{ kcal/h}$$

Calculando T_s :

$$T_s = Q * R_A - T_i$$

$$T_s = 19076 * .005962 - 150 = 36.26$$

$$T_s(\text{supuesta}) - T_s(\text{calculada}) = 88.74$$

$$88.74 > 1$$

$$\text{Suponiendo } T_s = T_1 - T_a = 36.26^\circ\text{K}$$

$$ht = 9.74 + 0.07\Delta T$$

$$ht = 11.22 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$ht = 9.62 \text{ kcal/h m}^2\text{K}$$

$$Q = \Delta T / (R_A + R_s) \quad R_A = \Delta x / (k * A_m) \quad R_s = 1 / (ht * A_{ext})$$

$$R_A = 0.95 / (0.16 * 52.4136) = 0.005962$$

$$R_s = 1 / (9.62 * 54.5672) = 0.001904$$

$$Q = 135 / (0.005962 + 0.001904) = 17162 \text{ kcal/h}$$

Calculando T_s :

$$T_s = Q * R_A - T_1$$

$$T_s = 17162 * .005962 - 150 = 47.67$$

$$T_s(\text{supuesta}) - T_s(\text{calculada}) = 17.41$$

$$17.41 > 1$$

Después de 4 iteraciones:

$$T_s = 46.24^\circ\text{C} \quad ht = 10.208 \text{ kcal/h m}^2\text{K}$$

$$Q = 17403 \text{ kcal/h}$$

Problema resuelto por la computadora

Calcular: 1) Q , 2) T_s 3) A_m 4) T (solo conduction)?
Area externa (m^2)? 54.5672
Area interna (m^2)? 50.26
Conductividad termica del cuerpo (kcal/h m K)? .16
Temperatura interna (C)? 150
Temperatura ambiente (C)? 15
Espesor de la pared del cuerpo (a)? .05

El calor transferido es: $Q = 17405.99$ (kcal/h)

La temperatura en la superficie del aislante es: $T_s = 46.2221$ (C)

El coeficiente superficial es: $h_t = 10.21657$ (kcal/h m^2 C)

Problema Propuesto

Obtenga el calor ganado a través de una estructura cónica de 10 m de diámetro mayor y 15 m de altura, recubierta con 10cm de ladrillo aislante de $k=0.178\text{kcal/hm}^{\circ}\text{C}$. El interior del silo está a 15°C y la temperatura exterior es de 35°C . El calor se gana solo por los lados.

Se ganan 7395 kcal/h

2. PERDIDA MAXIMA DE CALOR A TRAVES DE AISLANTES

A pesar de que la pérdida de calor es menor mientras más gruesa es la capa de aislante en superficies planas, esto no resulta verídico para aislantes curvos.

Al aumentar el espesor de aislante en una superficie curva, se aumenta también la superficie desde la cual se realiza la transferencia de calor. Si la superficie aumenta a un ritmo mayor que la resistencia térmica, irremediablemente aumentarán las pérdidas de calor.

Como ya sabemos, la resistencia del aislante por unidad de longitud de tubo es:

$$R_A = \frac{1}{2\pi k} \ln \frac{r}{r_i} \quad (3-2.1)$$

y la resistencia del aire por unidad de longitud de tubo es:

$$R_a = 1/[h_i 2\pi r] \quad (3-2.2)$$

La resistencia es un mínimo y el calor es un máximo cuando la derivada de las sumas de la resistencia con respecto al radio r es igual a cero:

$$\begin{aligned} \frac{dR}{dr} = 0 &= \frac{1}{2\pi k} d \ln \frac{r}{r_i} + \frac{1}{h_i 2\pi} d \frac{1}{r} \\ 0 &= \frac{1}{2\pi k r} - \frac{1}{h_i 2\pi r^2} \end{aligned} \quad (3-2.3)$$

En la máxima pérdida de calor:

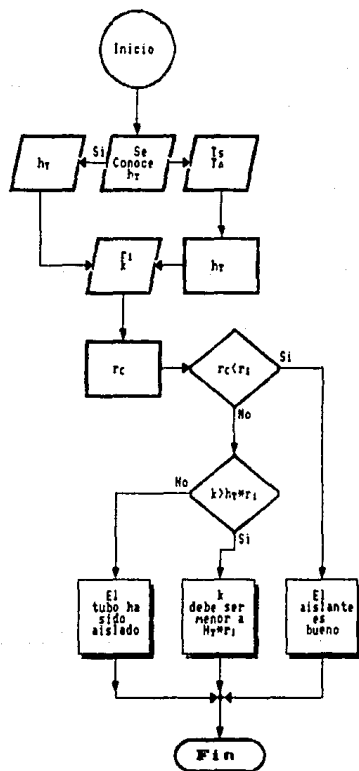
$$\begin{aligned} r &= r_c \\ r_c &= k/h_i \end{aligned} \quad (3-2.4)$$

Es decir, el radio crítico se da cuando éste es igual a la relación de la conductividad térmica del aislante al coeficiente superficial de transferencia de calor. Se debe procurar mantener este radio tan pequeño como sea posible para que el aislante dé como resultado una reducción y no un aumento en la pérdida de calor. Esto se obtiene cuando se usa un material de baja conductividad, de manera que el radio crítico sea menor que el radio de la tubería, o $r_c < r_1$. Si r_c es mayor que el de la tubería, la r_1 del aislante deberá ser mayor que ese valor.

Programa # 3-5
Pérdida Máxima de Calor a Través de Aislantes

```
10 CLS
20 INPUT "Se conoce ht: (1)Si 2)No";OP:IF OP=1 THEN 40
30 PRINT "Coeficiente de transferencia de calor por conveccion y radiacion:";INPUT
  "ht= (kcal/h m2 K)";HT:GOTO 70
40 INPUT "Temperatura en la superficie del tubo aislado (C)";TS
50 INPUT "Temperatura del aire circundante (C)";TA
60 HT=(9.74+.07*ABS(TA-TS))*1.167275
70 INPUT "radio de la seccion transversal de tubo no aislado (m)";R1
80 INPUT "Conductividad termica del aislante elegido (kcal/h m K)";K
90 RC=K/HT
100 PRINT :PRINT TAB(20);"El radio critico es:";PRINT TAB(10);"rc = ";RC;" (m)";
  PRINT
110 IF RC<R1 THEN PRINT TAB(20);"El aislante es bueno"
120 IF K<HT*R1 THEN PRINT "La conductividad termica del aislante debe ser menor
  que ";HT*R1;" (kcal/h m K)"
130 IF K=HT*R1 THEN PRINT TAB(20);"El tubo no ha sido aislado"
```

Diagrama de Flujo Para el Programa # 3-5



Problema resuelto

Es necesario recubrir con aislante una tubería cuyo diámetro exterior es de 1.5 cm. Será conveniente usar como aislante el asbesto si su conductividad térmica, k , es 2.38×10^{-4} cal/s cm °C y si el coeficiente total de transferencia de calor superficial es de 1.9 cal/s m²°C?

Solución:

$$r_1 = 0.015 \text{ m}/2 \quad h_t = 1.9 \text{ cal/s m}^2\text{°C}$$

$$k_{\text{asb}} < h_t r_1$$

$$h_t r_1 = 0.01425 \text{ cal/s m}^2\text{°C}$$

$$h_t r_1 = 1.35 \times 10^{-6} \text{ cal/s cm}^2\text{°C}$$

Como k (asbesto) es mayor que $h_t r_1$, no es conveniente usar el asbesto como aislante. Se debe elegir un material cuya k sea menor que 1.35×10^{-6} cal/s cm²°C.

Problema resuelto por la computadora

Se conoce h_t : 1151 21Wb? l

Coefficiente de transferencia de calor por conveccion y radiacion

$h_t = (\text{kcal}/\text{h m}^2 \text{K})?$ 6.84

radio de la seccion transversal de tubo no aislado (m)? 7.5E-03

Conductividad termica del aislante elegido (kcal/h m K)? .08568

El radio critico es:

$$r_c = 1.252632E-02 \text{ (m)}$$

La conductividad termica del aislante debe ser menor q .0513 (kcal/h m K)

Problema Propuesto

Se requiere aislar una tubería cuyo diámetro exterior es de 6 cm. Se podría elegir cartón prensado ($k=0.22 \text{ kcal/h m } ^\circ\text{C}$) como aislante; sabiendo que $ht=1.9 \text{ cal/s m}^2\text{ } ^\circ\text{C}$?

$$r_c = 3.216E-2$$

k debe ser menor que 0.2052 kcal/h m K

3. ESPESOR OPTIMO DE AISLANTE

3.1 Criterio Económico:

Al aumentar el espesor del aislante la cantidad de calor que sale de una superficie puede decrecer, pero el costo del aislamiento aumenta. El más económico es aquel para el cual la suma del costo anual de pérdidas por calor más el costo de aislamiento anual (depreciación) es mínima.

Espesor óptimo de aislantes en superficies planas:

$$L = \left[\frac{n q k (T_s - T_a)}{A C (10)^6} \right]^{0.5} - \frac{k}{h_t}$$

(3-3.1)

Donde:

L = Espesor económico (m)

n = Tiempo de operación (h/año)

C = Costo del aislante aplicado (\$/m³)

k = Conductividad térmica (kcal/h m °C)

A = Fracción del costo que debe amortizarse por año

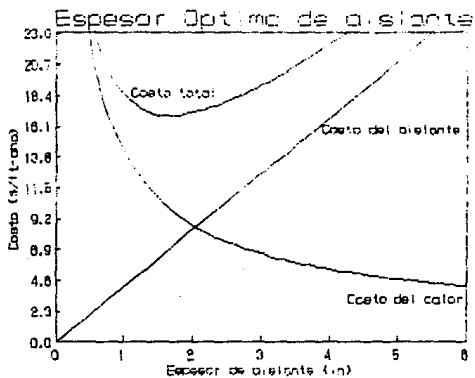
T_s = Temperatura de la superficie sin aislar (°C)

T_a = Temperatura ambiente (°C)

q = Costo del calor perdido (\$/millón de kcal)

h_t = Coeficiente total de convección y radiación (kcal/h m²°C)

Fig. 2.5
Espesor Optimo de Aislante
Para tubería horizontal de 8 pulgadas a 500°F
Con aislante de Silicato de Calcio.



Espesor óptimo en superficies cilíndricas:

$$K_1 = \frac{1}{r_1} \left[\left[\frac{n q k (T_s - T_a)}{A C (10)^d} \right]^{0.5} - \frac{k}{h_i} \right] \quad (3-3.2)$$

Con K_1 la relación r_1/r_2 más económica puede determinarse a partir de:

$$K_1 = r_2/r_1 \ln(r_2/r_1) \quad (3-3.3)$$

Donde:

r_1 = radio interno del aislante

r_2 = radio externo del aislante

3.2 Criterio de pérdida aceptable de calor:

McChesney y McChesney partieron de la relación entre calor perdido por unidad de área de superficie aislada y calor perdido por unidad de área de superficie no aislada, teniendo:

$$\frac{Q_{\text{total}}}{A_{\text{total}}} = F \left[\frac{Q_{\text{no-aisl}}}{A_{\text{no-aisl}}} \right] \quad (3-3.4)$$

En donde F es el porcentaje, expresado en fracción, de la pérdida de calor por unidad de área, en la superficie aislada, con respecto a la pérdida en la superficie no aislada. Partiendo de este concepto, para el caso de una tubería se tiene.

$$r_2 \ln(r_2/r_1) = [kR_p/F] - kR_e \quad (3-3.5)$$

En la mayoría de las ocasiones:

$$R_p/F \gg R_e$$

teniendo entonces que la ec. (2-15.5) se reduce a:

$$r_2 \ln(r_2/r_1) = [kR_p/F] \quad (3-3.6)$$

En donde:

r_1 = Radio nominal de tubo (m)

r_2 = Radio nominal más espesor de aislamiento (m)

R_p = Resistencia térmica de la superficie de tubo no aislada
(h m²°C/kcal)

k = Conductividad térmica del aislante (kcal/h m °C)

Debido a que el espesor es igual a r_2 menos r_1 , teniendo a la mano los valores de k , F y R_p , se puede determinar con rapidez el espesor de una pérdida de calor aceptable.

McChesney y McChesney mostraron que los valores de F están en la cercanía de 3%; y sugieren que el valor de F seleccionado no sea mayor a un 5%, por lo que concluyen proponiendo:

$$3\% \leq F \leq 5\%$$

Los expositores del criterio propusieron, para la evaluación de R_p :

$$R_p^{-1} = 0.27 [(T_1 - T_a) / d_1]^{1/4} + 0.154 E - 8 * (T_1 + 990) [(T_1 + 460)^2 + (T_a + 460)^2]$$

(3-3.7)

En donde:

R_p = Resistencia térmica de la tubería no aislada (h ft²°F/Btu)

T_1 = Temperatura de la pared del tubo (°F)

T_a = Temperatura del medio ambiente (°F)

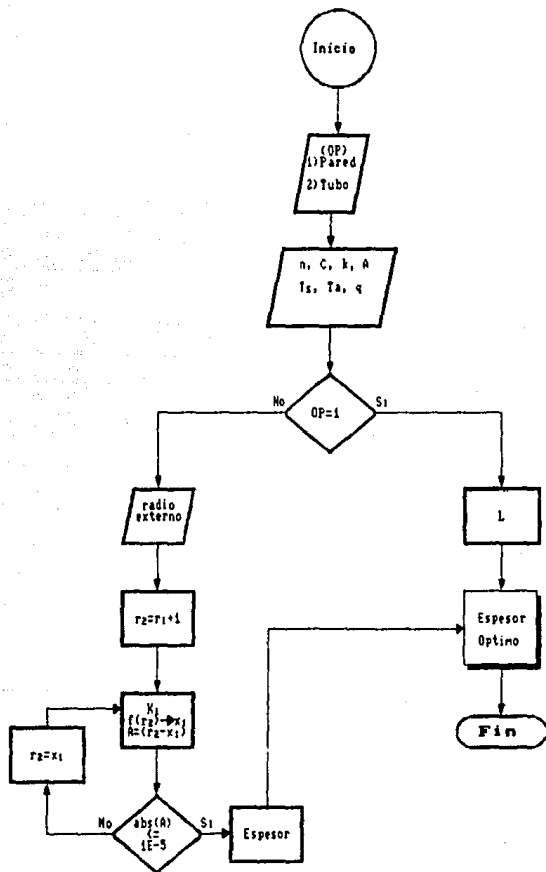
d_1 = Diámetro nominal de la tubería (ft)

Programa # 3-6
 "Espesor Óptimo Económico de Aislante
 En Superficies Planas y Tuberías

```

10 CLS
20 PRINT "Se desea espesor optimo de aislante para:";INPUT " 1)Superficies p
lanas 2)Superficies cilindricas";OP1:CLS:OP1=INT(OP1):IF OP1<1 OR OP1>2 THEN 2
0
30 INPUT "Horas por año de operacion";N
40 INPUT "Costo del aislante aplicado ($/m^3)";C
50 INPUT "Conductividad termica del aislante (kcal/h m K)";K
60 INPUT "Fraccion del costo que debe amortizarse por año";A
70 INPUT "Temperatura de la superficie sin aislar (C)";TS
80 INPUT "Temperatura ambiente (C)";TA
90 INPUT "Costo del calor perdido ($/aillon de kcal)";Q
100 IF OP1=2 THEN 130
110 L=(N*Q*K*(TS-TA)/A/C/1000000!)^*.5
120 PRINT:PRINT TAB(10) "Espesor optimo = ";L;" (m)":GOTO 200
130 INPUT "Radio externo del tubo (m)";R1
140 KI=(N*Q*K*(TS-TA)/A/C/1000000!)^*.5
150 DEF FMT(R2S)=EXP(KI/R2S+LOG(R1))
160 R2S=R1+1
170 XI=FMT(R2S):SMRP R2S,XI
180 COMK=ABS(R2S-XI):IF COMK<=.00001 THEN 190 ELSE 170
190 PRINT:PRINT TAB(10) "Espesor optimo = ";X1-R1;" (m)"
200 INPUT "Otro calculo: 1)Si 2)No";OP2:OP2=INT(OP2):IF OP2<1 OR OP2>2 THEN 200
210 IF OP2=1 THEN RUN ELSE END
  
```

Diagrama de Flujo Para el Programa # 3-6



Problema resuelto

Se va a cubrir una tubería de 3 pulgadas Cd40 con magnesia al 85%. Determine el grueso económico del aislante bajo las siguientes condiciones:

Temperatura del tubo	205°C
Temperatura del aire	21°C
Operación	8 meses al año
Costo del aislante	\$38,000/m ³
Costo del calor perdido	\$238 el millón de kcal

Se debe amortizar el 15% del costo al año

Solución

$$Q = \Delta T / R = \Delta T / [\ln(r_2/r_1) / 2\pi k L] = 2\pi k L \Delta T / \ln(r_2/r_1)$$

$$K_1 = \frac{1}{r_1} \left[\left[\frac{n q k (T_s - T_a)}{A C (10)^d} \right]^{0.5} - \frac{k}{h_1} \right]$$

$$K_1 = r_2 / r_1 \ln(r_2 / r_1)$$

Como el término k/h_1 se puede despreciar debido a su valor tan pequeño con respecto al otro término:

$$r_2 \ln(r_2 / r_1) = \left[\frac{n q k (T_s - T_a)}{A C (10)^d} \right]^{0.5}$$

$$r_2 \ln(r_2 / .04445) = \left[\frac{184 * 238 * 5760 * 0.04}{10^d * 38000 * 0.15} \right]^{0.5}$$

$$r_2 \ln(r_2 / .04445) = 0.4207$$

resolviendo por tanteos:

Si $r_2 = 0.07$	$f(r) = 0.0317$
Si $r_2 = 0.08$	$f(r) = 0.04701$
Si $r_2 = 0.075$	$f(r) = 0.03923$
Si $r_2 = 0.078$	$f(r) = 0.04386$

Si $r_2 = 0.0775$	$f(r) = 0.04308$
Si $r_2 = 0.077$	$f(r) = 0.042306$
Si $r_2 = 0.0765$	$f(r) = 0.04153$
Si $r_2 = 0.0768$	$f(r) = 0.04199$
Si $r_2 = 0.07682$	$f(r) = 0.04202$
Si $r_2 = 0.07683$	$f(r) = 0.04204$
Si $r_2 = 0.076885$	$f(r) = 0.0420746$

$$\therefore r_2 = 0.07685$$

$$\text{espesor} = 0.07685 - 0.04445 = 0.0324\text{m}$$

$$\text{espesor} = 3.25\text{cm} \text{ ó } 1.275\text{pulgadas}$$

Problema resuelto por la computadora

Se desea espesor optimo de aislante para:
1) Superficies planas 2) Superficies cilindricas? 2

Horas por año de operacion? 5760
Costo del aislante aplicado ($\$/m^3$)? 38000
Conductividad termica del aislante (kcal/h m \times 10)? .04
Fraccion del costo que debe amortizarse por año? .15
Temperatura de la superficie sin aislar (C)? 265
Temperatura ambiente (C)? 21
Costo del calor perdido ($\$/millon$ de kcal)? 238
Radio externo del tubo (a)? .04445

Espesor optimo = 3.240412E-02 (a)
Otro calculo: 1) Si 2) No? 2

Problemas Propuestos

1) Determine el espesor más económico del aislante de magnesia al 85% ($k = .04 \text{ kcal/h m}^{\circ}\text{C}$) si la temperatura de la tubería que se va a aislar es de 200°C y la del aire es de 21°C . La tubería tiene un diámetro externo de 3 cm. Se operarán 8 meses al año. El costo del calor es de 3,200 pesos el millón de kcal y se deprecia el 15% anual

Se requieren 3.45 cm de aislante

2) Para aislar una superficie se ha pensado en un aislante con $k = 0.04 \text{ kcal/h m}^{\circ}\text{C}$, el cual cuesta 13,000 pesos el metro cúbico. ¿Cuál debe ser el espesor óptimo del aislante si la temperatura superficial de la pared es de 400°C , mientras que la del aire es de 15°C ? El calor se evalúa a 3,200 pesos el millón de kilocalorías y el aislante dura 2 lustros; además, se ha determinado que el coeficiente combinado de convección y radiación es de $8 \text{ kcal/h m}^2\text{C}$.

Se requieren 57 cm de aislante.

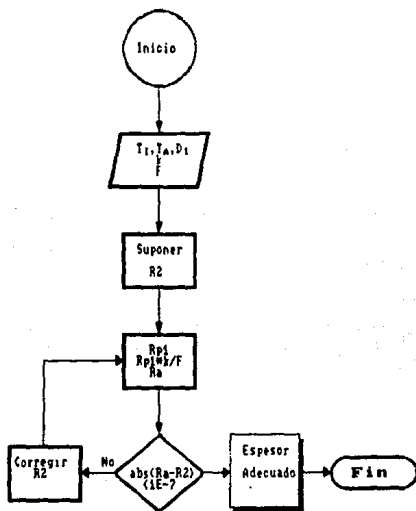
Programa # 3-7
Espesor Optimo para Tuberías
Pérdida Máxima de Calor a Través de Aislantes

```

10 DLS
20 INPUT "Elegir: 1)Sistema Ingles 2)Sistema Internacional";OP:DP=INT(OP):IF OP
<1 OR OP>2 THEN 20
30 ON OP GOTO 40,50
40 INPUT "T1 (F)";T1:INPUT "Tamb (F)";TA:INPUT "Diametro ext. de tubo (")";D1:
INPUT "Conductividad termica (Btu/h ft F)";K1:GOTO 60
50 INPUT "T1 (C)";T1:T1=9/5*(T1-32):INPUT "Tamb (C)";TA:TA=9/5*(TA-32):INPUT "Diamet
ro ext. de tubo (m)";D1:D1=0.1/3048*T1:INPUT "Conductividad termica (kcal/h m C)
";K1:K1=K1*3.9657/3.28/1.8
60 INPUT "F=(perdida de calor de tubería aislada/ pérdida de calor de tubería so
la)";F
70 RP1=.27*((T1-TA)/D1)^.25+1.54E-09*(T1+TA+920)+((T1+460)^2+(TA+460)^2)
80 RNF=K1/F/RP1:PRINT "RNF/F=";RNF
90 RA = D1/2+1
100 R2=EXP(RNF/RA+LOG(D1/2))
110 IF ABS(RA-R2)<=.0000001 GOTO 130 ELSE 120
120 RA=R2:GOTO 100
130 PRINT "R2=";R2
140 E=(R2-D1/2)+12:IF OP=1 THEN PRINT "El espesor adecuado es ";E;" (in)" ELSE
PRINT "El espesor adecuado es ";E*2.5;" (cm)"
150 INPUT "otra F: 1)Si 2)No";L:IF L=1 THEN 60

```

Diagrama de Flujo Para el Programa # 3-7



Problema resuelto

Se tiene una tubería horizontal de 8 pulgadas de diámetro, en aire quieto a 70 °F, que transporta vapor saturado seco a 500 °F. Qué espesor sería recomendable si se desea aislar con CaSi (k=0.0377 Btu/h ft °F)? Resolver para una F=5%

Solución

$$d_1 = 8 \text{ pulg.} = 0.67 \text{ ft} \quad F = 0.05$$

$$T_1 = 500^\circ\text{F} \quad T_2 = 70^\circ\text{F}$$

$$k_1 = 0.0377 \text{ Btu/h ft } ^\circ\text{F}$$

$$R_p^{-1} = 0.27 \left[\frac{T_1 - T_2}{d_1} \right]^{0.25} + 0.154 \cdot 10^{-8} (1490) \cdot (921600 + 280900)$$

$$R_p^{-1} = 4.12 \therefore R_p = 0.243$$

$$kR_p/F = 0.183$$

$$r_2 \ln(r_2/r_1) = kR_p/F$$

$$r_2 \ln(r_2/r_1) = 0.183$$

$$r_2 = \exp(0.183/r_2 + \ln(r_1))$$

Resolviendo iterativamente:

r2 supuesta	r2 calculada
0.335	0.578
0.578	0.460
0.460	0.499
0.500	0.483
0.483	0.489
0.489	0.487
0.487	0.488

por lo que $r_2 \cong 0.488$ pulg.

$$\text{espesor} = r_2 - r_1$$

$$\text{espesor} = 0.488 - 0.335 \therefore \text{espesor} = 0.153 \text{ ft} = 1.84 \text{ plg} = 4.6 \text{ cm}$$

Problema resuelto por la computadora

Elegir: 1) Sistema Ingles 2) Sistema Internacional? 1

T1 (F)? 500

Tamb (F)? 70

Diametro ext. de tubo (ft)? .67

Conductividad termica (Btu/h ft F)? .0377

F=(perdida de calor de tubería aislada/ perdida de calor de tubería sola)? .05

kAp/F= .1830882

r2= .4876439

El espesor adecuado es: 1.831726 (in)

otra F: 1) Si 2) No? 2

Problema Propuesto

1) Se tiene una tubería horizontal de 8 pulgadas de diámetro, en aire quieto a 70°F , que transporta vapor saturado seco a 500°F . Qué espesor sería recomendable si se desea aislar con CaSi ($k=0.0377 \text{ Btu/h ft }^{\circ}\text{F}$)?. Resolver para una $F=3\%$.

$$k_i R_p / F = 0.305 \quad \text{espesor} = 2.87 \text{ pulgadas}$$

2) Se tiene una tubería horizontal de 8 pulgadas de diámetro, en aire quieto a 70°F , que transporta vapor saturado seco a 500°F . Qué espesor sería recomendable si se desea aislar con fibra de vidrio ($k=0.0288 \text{ Btu/h ft }^{\circ}\text{F}$)?. Resolver para una $F=3\%$ y $F=5\%$.

$$\text{para } F=3\% \quad k_i R_p / F = 0.140 \quad \text{espesor} = 1.45 \text{ pulgadas}$$

$$\text{para } F=5\% \quad k_i R_p / F = 0.233 \quad \text{espesor} = 2.25 \text{ pulgadas}$$

CAPITULO IV

CONDUCCION EN REGIMEN TRANSITORIO

1. CONDUCCION EN REGIMEN TRANSITORIO

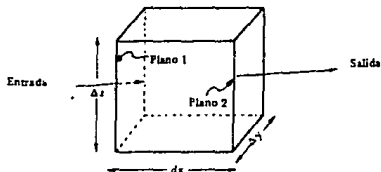
El tema de conducción ha sido tratado hasta ahora considerando los gradientes de temperatura como constantes con el tiempo, es decir, en régimen estacionario. Si el gradiente de temperatura es un función del tiempo, entonces los cálculos se ven complicados al encontrarnos dentro de un nuevo régimen, el régimen transitorio.

La solución de problemas en el régimen transitorio incluyen la variación simultánea de la temperatura con el tiempo y la posición. Las soluciones se obtienen estableciendo las ecuaciones diferenciales parciales que el problema requiera así como indicar las condiciones a la frontera para cada caso particular. Sólo al encontrar la solución a la ecuación diferencial que satisfaga las condiciones de frontera, se puede establecer la distribución de la temperatura con respecto al tiempo.

En el calentamiento o enfriamiento de un medio conductor, la cantidad de energía transferida depende tanto de las resistencias internas como de las superficiales, siendo los casos límites aquellos en los que la resistencia interna es despreciable y aquellos en que la resistencia externa o superficial lo es. Ambos casos se tomarán en cuenta así como aquel más general en el que ambas resistencias son importantes.

Ecuación Fundamental a Régimen Transitorio

El régimen transitorio se caracteriza por el cambio de las propiedades con respecto al tiempo, lo cual se debe a la acumulación. Aplicando esto a un cuerpo como el de la figura:



La entrada de calor por conducción sería:

$$Q = -kA \frac{dT}{dx} \quad (4.1)$$

En el plano 1 esto es:

$$Q_1 = -k\Delta y\Delta z \left[\frac{dT}{dx} \right]_1 \quad (4.2)$$

La salida en el plano 2 estará dada por:

$$Q_2 = -k\Delta y\Delta z \left[\frac{dT}{dx} \right]_2 \quad (4.3)$$

en donde $\left[\frac{dT}{dx} \right]_2$ es el gradiente en el plano 2, que es diferente al del plano 1 en el régimen transitorio.

La acumulación de energía es el aumento de ésta en el volumen por unidad de tiempo:

$$\text{Acumulación} = \frac{d}{dt} (\rho C_p T \Delta x \Delta y \Delta z) \quad (4.4)$$

teniendo entonces el balance de energía:

$$Q_1 - Q_2 = \frac{d}{dt} (\rho C_p T \Delta x \Delta y \Delta z)$$

$$-k\Delta y\Delta z \left[\frac{dT}{dx} \right]_1 + k\Delta y\Delta z \left[\frac{dT}{dx} \right]_2 = d/d\theta (\rho C_p T \Delta x \Delta y \Delta z)$$

6

$$-k \left(\frac{dT}{dx} \right)_1 + k \left(\frac{dT}{dx} \right)_2 = d(\rho C_p T / d\theta) / dx$$

(4.5)

En el término del lado izquierdo de la ecuación, T es función de x, pero en el lado derecho lo es de θ . Para indicar esto se usan diferenciales parciales:

$$-k \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_1 + k \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_2 = \partial(\rho C_p T / \partial \theta) / dx$$

(4.6)

Así pues, los flujos de calor en los dos planos pueden relacionarse por medio de:

$$k \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_2 = k \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_1 + \partial / \partial x [k \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)] dx$$

$$Q_2 = Q_1 + \partial / \partial x Q dx$$

Pudiéndose decir entonces que:

$$-k \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_1 + k \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_2 + \partial / \partial x [k \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)] dx = \partial(\rho C_p T / \partial \theta) / dx$$

de donde:

$$\partial / \partial x [k \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)] dx = \partial(\rho C_p T / \partial \theta) / dx$$

(4.7)

Si k es constante:

$$k \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{\partial(\rho C_p T)}{\partial \theta}$$

(4.8)

Si se define la difusividad térmica como:

$$\alpha = k / (\rho C_p)$$

(4.9)

la ecuación para flujo transitorio de calor por conducción será:

$$\partial T / \partial \theta = \alpha \left[\partial^2 T / \partial x^2 \right]$$

(4.10)

Si el transporte por conducción no se efectúa solamente en el eje x sino también en el z y en el y, la ecuación sería:

$$\partial T / \partial \theta = \alpha [\partial^2 T / \partial x^2 + \partial^2 T / \partial y^2 + \partial^2 T / \partial z^2]$$

es decir:

$$\partial T / \partial \theta = \alpha \nabla^2 T$$

(4.11)

Por medio del análisis dimensional se puede deducir que las soluciones de las ecuaciones a régimen transitorio están en función de los siguientes grupos adimensionales:

Módulo de cambio de temperatura:

$$\frac{T_s - T}{T_s - T_0}$$

Módulo o número de Fourier:

$$Fo = \frac{\alpha \theta}{x_1^2}$$

Módulo o número de Biot:

$$Bi = \frac{x_1 h}{k}$$

Módulo de posición:

$$\frac{x}{x_1}$$

o sea:

$$\frac{T_s - T}{T_s - T_0} = f \left[\frac{\alpha \theta}{x_1^2}, \frac{x_1 h}{k}, \frac{x}{x_1} \right]$$

en donde:

T_s = Temperatura en la superficie

T_0 = Temperatura inicial

T = Temperatura final

α = Difusividad térmica

θ = Tiempo

x_1 = distancia máxima que tiene que recorrer el calor al atravesar un cuerpo. Distancia desde el plano central a cualquier punto.

x = Posición en donde se quiere obtener la T . Distancia desde el plano central a cualquier punto.

h = Coeficiente superficial de transferencia de calor.

k = Conductividad térmica

Calentamiento o enfriamiento de un cuerpo con alta
conductividad térmica:

Si la conductividad térmica es alta, la resistencia interna a la transferencia de energía puede suponerse despreciable. Esta situación límite se obtiene fácilmente cuando el cuerpo tiene una gran área superficial comparada con su volumen. Un proceso en el cual la resistencia interna se ignora y el proceso de transferencia de energía se expresa en términos de la resistencia controlante superficial se conoce como proceso de calentamiento newtoniano.

La solución para este caso (es decir si $Biot < 0.1$) suele ser del tipo:

$$\frac{T_s - T_a}{T_o - T_a} = \exp \left[- \frac{h A \theta}{\rho C_p V} \right]$$

(4.12)

donde:

T_a = Temperatura del medio ambiente

V = Volumen del cuerpo

A = Área de transferencia de calor

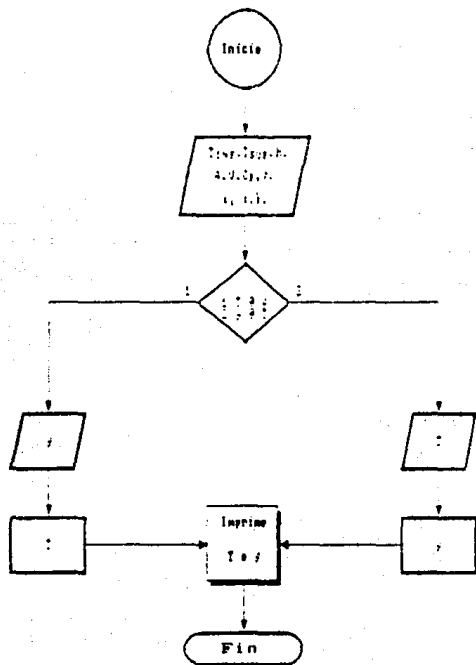
Programa # 4-1
Calentamiento o Enfriamiento de Un Cuerpo Con
Alta Conductividad Térmica

```

10 CLS:PRINT "Se desea calcular:";PRINT TAB(10);*1) La temperatura despues de un
  tiempo";PRINT TAB(10);*2) El tiempo para lograr una temperatura";INPUT OP1:OP1=
  INT(OP1):IF OP1<1 OR OP1>2 THEN 10
20 INPUT "Temperatura ambiente (C)";TA:INPUT "Temperatura inicial en la superfic
  ie (C)";Ti
30 INPUT "Coeficiente superficial de transferencia de calor (kcal/hr^2C)";h
40 INPUT "Area de transferencia (m^2)";A:INPUT "Volumen del cuerpo (m^3)";V
50 INPUT "Capacidad calorifica a presion constante (Cp) (kcal/kgC)";CP
60 INPUT "Densidad (kg/m^3)";D:INPUT "Distancia del plano cen-tral a la superfici
  e (m)";z:INPUT "Conductividad termica (kcal/hmC)";K
70 BI=H*A*I/K:PRINT " Biot = ";BI:IF BI>.1 THEN 150
80 IF OP1=1 THEN INPUT "Tiempo deseado (h)";TD
90 IF OP1=2 THEN INPUT "Temperatura deseada (C)";T
100 ON OP1 GOTO 110,130
110 T=EXP(-H*A*A*TD/D/CP/V)*(Ti-TA)+TA
120 PRINT "La temperatura despues de ";TD;" h) es ";T:END
130 TD=LOG((T-TA)/(Ti-TA))/D*CP*V/H/A
140 PRINT "El tiempo necesario para lograr ";T;" grados es ";TD;" h)";END
150 PRINT "El problema no es soluble por este metodo";END

```

Diagrama de Flujo Para El Programa # 4-1



Problema Resuelto

Una esfera de cobre de 10 cm de diámetro que tiene una temperatura de 150°C se sumerge en aceite a 25°C de temperatura. Después de 20 minutos de estar sumergida en el fluido, ¿cuál será la temperatura de la esfera si el coeficiente superficial es de 25 kcal/h m²°C?

Solución

Como el cobre posee una conductividad térmica muy alta, puede suponerse que Bi sea 0.1, y es posible tratar el problema como un enfriamiento de un cuerpo con alta conductividad.

$$\frac{T_s - T_a}{T_o - T_a} = \exp \left[- \frac{h A \theta}{\rho C_p V} \right]$$

$$Bi = \frac{x_1 h}{k}$$

Datos necesarios:

$$h = 25 \text{ kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$k = 327 \text{ kcal/h m } ^\circ\text{C}$$

$$\rho = 8900 \text{ kg/m}^3$$

$$r = x_1 = 0.05 \text{ m}$$

$$C_p = 0.092 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$$

$$Bi = 25 \cdot 0.05 / 327$$

$$Bi = 0.0038$$

$$\frac{T_s - 25}{150 - 25} = \exp \left[- \frac{-25 \cdot 20 / 60}{0.0166 \cdot 0.092 \cdot 8900} \right]$$

$$T_s = 92.708 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Problema resuelto por la computadora

Se desea calcular:

- 1) La temperatura despues de un tiempo
- 2) El tiempo para lograr una temperatura

? 1

Temperatura ambiente (C)? 25

Temperatura inicial en la superficie (C)? 150

Coficiente superficial de transferencia de calor (kcal/hr²C)? 25

Area de transferencia (m²)? .031416

Volumen del cuerpo (m³)? .0005236

Capacidad calorifica a presion constante (Cp) (kcal/kgC)? .092

Densidad (kg/m³)? 8900

Distancia del plano central a la superficie (a)? .05

Conductividad termica (kcal/hmC)? 527

Biot = 3.82263E-03

Tiempo deseado (h)? .333334

La temperatura despues de .333334 (h) es 92.87466

Problema Propuesto

Una esfera de cobre de 10 cm de diámetro que tiene una temperatura de 200°C se sumerge en aceite a 15°C de temperatura. Después de 8 minutos de estar sumergida en el fluido, ¿cuál será la temperatura de la esfera si el coeficiente superficial es de $40 \text{ kcal/h m}^2\text{C}^{\circ}$?

$$T = 140^{\circ}\text{C}$$

Calentamiento de un cuerpo con resistencia superficial
despreciable»

En este caso la temperatura de la superficie T_s es constante con respecto al tiempo y su valor es esencialmente igual a la temperatura ambiente, T_a .

La solución para una placa es del tipo:

$$\frac{T_s - T_a}{T_o - T_a} = \sum_{i=1}^{i=\infty} \frac{-2(-1)^i}{[(2i-1)/2]\pi} \exp \{-[(2i-1)\pi/2]^2 Fo\} \cos\{(2i-1)/2\} \pi n$$

en donde:

$$Fo = \frac{k\theta}{C_p \rho x_s^2} \quad \text{y} \quad n \text{ es el módulo de posición}$$

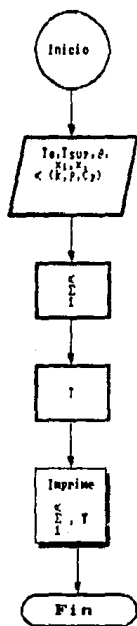
Programa # 4-2
Calentamiento de Un Cuerpo Con
Resistencia Supeficial Despreciable

```

10 CLS:ERO=0:ERD1=0:SE=0
20 DEF FMS(I)=-2*(-1)^(2*I-1)/(2*I-1)/PI)*EXP(-(2*I-1)*PI/2)^2*FNF(TI))*COS((2*I-1)
)/2*PI*(N)
30 DEF FMT(T)=(TS-T)/(TS-T0)
40 DEF FNF(TI)=ALFA*TI/XI^2
50 PI= 3.1416
60 INPUT "Temperatura inicial (C)";T0:INPUT "Temperatura en la superficie (C)";T
S
70 INPUT "Tiempo (h)";TI:INPUT "Distancia del plano central a la superficie";XI:
INPUT "Distancia del plano central al punto (m)";X0:R=X0/XI:INPUT "Se conoce la
difusividad termica: 1)SI 2)NO";OP2:IF OP2<1 AND OP2>2 THEN 80
80 IF OP2=2 THEN 100
90 INPUT "Difusividad Termica (m^2/h)";ALFA:GOTO 110
100 INPUT "Conductividad termica (kcal/h m C)";K:INPUT "Densidad (kg/m^3)";RO:IN
PUT "Conductividad termica Cp (kcal/kg C)";CP:ALFA= K/RO/CP
110 I=1
120 Y=Y+FMS(I):CLS:PRINT "ITERANDO"
130 IF ABS(Y-ERI)<=.00001 THEN 160
140 I=I+1
150 I=I+1:ERI=Y:GOTO 120
160 T=(Y*(TS-T0)+TS)
170 PRINT"La temperatura despues de ";TI;"(h)";" es ";T
180 END

```

Diagrama de Flujo Para el Programa # 4-2



Problema Resuelto

Se pretende curar una placa de hule de 2 cm de grueso a 145°C. Si la placa está inicialmente a 20°C y se aplica el calor en ambas superficies, encuentre la temperatura en el centro de la placa después de 0.681 horas. Se puede suponer que las superficies alcanzan los 145°C tan pronto como empieza el curado y se mantienen a esa temperatura durante el proceso. La difusividad térmica $\alpha = k/\rho C_p$ del hule es de $2.6047 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$

Solución:

$$\frac{T_s - T_\alpha}{T_o - T_\alpha} = \sum_{i=1}^{i=\infty} \frac{-2(-1)^i}{[(2i-1)/2]\pi} \exp\{-[(2i-1)\pi/2]^2 F_o\} \cos\{(2i-1)/2\} \pi n$$

en donde:

$$F_o = \frac{k\theta}{C_p \rho n x^2} \quad \text{y} \quad n \text{ es el módulo de posición}$$

evaluando la suma:

$$\sum_{i=1}^{i=\infty} \frac{-2(-1)^i}{[(2i-1)/2]\pi} \exp\{-[(2i-1)\pi/2]^2 F_o\} \cos\{(2i-1)/2\} \pi n$$

se tiene que:

$$\frac{T_s - T_\alpha}{T_o - T_\alpha} \cong 0.016$$

$$\frac{T_\alpha - T_s}{T_\alpha - T_o} = \frac{145 - T_s}{145 - 20}$$

$$T_s = 143^\circ\text{C}$$

Problema resuelto por la computadora

Temperatura inicial (C)? 20
Temperatura en la superficie (C)? 145
Tiempo (h)? .681
Distancia del plano central a la superficie? .01
Distancia del plano central al punto (m)? 0
Se conoce la difusividad termica: 1151 2/No? 1
Difusividad Termica (m²/h)? 2.6047E-04

ITERANDO

La temperatura despues de .681 (h) es 142.9999

Problema Propuesto

Una placa de acero de 28 cm de grueso tiene inicialmente una temperatura de 400°C . De improviso ambas caras se mantienen a una temperatura de 35°C . El acero tiene una densidad de 7835 kg/m^3 , una capacidad calorífica de $0.13 \text{ kcal/kg}^{\circ}\text{C}$ y una conductividad térmica de $37 \text{ kcal/h m}^{\circ}\text{C}$. Se desea predecir la temperatura en el centro de la placa a los 10 minutos si el coeficiente total de transferencia en la superficie es despreciable.

$$T = 200^{\circ}\text{C}$$

Calentamiento de un cuerpo con resistencia interna y externa

Este es el caso más generalizado de procesos con transferencia de calor por conducción a régimen no permanente. Las soluciones deben satisfacer la ecuación de Fourier, que para una sola dimensión es:

$$\frac{\partial T}{\partial \theta} = a \frac{\partial^2 T}{\partial x^2}$$

En este caso las variaciones de temperatura con respecto al tiempo deben satisfacer las condiciones iniciales, de simetría y las condiciones en la frontera:

$$T = T_0 \quad \text{en } \theta = 0$$

$$\partial T / \partial x = 0 \quad \text{en el centro del cuerpo}$$

$$-\partial T / \partial x = (t - T_0)h/k \quad \text{en la superficie}$$

Las soluciones que se obtienen al resolver las ecuaciones de transferencia de calor cuando las resistencias internas y externas son importantes son del tipo:

a) Placa infinita con temperatura inicial uniforme.

$$\frac{T - T_0}{T_0 - T_0} = 2 \sum_{n=1}^{n=\infty} \frac{\text{sen } B_n \cos(B_n[x/x_1])}{B_n + \text{sen } B_n \cos B_n} \exp \left[-B_n^2 \frac{k\theta}{\rho c_p x_1^2} \right] \quad (4.13)$$

Los tres primeros valores de B_n , o sea B_1 , B_2 y B_3 , se dan al resolver las tres primeras raíces de la ecuación:

$$B = [hx_1/k] \cot B \quad (4.14)$$

En el centro $x=0$ y \cos de $B_n x/x_1 = \cos(0) = 1$

b) Cilindro de longitud infinita con temperatura inicial uniforme.

$$\frac{T_w - T}{T_w - T_s} = \frac{2}{r_s} \sum_{n=1}^{n=\infty} \frac{J_0(B_n r/r_s)}{[1 + (k B_n / h r_s)^2] [B_n / r_s] J_1(B_n)} \exp \left[-B_n^2 \frac{k\theta}{\rho C_p r_s^2} \right] \quad (4.15)$$

en donde B para $n = 1, 2, 3$ se encuentra como raíz de:

$$(h r_s / k) J_0(B) = B J_1(B) \quad (4.16)$$

$J_0(B)$ es la función de Bessel de orden cero de B y $J_1(B)$ es la función de Bessel de primer orden de B.

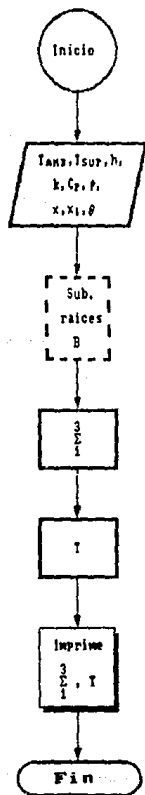
$$J_n(B) = x^n \sum_{m=0}^{\infty} \frac{(-1)^m x^{2m}}{2^{2m+n} m! (n+m)!} \quad (4.17)$$

Programa # 4-3
 Calentamiento o Enfriamiento de Un Cuerpo Con
 Resistencia Interna y Externa
 Placa Infinita con Temperatura Inicial Uniforme

```

10 CLS:REM Placa infinita con temperatura inicial uniforme
20 DEF FNS(N)=SIN(B(N))*COS(B(N)*X/II11/(B(N))+SIN(B(N))*COS(B(N))*EXP(-(B(N))^2)
+FD)
30 INPUT "Temperatura ambiente (C)";TA:INPUT "Temperatura en la superficie (C)";
TS:INPUT "Coeficiente superficial de transferencia de calor (kcal/h m^2 C)";H
70 INPUT "Conductividad termica (kcal/h m C)";K:INPUT "Capacidad calorifica Cp (
kcal/kg C)";CP:INPUT "Densidad (kg/m^2)";RD:INPUT "DISTANCIA DEL PLANO CENTRAL A
LA SUPERFICIE (M)";X11:INPUT "DISTANCIA DEL PLANO CENTRAL AL PUNTO EN ESTUDIO (
M)";X
80 INPUT "Tiempo considerado (h)";TI:FD=K*TI/CP/RD/II11^2
90 GOSUB 150
100 FOR U=1 TO 3
110 SUM=SUM+FNS(U)
120 NEXT
130 SUM=2*SUM:PRINT "(Tinf-T)/(Tinf-Temp) = ";SUM
131 T=TA-(TA-TS)*SUM
132 PRINT "La temperatura despues del tiempo considerado es: ";T; "(C)
140 END
150 H=H*II11/K
160 FOR U=1 TO 3
170 DEF FNF(M,B)=M*(1/TAN(B)-B)
180 READ A,B:GOTO 190
190 GOSUB 370
200 IF S<0 THEN 220
210 X1=A:GOTO 350
220 IF T<0 THEN 250
230 X1=B
240 GOTO 350
250 X(1+5)=A
260 X(1-5)=B
270 X1=(X(0)+X(2))/2
280 F=SEM(FNF(M,X1))
290 IF F=0 THEN 350
300 X(1+F)=X1
310 IF ABS(X(0)-X(2))<E THEN 350
320 GOTO 270
330 PRINT "La raiz es b = ",X1:B(U)=X1
340 STOP
350 PRINT "La raiz es b = ",X1:B(U)=X1
360 NEXT:IF U=4 THEN RETURN
370 S=SEM(FNF(M,A))
380 T=SEM(FNF(M,B))
390 IF S+T<0 THEN 480
400 L=B-A
410 FOR I=1 TO 1000
420 X1=A+L*MMO
430 IF S+SEM(FNF(M,X1))>0 THEN 460
440 B=X1
450 GOTO 480
460 NEXT
470 PRINT "No hay raices" 166
480 RETURN
490 END
500 DATA .0001,.5708,5.1416,4.7124,6.2832,10.9956
    
```

Diagrama de Flujo Para el Programa # 4-3



Problema Resuelto

Determine la temperatura central en una lata de acero de 10 cm de alto y 3.5 de radio a los 45 minutos de haber sido calentada con vapor a 116°C. La lata está inicialmente a 30°C y contiene puré de chicharo. La conductividad térmica del puré de chicharo es de 0.71 kcal/h m °C, el C_p es de 0.91 kcal/kg °C, la densidad $\rho = 1091 \text{ kg/m}^3$ y el coeficiente de transferencia de calor del vapor es 3267 kcal/h m²°C.

Solución

La lata se comporta como un cilindro finito, por lo cual recibe calor por los lados y por las tapas. Además, en este caso las resistencias internas y externas son importantes.

$$\left[\frac{T_{\infty}-T}{T_{\infty}-T_s} \right]_{\text{cil}} + \left[\frac{T_{\infty}-T}{T_{\infty}-T_s} \right]_{\text{plac}} = \left[\frac{T_{\infty}-T}{T_{\infty}-T_s} \right]_{\text{cil finito}}$$

Los datos de $\left[\frac{T_{\infty}-T}{T_{\infty}-T_s} \right]$ se pueden obtener de las gráficas de Gunev-Lurie.

Para el caso de la placa infinita:

$$X = k\theta / (\rho C_p x_1^2) = 0.214$$

$$\left[\frac{T_{\infty}-T}{T_{\infty}-T_s} \right]_{\text{placa}} = 0.72$$

en la línea central $n=0$

$$m = k / (hx_2) = 4.346 \times 10^{-3}$$

$$1/m = Bi = 230$$

Para el caso del cilindro infinito:

$$X = k\theta / (\rho C_p r_1^2) = 1.75$$

en la línea central $n=0$

$$Bi = hL/k = hR/(2k) = 80$$

$$\left[\frac{T_{\infty} - T}{T_{\infty} - T_s} \right]_{\text{inf}}^{\text{cl}} = 0.14$$

$$\left[\frac{T_{\infty} - T}{T_{\infty} - T_s} \right]_{\text{inf}}^{\text{cl}} * \left[\frac{T_{\infty} - T}{T_{\infty} - T_s} \right]_{\text{inf}}^{\text{plac}} = \left[\frac{T_{\infty} - T}{T_{\infty} - T_s} \right]_{\text{fin}}^{\text{pl}}_{\text{fin}}$$

$$\left[\frac{T_{\infty} - T}{T_{\infty} - T_s} \right]_{\text{fin}}^{\text{pl}} = 0.72 * 0.14$$

$$(116 - T) / (116 - 30) = 0.1008$$

$$T = 107.33^{\circ}\text{C}$$

Problema resuelto por la computadora

Para la resolución se requiere del programa siguiente para complementar la solución proporcionada por "Placa Infinita con Temperatura Inicial Uniforme"

Programa # 4-4
Calentamiento o Enfriamiento de Un Cuerpo Con
Resistencia Interna y Externa
Cilindro Infinito con Temperatura Inicial Uniforme

```

5 DEF FNS(N)=J0(N)*EXP(-B(N)**2*K1*TI/RD/CP/R1**2)/(1+K1**2*B(N)**2/HI**2/R1**2)/B(N)*
R1/J1(N)
10 CLS: REM Cilindro de longitud infinita con temperatura inicial uniforme
20 INPUT "Distancia desde el plano central a la superficie (m)";R1:INPUT "Distancia desde el plano central al punto estudiado (m)";R
30 INPUT "Conductividad termica (kcal/h m C)";K1:INPUT "Coeficiente superficial de transferencia de calor (kcal/h m^2 C)";HI:INPUT "Densidad del material (kg/m^3)";RO
40 INPUT "Capacidad calorifica Cp (kcal/kg C)";CP
50 INPUT "Tiempo deseado (h)";TI
60 NU=R/R1:M=H1+R1/K1:PRINT:PRINT" ITERANDO!!!!":PRINT
70 GOSUB 1000
80 YA="ya"
82 FOR G=1 TO 3:I=B(G)*NU:GOSUB 1410
90 NEXT
100 FOR B=1 TO 3:I=B(G):GOSUB 1460
110 NEXT
120 FOR M=1 TO 3:SUM=SUM+FNS(N):NEXT
130 SUM=SUM*2/R1:PRINT "(Tinf-T)/(Tinf-Tsup) = ";SUM
140 INPUT "Temperatura ambiente (C)";TA:INPUT "Temperatura superficial (C)";TS
150 T=TA-SUM*(TA-TS):PRINT "La temperatura en el punto y tiempo seleccionados es ";PRINT TAB(10);T = "T"; (C)":END
1000 REM
1010 FOR U=1 TO 3
1020 DEF FNF(M,B)=M*J0/J1-B
1030 S=0:READ A,B1E=.00001
1040 IF U<3 THEN END
1050 GOSUB 1240
1060 IF S<0 THEN 1090
1070 /Z?
1080 I1=H:GOTO 1220
1090 IF T<0 THEN 1120
1100 I1=B
1110 GOTO 1220
1120 I1(+S)=A
1130 I1(-S)=B
1140 I1=(X(0)+X(2))/2:I1=I1:GOSUB 1400
1150 F=S*(FNF(M,I1))
1160 IF F=0 THEN 1220
1170 I1(+F)=X1
1180 IF ABS (X(0)-I(2))<E THEN 1220
1190 GOTO 1140
1200 B(U)=I1
1210 STOP
1220 B(U)=I1
1230 NEXT:IF U=4 THEN RETURN

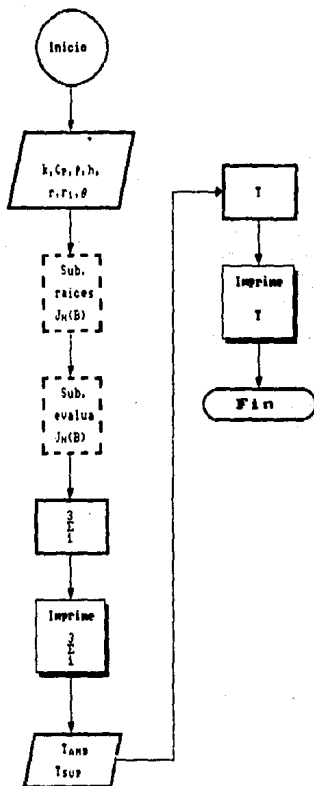
```

```

1240 I=A:GOSUB 1400
1250 S=SEN(FNF(N,A))
1260 X=B:GOSUB 1400
1270 T=SEN(FNF(N,B))
1280 IF S*T<=0 THEN 1370
1290 L=B-A
1300 FOR I=1 TO 1000
1310 XI=A+L*FND:XI=I:GOSUB 1400
1320 IF S=SEN(FNF(N,XI))>0 THEN 1350
1330 B=XI
1340 GOTO 1370
1350 NEXT
1360 PRINT "No hay raíces":FQ=5:IF FQ=5 THEN END
1370 RETURN
1380 END
1390 DATA .0001,2.41,3.9,5.6,7.1,8.7
1400 REM funciones de Bessel
1410 J0=1:K=1:M=1:J=1:H=0
1420 J0=J0+(X/2)^(2*M)*(-1)^M/(M*J)^2
1430 IF ABS(H-J0)<=.00001 THEN 1450
1440 J=M*J:M=M+1:H=J0:GOTO 1420
1450 J(5)=J0:IF YM="ya" THEN RETURN
1460 J1=X/2:K=1:M=1:J=1:H=1
1470 J1=J1+X/2*(X/2)^(2*M)*(-1)^M/(M*J)*((M+1)*H)
1480 IF ABS(H2-J1)<=.00001 THEN 1500
1490 J=M*J:H=(M+1)*H:M=M+1:H2=J1:GOTO 1470
1500 J1(5)=J1:RETURN

```

Diagrama de Flujo Para el Programa # 4-4



Problema resuelto por la computadora

Temperatura ambiente (C)? 116
Temperatura en la superficie (C)? 30
Coeficiente superficial de transferencia de calor (kcal/h m² C)? 3267
Conductividad termica (kcal/h m C)? .71
Capacidad calorifica Cp (kcal/kg C)? .91
Densidad (kg/m³)? 1091
DISTANCIA DEL PLANO CENTRAL A LA SUPERFICIE (M)? .05
DISTANCIA DEL PLANO CENTRAL AL PUNTO EN ESTUDIO (M)? 0
Tiempo considerado (h)? .75
La raíz es b= 1.563993
La raíz es b= 4.691979
La raíz es b= 7.820037
(Tinf-T)/(Tinf-Tsup) = .749564
La temperatura despues del tiempo considerado es: 51.5375 (C)

Nota: El resultado anterior fue obtenido con el programa # 4-3

Distancia desde el plano central a la superficie (m)? .035
Distancia desde el plano central al punto estudiado (m)? 0
Conductividad termica (kcal/h m C)? .71
Coeficiente superficial de transferencia de calor (kcal/h m² C)? 3267
Densidad del material (kg/m³)? 1091
Capacidad calorifica Cp (kcal/kg C)? .91
Tiempo deseado (h)? .75

ITERANDO!!!!

(Tinf-T)/(Tinf-Tsup) = .1313695
Temperatura ambiente (C)?

Nota: Multiplicando ambos resultados de (Tinf-T)/(Tinf-Tsup) tenemos:

$$0.749564 * 0.1313695 = 9.846984E-02$$

por lo que despejando T tenemos:

$$T = 116 - (116 - 30) * 9.846984E-02$$

$$T = 107.5316 \text{ (C)}$$

Problema Propuesto

Determine la temperatura en el centro de un cilindro de gran longitud, de arcilla, de 10 cm. de diámetro, si se introdujo a 20°C en un horno que está a 300°C y ha permanecido en él durante 20 minutos.

Propiedades de la arcilla:

$$\rho = 1450 \text{ kg/m}^3 \quad C_p = 0.21 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C} \quad k = 1.1 \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C}$$

$$h = 1000 \text{ kcal/h m}^2\text{ } ^\circ\text{C}$$

La temperatura es de 268.85°C

CAPITULO V

CONVECCION NATURAL

1. CONVECCION NATURAL

La convección es la transferencia de calor mediante el movimiento de un fluido. La convección se lleva a cabo porque un fluido en movimiento intercambia energía con otro cuerpo.

En 1701 Newton definió el calor transferido desde la superficie de un sólido a un fluido en movimiento por:

$$Q = h A(T_s - T) \quad (S-1.1)$$

En donde h es el coeficiente de convección, T_s es la temperatura de la superficie del sólido y T la temperatura media del fluido.

En el caso de la convección natural, el movimiento del fluido se debe a la diferencia de densidades que se presentan en el fluido como resultado de una diferencia de temperatura.

No obstante que el coeficiente de transferencia de calor en convección natural es relativamente bajo en comparación con el de convección forzada, muchos aparatos y dispositivos dependen de este modo de transferencia de calor para su correcto funcionamiento. Tal es el caso de los radiadores para calefacción, el sistema de enfriamiento en los transformadores eléctricos, tuberías y equipo expuesto al aire. Además hay que remarcar que todos los equipos expuestos al aire pierden o ganan calor por este mecanismo.

2. GRUPOS ADIMENSIONALES EN TRASFERENCIA DE CALOR

Mediante un análisis dimensional se puede demostrar que los grupos adimensionales que controlan la transferencia de calor en

convección natural son:

$$N_{Pr} = C_p \mu / k \quad (5-2.1)$$

El número de Prandtl caracteriza la relación entre las propiedades de viscosidad y conductividad térmica del fluido.

$$N_{Gr} = [\beta g \rho^2 L^3 \Delta T] / \mu^2 = [\beta g L^3 \Delta T] / \nu^2 \quad (5-2.2)$$

El número de Grashof relaciona las fuerzas de rozamiento, inercia y flotación debidas a la diferencia de densidades entre los distintos puntos del flujo no isotérmico.

$$N_{Nu} = h L / k \quad (5-2.3)$$

El número de Nusselt relaciona la transferencia de calor por convección con relación a la transferencia de calor por conducción, en donde:

L = Longitud de la superficie (m)

D = Diámetro del cuerpo (m)

ρ = Densidad del fluido (kg/m³)

k = Conductividad térmica del fluido (kcal/s m °C)

μ = Viscosidad dinámica del fluido (kg/m s)

C_p = Capacidad calorífica (kcal/kg °C)

g = Aceleración de la gravedad (m/s²)

ΔT = Diferencia de temperaturas (K)

h = Coeficiente de transferencia de calor por convección natural (kcal/h m² °C)

β = Coeficiente de expansión térmica (K⁻¹)

ν = Viscosidad cinemática

En general los grupos se combinan dando correlaciones del tipo:

$$Nu = f(Gr, Pr)$$

Las propiedades del fluido se calculan a:

$$T_{\text{medio}} = \frac{T_{\text{fluido}} + T_{\text{pared}}}{2} \quad (5-2.4)$$

3. CORRELACIONES MAS USADAS

Paredes Verticales:

En el caso de convección natural de calor desde una superficie vertical a un fluido:

si $(Gr Pr) < 10^4$

$$Nu = 1.36 [(Gr Pr)]^{1/4} \quad (5-3.1)$$

si $10^4 < (Gr Pr) < 10^9$

$$Nu = 0.59 [(Gr Pr)]^{1/4} \quad (5-3.2)$$

si $10^9 < (Gr Pr) < 10^{12}$

$$Nu = 0.13 [(Gr Pr)]^{1/3} \quad (5-3.3)$$

Placas Horizontales:

Para placas calientes con la cara hacia arriba o placas frías con la cara hacia abajo:

Rango Laminar $10^5 < (Gr Pr) < 2 \cdot 10^7$:

$$Nu = 0.54 [Gr Pr]^{1/4} \quad (5-3.4)$$

Rango Turbulento $2 \cdot 10^7 < (Gr Pr) < 3 \cdot 10^8$:

$$Nu = 0.14 [Gr Pr]^{1/3} \quad (5-3.5)$$

Par planos calientes con la cara hacia abajo o planos fríos con la cara hacia arriba:

Rango Laminar $3 \cdot 10^5 < (Gr Pr) < 3 \cdot 10^{10}$:

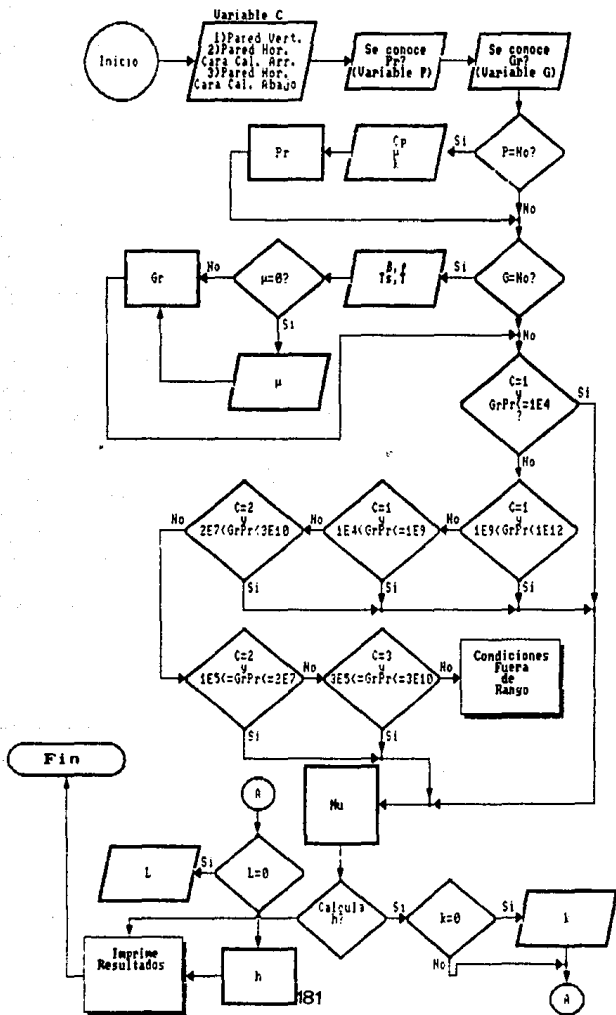
$$Nu = 0.27 [Gr Pr]^{1/4} \quad (5-3.6)$$

Programa # 5-1
 Coeficiente de Transferencia de Calor por Convección Natural
 Paredes Verticales y Placas Horizontales

```

10 CLS:MU=0:PRINT "Se desean Calcular:";PRINT " 1)Paredes Verticales";PRINT " 2
1)Placas Horizontales Calientes cara arriba o Frias cara abajo";PRINT " 3)Placas
Horizontales Calientes cara abajo o Frias cara arriba";INPUT C:C=INT(C):IF C<1 O
R C>3 THEN 10
20 IF GR<0 THEN 110
30 INPUT "Se conoce el numero de Prandtl: 1)Si 2)No";P
40 INPUT "Se conoce el numero de Grashof: 1)Si 2)No";G
50 P=INT(P);G=INT(G)
60 IF (P<1 OR P>2) OR (G<1 OR G>2) THEN 30
70 IF P=2 THEN GOTO 330
80 INPUT "Numero de Prandtl";PR
90 IF G=2 THEN GOTO 340
100 INPUT "Numero de Grashof";GR
110 IF C=1 AND GR<PR<10000 THEN MU=1.36*(GR/PR)^(1/6)
120 IF C=1 AND (GR/PR)>1E+09 AND GR/PR<=1E+12 THEN MU=.13*(GR/PR)^(1/3)
130 IF C=1 AND (GR/PR)>10000 AND GR/PR<=1E+09 THEN MU=.59*(GR/PR)^(1/4)
140 IF C=1 AND MU=0 THEN 320
150 IF C=1 THEN 230
160 IF C=2 AND (GR/PR)>2E+07 AND GR/PR<=3E+10 THEN MU=.14*(GR/PR)^(1/3)
170 IF C=2 AND (GR/PR)>100000 AND GR/PR<=2E+7 THEN MU=.54*(GR/PR)^(1/4)
180 IF C=2 AND MU=0 THEN 320
190 IF C=2 THEN 230
200 IF C=3 AND (GR/PR)>300000 AND GR/PR<=3E+10 THEN MU=.27*(GR/PR)^(1/3)
210 IF C=3 AND MU=0 THEN 320
220 IF C=3 THEN 230
230 PRINT:PRINT ;PRINT " El valor del numero de Grashof es";PRINT TAB(20);"Gr
=";GR
240 PRINT:PRINT ;PRINT " El valor del numero de Prandtl es";PRINT TAB(20);"Pr
=";PR
250 PRINT:PRINT ;PRINT " El valor del numero de Nusselt es";PRINT TAB(20);"Nu
=";MU
260 PRINT "Se desea calcular el valor del coeficiente de transferencia de calor
por:";PRINT "conveccion natural 1)Si 2)No";INPUT OP:OP=INT(OP):IF OP<1 OR OP>2 TH
EN 260
270 IF OP=2 THEN 370
280 IF K=0 THEN INPUT "Conductividad termica (kcal/s m C)";K
290 IF L=0 THEN INPUT "Longitud de placa (m)";L
300 H= MU*K/L:PRINT:PRINT "El coeficiente de transferencia de calor por conveccio
n natural es";PRINT TAB(20);"h = ";h;" (kcal/s m^2 C)"
310 GOTO 370
320 PRINT:PRINT "El rango de las correlaciones no abarca este caso";END
330 INPUT "Calor especifico (Cp) (kcal/kg C)";CP:INPUT "Viscosidad (kg/m s)";VIS
:INPUT "Conductividad termica (kcal/s m C)";K:PR=CP*VIS/K:GOTO 90
340 INPUT "Coeficiente de expansion termica (X^-1)";BETA:G=9.810001:INPUT "Densi
dad (kg/m^3)";RO:INPUT "Longitud de placa (m)";L:INPUT "Temperatura de la placa
(C o K)";TS:INPUT "Temperatura media del fluido (C o K)";T
350 IF VIS=0 THEN INPUT "Viscosidad (Kg/m s)";VIS
360 GR=BETA*G*RO^2*L^3*(TS-T)/VIS^2:GOTO 110
370 INPUT "Otro Calculo con mismas propiedades: 1)Si 2)No";OC:OC=INT(OC):IF OC<
1 OR OC>2 THEN 370
380 IF OC=1 THEN 10 ELSE END
    
```

Diagrama de Flujo para el Programa # 5-1



Problema Resuelto

Calcule el coeficiente de transferencia de calor por convección que se puede esperar cuando el aire a 25°C se pone en contacto con una superficie caliente a 92°C y si la superficie cuenta con 1m de altura.

Solución:

Temperatura de la película:

$$T_f = (92+25)/2 = 58.5^\circ\text{C}$$

Constantes del aire a 58.5°C:

$$\mu = 1.95 \text{ E-5 kg/m s} \quad C_p = 0.255 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$$

$$\rho = 1.059 \text{ kg/m}^3 \quad k = 6.7 \text{ E-6 kcal/s m } ^\circ\text{C}$$

$$\beta = 1/T \text{ para gases ideales} = 1/331.5 = 3.0166 \text{ E-3 K}^{-1}$$

$$Gr = [\beta g \rho^2 L^3 \Delta T] / \mu^2$$

$$Gr = [3.0166 \text{ E-3} * 9.81 * (1.059)^2 * (1)^3 * 67] / (1.95 \text{ E-5})^2$$

$$Gr = 5.85 \text{ E+9}$$

$$Pr = C_p \mu / k$$

$$Pr = 0.255 * 1.95 \text{ E-5} / 6.7 \text{ E-6}$$

$$Pr = 0.74$$

$$Gr * Pr = 5.85 \text{ E+9} * 0.74 = 4.33 \text{ E+9}$$

Para este caso:

$$Nu = 0.13 (Gr Pr)^{1/3}$$

$$Nu = 0.13 * (4.33 \text{ E+9})^{1/3}$$

$$Nu = 211.89$$

$$h = Nu * k / L$$

$$h = 211.89 * 6.7 \text{ E-6} / 1 = 1.42 \text{ E-3 kcal/s m}^2\text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h = 5.11 \text{ kcal/h m}^2\text{ } ^\circ\text{C}$$

Problema resuelto por la computadora

Se desean Calcular:

- 1) Paredes Verticales
 - 2) Placas Horizontales Calientes cara arriba o Frias cara abajo
 - 3) Placas Horizontales Calientes cara abajo o Frias cara arriba
- ? 1

Se conoce el numero de Prandtl: 1) Si 2) No? 2

Se conoce el numero de Grashof: 1) Si 2) No? 2

Calor especifico (Cp) (kcal/kg C)? .255

Viscosidad (kg/m s)? .000195

Conductividad termica (kcal/s m C)? .0000067

Coefficiente de expansion termica (K⁻¹)? .0030166

Densidad (kg/m³)? 1.059

Longitud de placa (a)? 1

Temperatura de la placa (C o K)? 92

Temperatura media del fluido (C o K)? 25

El valor del numero de Grashof es

$$Gr = 5.84769E+09$$

El valor del numero de Prandtl es

$$Pr = .7421641$$

El valor del numero de Mussett es

$$Mu = 212.0499$$

Se desea calcular el valor del coeficiente de transferencia de calor por conveccion natural 1) Si 2) No

? 1

El coeficiente de transferencia de calor por conveccion natural es:

$$h = 1.420735E-03 \text{ (kcal/s m}^2 \text{ C)}$$

Otro Calculo con misas propiedades: 1) Si 2) No? 2

Problemas Propuestos

Una pared vertical tiene una temperatura de 66°C y está en contacto con aire a 10°C y a la presión de 1atm. Determine el coeficiente de transferencia de calor si la pared tiene 30cm de altura.

El coeficiente es de $5.11 \text{ kcal/h m}^2\text{C}$

Esferas:

Para una esfera de diámetro D se usa la correlación de Froessling para calcular el $Nu = h D/k$, en función del diámetro:

si $Gr^{1/4} Pr^{1/3} > 200$:

$$Nu = 2 + 0.6 Gr^{1/4} Pr^{1/3} \quad (5-3.7)$$

si $Gr^{1/4} Pr^{1/3} < 200$:

Entonces se desprecia la convección libre para un fluido sin movimiento :

$$Nu = 2 \quad (5-3.8)$$

Cilindros (Tubos) Verticales:

La transferencia de calor desde tubos verticales se obtiene con el $Nu = h D_o/k$, en función del diámetro externo :

Para $10^3 < (Gr Pr) < 10^9$:

$$Nu = 0.59 (Gr Pr)^{1/4} \quad (5-3.9)$$

Si se presenta turbulencia $10^9 < Gr Pr < 10^{12}$ entonces :

$$Nu = 0.13 (Gr Pr)^{1/3} \quad (5-3.10)$$

Cilindros (Tubos) Horizontales:

La transferencia de calor desde tubos horizontales se obtiene con el $Nu = h D_o/k$, en función del diámetro externo, para un solo tubo :

Si $(Gr Pr) < 10^3$

$$Nu = 1.09 (Gr Pr)^{1/4} \quad (5-3.11)$$

Para $10^4 < (Gr Pr) < 10^9$:

$$Nu = 0.53 (Gr Pr)^{1/4} \quad (5-3.12)$$

Si $(Gr Pr) > 10^9$:

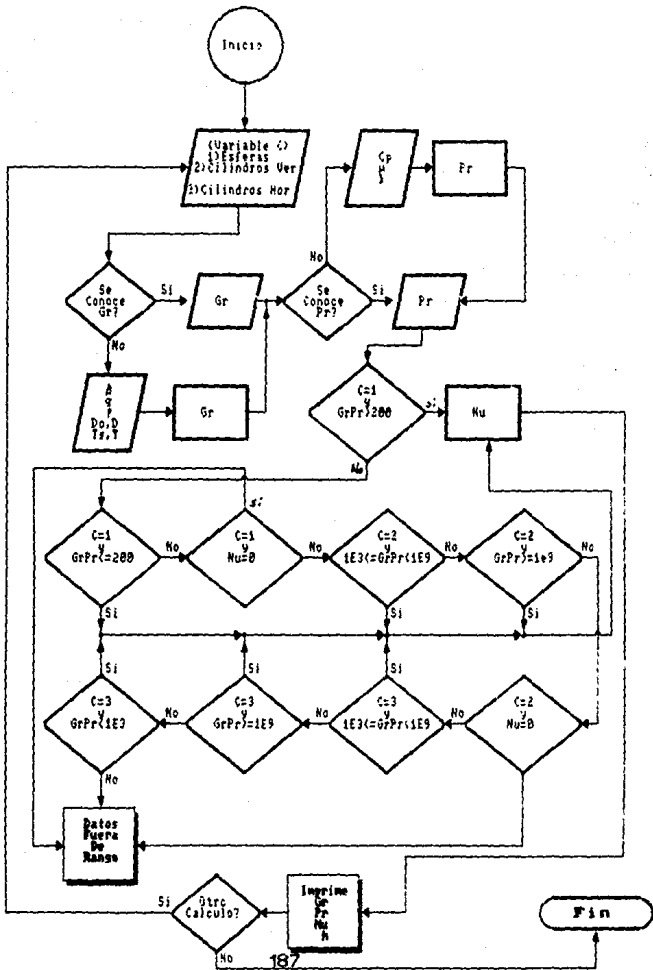
$$Nu = 0.13 (Gr Pr)^{1/3} \quad (5-3.13)$$

Programa # 5-2
 Coeficiente de Transferencia de Calor por Convección Natural
 Esferas, Tubos Verticales y Tubos Horizontales

```

10 CLS:MU=0:PRINT "Se desean Calcular:":PRINT " 1)Esferas":PRINT " 2)Cilindros
Verticales":PRINT " 3)Cilindros Horizontales":INPUT C:C=INT(C):IF C<1 OR C>3 THE
N 10
20 IF GR<>0 THEN 110
30 INPUT "Se conoce el numero de Prandtl: (1)Si 2)No":P
40 INPUT "Se conoce el numero de Grashof: (1)Si 2)No":G
50 P=INT(P):G=INT(G)
60 IF (P<1 OR P>2) OR (G<1 OR G>2) THEN 30
70 IF P=2 THEN GOTO 340
80 INPUT "Numero de Prandtl":PR
90 IF G=2 THEN GOTO 350
100 INPUT "Numero de Grashof":GR
110 IF C=1 AND GR<PR<200 THEN MU=2+.6*GR*.25*PR^(1/3)
120 IF C=1 AND GR<PR<200 THEN MU=2
130 IF C=1 AND MU=0 THEN 330
140 IF C=1 THEN 240
150 IF C=2 AND (GR<PR)=1000! AND GR<PR<(1E+09) THEN MU=.59*(GR*PR)^(1/4)
160 IF C=2 AND (GR<PR)=1E+09 AND GR<PR<(1E+12) THEN MU=.13*(GR*PR)^(1/3)
170 IF C=2 AND MU=0 THEN 330
180 IF C=2 THEN 240
190 IF C=3 AND (GR<PR)=1000! AND GR<PR<(1E+09) THEN MU=.53*(GR*PR)^(1/4)
200 IF C=3 AND GR<PR)=1E+09 THEN MU=.13*(GR*PR)^(1/3)
210 IF C=3 AND GR<PR<1000! THEN MU=1.09*(GR*PR)^(1/6)
220 IF C=3 AND MU=0 THEN 330
230 IF C=3 THEN 240
240 PRINT:PRINT:PRINT " El valor del numero de Grashof es":PRINT TAB(20);"G"
=";GR
250 PRINT:PRINT:PRINT " El valor del numero de Prandtl es":PRINT TAB(20);"Pr
=";PR
260 PRINT:PRINT:PRINT " El valor del numero de Nusselt es":PRINT TAB(20);"Nu
=";MU
270 PRINT "Se desea calcular el valor del coeficiente de transferencia de calor
por:":PRINT"conveccion natural: (1)Si 2)No":INPUT OP:OP=INT(OP):IF OP<1 OR OP>2 TH
EN 270
280 IF OP=2 THEN 380
290 IF K=0 THEN INPUT "Conductividad termica (kcal/s m C)":K
300 IF L=0 THEN INPUT "Diametro externo (m)":L
310 H=MU*K/L:PRINT:PRINT"El coeficiente de transferencia de calor por conveccio
n natural es":PRINT TAB(20);"h =" ;H;" (kcal/s m^2 C)"
320 GOTO 380
330 PRINT:PRINT"El rango de las correlaciones no abarca este caso":END
340 INPUT "Calor especifico (cp) (kcal/kg C)":CP:INPUT "Viscosidad (kg m s)":VIS
:INPUT "Conductividad termica (kcal/s m C)":K:PR=CP*VIS/K:GOTO 90
350 INPUT "Coeficiente de expansion termica (1/T) (K^-1)":BETA:G=9.810001:INPUT
"Densidad (kg/m^3)":RO:INPUT "Diametro externo (m)":L:INPUT "Temperatura de la s
uperficie (C o K)":TS:INPUT "Temperatura media del fluido (C o K)":T
360 IF VIS=0 THEN INPUT "Viscosidad (Kg/m s)":VIS
370 GR=BETA*G*RO^2*L^3*(TS-T)/VIS^2:GOTO 110
380 INPUT "Otro Calculo con mismas propiedades: (1)Si 2)No":OC:OC=INT(OC):IF OC<
1 OR OC>2 THEN 380
390 IF OC=1 THEN 10 ELSE END
    
```

Diagrama de Flujo para el Programa # 5-2



Problema Resuelto

Estime las pérdidas de calor debidas a la convección libre por unidad de longitud desde una tubería horizontal de 6 pulgadas de diámetro externo, si la superficie está a 92°C y el aire está a 25°C y 1 atm.

Solución:

Del problema resuelto para el programa #12:

$$Gr = [9.81 * (1.059)^2 * 67 * (0.1524)^3 * 3.0166 E^{-11} / (1.95 E^{-5})^2]$$

$$Gr = 2.07 E+7$$

$$Pr = 0.255 * 1.95 E^{-5} / 6.7 E^{-6}$$

$$Pr = 0.74$$

$$Gr * Pr = 1.53 E+7$$

Para este caso:

$$Nu = 0.53 [Gr Pr]^{0.25}$$

$$Nu = 0.53 * [1.53 E+7]^{0.25}$$

$$Nu = 33.15$$

$$h = Nu * k / D_o$$

$$h = 33.15 * 6.7 E^{-6} / 0.15$$

$$h = 1.48 E^{-3} \text{ kcal/s m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h = 5.33 \text{ kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Problema resuelto por la computadora

Se desean Calcular:

- 1) Esferas
- 2) Cilindros Verticales
- 3) Cilindros Horizontales

? 3

Se conoce el numero de Prandtl: 1) Si 2) No? 2

Se conoce el numero de Grashof: 1) Si 2) No? 2

Calor especifico (Cp) (kcal/kg C)? .255

Viscosidad (kg/s)? .0000195

Conductividad termica (kcal/s m C)? .0000067

Coefficiente de expansion termica (1/T) (K^-1)? .0030166

Densidad (kg/m^3)? 1.059

Diametro externo (m)? .15

Temperatura de la superficie (C o K)? 92

Temperatura media del fluido (C o K)? 25

El valor del numero de Grashof es

$$Gr = 1.973394E+07$$

El valor del numero de Prandtl es

$$Pr = .7821641$$

El valor del numero de Nusselt es

$$Nu = 32.78803$$

Se desea calcular el valor del coeficiente de transferencia de calor por conveccion natural 1) Si 2) No

? 1

El coeficiente de transferencia de calor por conveccion natural es:

$$h = 1.464532E-03 \text{ (kcal/s m}^2 \text{ C)}$$

Otro Calculo con mismas propiedades: 1) Si 2) No? 2

Problemas Propuestos

Determinar las pérdidas de calor por convección en una tubería de vapor vertical no aislada, de 10cm de diámetro y 4m de altura, si la temperatura de la superficie está a 170°C y la del aire a 30°C .

Se pierden *1336.88 kcal/h*

4. ECUACIONES SIMPLIFICADAS PARA LA CONVECCION NATURAL DEL AIRE

En el caso especial de la convección natural desde un cuerpo caliente al aire, las ecuaciones de flujo laminar se simplifican, ya que:

$$Nu = C [Gr Pr]^{1/4}$$

o

$$h = C' [\Delta T / L]^{1/4} k [\beta g \rho^2 C_p / \mu k]^{1/4}$$

sobre un gran rango de temperaturas, el grupo $k [\beta g \rho^2 C_p / \mu k]^{1/4}$ permanece constante, así que el coeficiente h se puede obtener por medio de relaciones del tipo:

$$h = C'' [\Delta T / L]^{1/4}$$

Planos verticales y Cilindros verticales:

Para $10^0 < (Gr Pr) < 10^{12}$ ó $L > 0.4$ m.:

$$h = 1.127 (\Delta T)^{1/3} \quad (5-4.1)$$

Para $10^4 < (Gr Pr) < 10^9$ ó $L < 0.4$ m.:

$$h = 1.217 (\Delta T / L)^{0.25} \quad (5-4.2)$$

Cilindros horizontales:

Para $10^3 < (Gr Pr) < 10^9$:

$$h = 1.133 (\Delta T / D_o)^{0.25} \quad (5-4.3)$$

Para $10^0 < (Gr Pr) < 10^{12}$:

$$h = 1.06768 \Delta T^{1/3} \quad (5-4.4)$$

Placas calientes con la cara hacia arriba o placas frías con la cara hacia abajo:

Para régimen turbulento y $2 \cdot 10^7 < (Gr Pr) < 3 \cdot 10^{10}$:

$$h = 1.305 \Delta T^{1/3} \quad (5-4.5)$$

Para régimen laminar y $10^5 < (Gr Pr) < 2 \cdot 10^7$:

$$h = 1.133 (\Delta T/L)^{0.25} \quad (5-4.6)$$

Placas frías con la cara hacia arriba o placas calientes con la cara hacia abajo:

Para régimen turbulento y $3 \cdot 10^5 < Gr Pr < 3 \cdot 10^{10}$

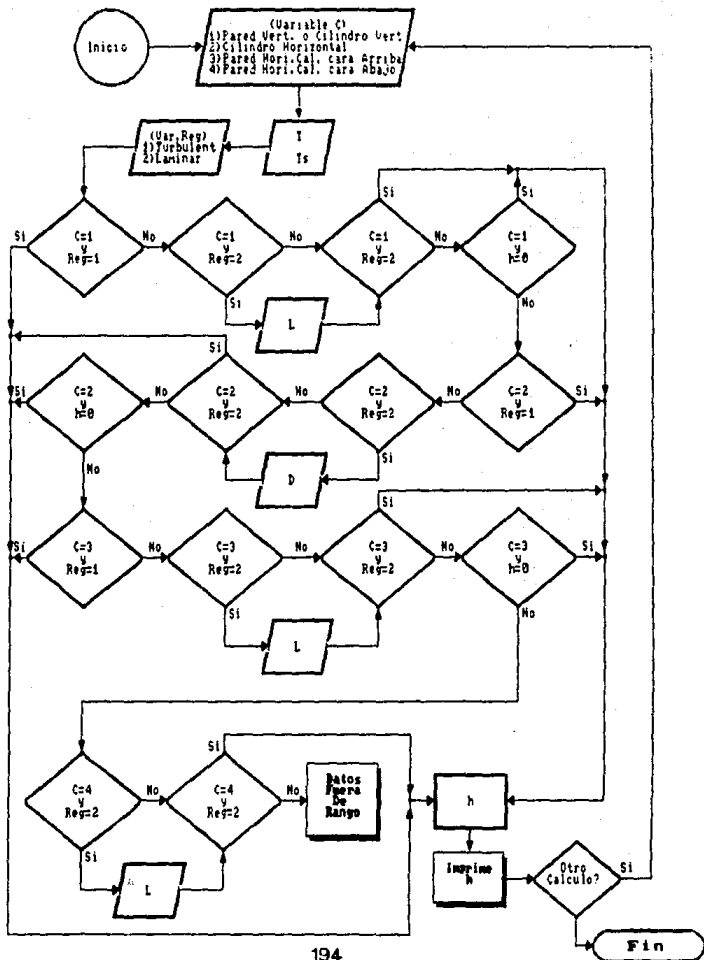
$$h = 0.5035 (\Delta T/L)^{0.25}$$

Programa # 5-3
 Coeficiente de Transferencia de Calor por Convección Natural
 Ecuaciones Simplificadas Para Aire

```

10 CLS:H=0:PRINT "Se desean calcular:";PRINT " 1)Paredes Verticales o Cilindros
Verticales";PRINT " 2)Cilindros Horizontales";PRINT " 3)Placas Horizontales Cali
ntes cara arriba o Frias cara abajo"
20 PRINT " 4)Placas Horizontales Calientes cara abajo o Frias cara arriba":INPUT
C:C=INT(C):IF C<1 OR C>4 THEN 10
30 INPUT "Temperatura en la superficie del cuerpo (C o K)";TS:INPUT "Temperatura
en el seno del fluido (C o K)";T
40 INPUT "Se trabaja en: 1)Region Turbulenta 2)Region Laminar";REG
50 IF C=1 AND REG=1 THEN H=1.127*ABS(TS-T)^(1/3)
60 IF C=1 AND REG=2 THEN INPUT "longitud del cuerpo (a)";L
70 IF C=1 AND REG=2 THEN H=1.217*(ABS(TS-T)/L)^(.25)
80 IF C=1 AND H=0 THEN 250
90 IF C=1 THEN 240
100 IF C=2 AND REG=1 THEN H=1.06748*ABS(TS-T)^(1/3)
110 IF C=2 AND REG=2 THEN INPUT "Diámetro del cilindro (a)";L
120 IF C=2 AND REG=2 THEN H=1.133*(ABS(TS-T)/L)^(.25)
130 IF C=2 AND H=0 THEN 250
140 IF C=2 THEN 240
150 IF C=3 AND REG=1 THEN H=1.305*ABS(TS-T)^(1/3)
160 IF C=3 AND REG=2 THEN INPUT "Longitud de la superficie (a)";L
170 IF C=3 AND REG=2 THEN H=1.133*(ABS(TS-T)/L)^(1/4)
180 IF C=3 AND H=0 THEN 250
190 IF C=3 THEN 240
200 IF C=4 AND REG=2 THEN INPUT "longitud de la superficie (a)";L
210 IF C=4 AND REG=2 THEN H=.5035*(ABS(TS-T)/L)^(.25)
220 IF C=4 AND H=0 THEN 250
230 IF C=4 THEN 240
240 PRINT:PRINT:PRINT"El coeficiente de transferencia de calor por conveccion na
tural es:";PRINT TAB(20);"h = ";H;" kcal/h a^2 C^3";GOTO 260
250 PRINT:PRINT"El rango de las correlaciones no abarca este caso"
260 INPUT "Otro calculo: 1)Si 2)No";OC:OC=INT(OC):IF OC<1 OR OC>2 THEN 260
270 IF OC=1 THEN 10 ELSE END
    
```


Diagrama de Flujo Para el Programa # 5-3



Problema Resuelto

Resolver el problema resuelto para el programa #12, utilizando en esta ocasión correlaciones simplificadas para aire.

Solución:

para $L > 0.4\text{m}$:

$$h = 1.127 (\Delta T)^{1/3}$$

$$h = 1.127 * (67)^{1/3}$$

$$h = 4.57 \text{ kcal/h m}^2\text{C}$$

Problema resuelto por la computadora

Se desean calcular:

1) Paredes Verticales o Cilindros Verticales

2) Cilindros Horizontales

3) Placas Horizontales Calientes cara arriba o Frías cara abajo

4) Placas Horizontales Calientes cara abajo o Frías cara arriba

? 1

Temperatura en la superficie del cuerpo (C o K)? 92

Temperatura en el seno del fluido (C o K)? 25

Se trabaja en: 1) Region Turbulenta 2) Region Laminar? 1

El coeficiente de transferencia de calor por conveccion natural es:

$$h = 4,577366 \text{ (kcal/h m}^2 \text{ C)}$$

Otro calculo: 1) Si 2) No? 2

Problemas Propuestos

1) Resolver el problema resuelto para el programa #13, utilizando ecuaciones simplificadas para aire.

2) Resolver el problema propuesto para el programa #13 utilizando ecuaciones simplificadas para aire.

5. CONVECCION NATURAL EN UN ESPACIO LIMITADO

Las correlaciones anteriores para convección natural, fueron desarrolladas para espacio ilimitado. En un espacio limitado el fenómeno de convección natural se da junto con el de conducción.

La circulación natural de un fluido en un espacio limitado se produce si existe diferencia de temperatura entre dos superficies.

El coeficiente de calor entre las dos superficies sería:

$$Q_c = h A (T_2 - T_1)$$

Si la distancia entre las paredes (x) es pequeña, entonces sólo habrá conducción:

$$Q_k = k A (T_2 - T_1) / x$$

La relación entre el calor por conducción y convección será:

$$\frac{Q_c}{Q_k} = \frac{h A (T_2 - T_1)}{k A (T_2 - T_1) / x} = \frac{h x}{k} = Nu$$

Si el Grashof es menor de $2 \cdot 10^5$ se suprime la convección natural y por lo tanto:

$$h = k/x \quad \text{con} \quad Gr = x^3 \rho^2 g \beta \Delta T / \mu^2 \quad (5-5.1)$$

Para espacios verticales cerrados

si $10^3 < (Gr Pr) < 2 \cdot 10^4$ en régimen laminar:

$$hx/k = 0.18 (Gr Pr)^{0.25} (L/x)^{-1/4} \quad (5-5.2)$$

Si $2 \cdot 10^4 < (Gr Pr) < 11 \cdot 10^5$ en régimen turbulento:

$$hx/k = 0.064 (Gr Pr)^{1/3} (L/x)^{-1/4} \quad (5-5.3)$$

Para espacios horizontales:

si $10^4 < Gr < 4 \cdot 10^5$ en régimen laminar:

$$Nu = 0.195 Gr^{1/4} \quad (5-5.4)$$

si $Gr > 4 \cdot 10^5$ en régimen turbulento:

$$Nu = 0.068 Gr^{1/3} \quad (5-5.5)$$

Para líquidos si la placa inferior está a mayor temperatura que la superior:

si $3 \cdot 10^5 < Gr Pr < 7 \cdot 10^9$:

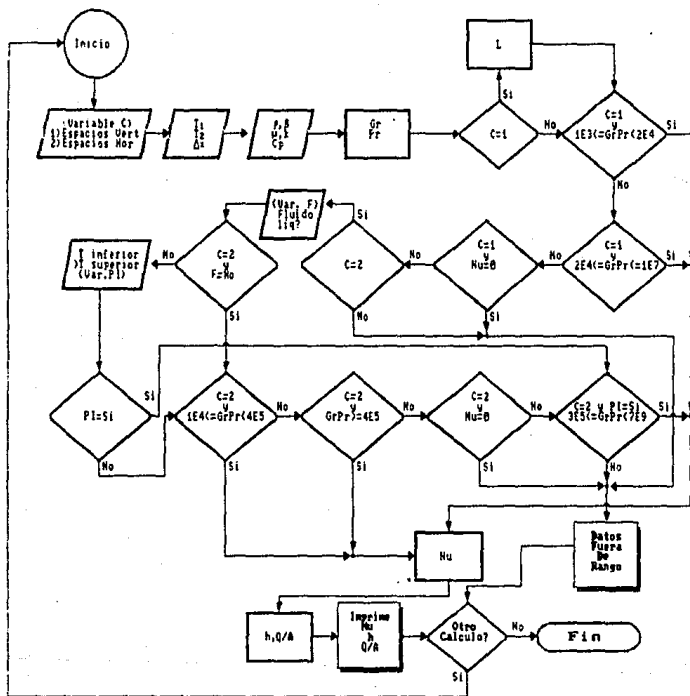
$$Nu = 0.069 Gr^{1/3} Pr^{0.407} \quad (5-5.6)$$

Programa # 5-4
 Coeficiente de Transferencia de Calor por Convección Natural
 Espacios Limitados

```

10 CLS:PRINT "Se desea calcular:";PRINT " 1)Espacios Verticales Cerrados";PRINT
  " 2) Espacios Horizontales Cerrados";INPUT C;IF C=1 AND C=2 THEN 10
20 IF K<0 THEN 50
30 INPUT "Temperatura de la primera placa (C o K)";T1;INPUT "Temperatura de la s
egunda placa (C o K)";T2;DT=ABS(T1-T2)
40 INPUT "Distancia entre placas (a)";L;INPUT "Densidad del fluido (kg/m^3)";RO;
INPUT "Coeficiente de expansion termica (K^-1)";B;INPUT "Viscosidad (kg^1 a s)";VI
S;INPUT "Conductividad termica (kcal/s m C)";K;INPUT "Calor especifico (Cp) (kca
l/kg C)";CP
50 PR=CP*VIS/K;GR=1+5*PR^2+7.810001+9*DT/VIS^2
60 IF C=1 THEN INPUT "Longitud de las Placas (a)";L
70 IF C=1 AND (GR+PR)=1000! AND GR+PR<20000! THEN NU=.18+.74PR^(.254(L/1))^(1/
9)
80 IF C=1 AND (GR+PR)=20000 AND GR+PR<=1.1E+07! THEN NU=.064*(GR+PR)^(1/3)*(L/1)
^(1/9)
90 IF C=1 AND NU=0 THEN GOTO Z70
100 IF C=2 THEN INPUT "El fluido es un liquido 1)Si 2)No";F
110 IF C=2 AND F=2 THEN 140
120 INPUT "La placa inferior esta a mayor temperatura que la superior: 1)Si 2)No
";PI
130 IF PI=1 THEN 170
140 IF C=2 AND (GR+PR)=10000! AND GR+PR<400000! THEN NU=.195*GR*.25
150 IF C=2 AND GR+PR=400000! THEN NU=.6.800001E-02*GR^(1/3)
160 IF C=2 AND NU=0 THEN Z70
170 IF (C=2 AND PI=1) AND (GR+PR)=300000! AND GR+PR<=7E+09! THEN NU=.069*GR^(1/
3)+PR*.407
180 IF (C=2 AND PI=1) AND NU=0 THEN Z70
190 PRINT :PRINT " El Numero de Prandtl es:";PRINT TAB(20);"Pr = ";PR
200 PRINT :PRINT " El Numero de Grashof es:";PRINT TAB(20);"Gr = ";GR
210 PRINT :PRINT :PRINT " El Numero de Nusselt es:";PRINT TAB(20);"Nu = ";NU
220 PRINT "Se desea calcular el valor del coeficiente de transferencia de calor p
or conducción y convección:";PRINT " 1)Si 2)No";INPUT OP1;OP1=INT(OP1);IF OP1<
OR OP1>2 THEN Z20
230 IF OP1=2 THEN Z80
240 H=NU*K/L
250 PRINT :PRINT :PRINT TAB(20);"El coeficiente de transferencia de calor es:";P
RINT TAB(20);"h = ";H;3600;"(kcal/h m^2 C)"
260 PRINT :PRINT :PRINT TAB(20);"El calor por unidad de area es:";PRINT TAB(20);
"Q/A = ";H;3600*DT;"(kcal/h m^2)";GOTO Z80
270 PRINT " Las condiciones salen del rango de las correlaciones"
280 INPUT "Se desea otro calculo con las mismas condiciones: 1)Si 2)No";OP2;OP2=
INT(OP2);IF OP2<1 OR OP2>2 THEN Z80
290 IF OP2=1 THEN 10 ELSE 300
300 END
    
```

Diagrama De Flujo Para el Programa N 3-4



Problema Resuelto

Para aislar el techo de una casa se colocan dos placas paralelas horizontales separadas por 2.54cm de aire. La placa superior está a 60°C y la inferior a 15°C. ¿Qué cantidad de calor pasa por metro cuadrado de superficie?

Solución:

$$T_f = [60+15]/2 = 37.5^\circ\text{C}$$

Datos para el aire:

$$\begin{aligned}k &= 0.02511 \text{ kcal/h m K} & \rho &= 1.121 \text{ kg/m}^3 \\Pr &= 0.7 & \beta &= 1/[37.5 + 273] = 3.2206 \text{ E-3} \\& & \mu &= 1.917 \text{ E-5 kg/m s}\end{aligned}$$

$$Gr = [9.9 \cdot 45 \cdot (0.0254)^3 \cdot (1.121)^2] / [310.5 \cdot (1.917 \text{ E-5})^2]$$

$$Gr = 8.04 \text{ E+4}$$

Entonces:

$$Nu = 0.195 Gr^{1/4}$$

$$Nu = 0.195 \cdot (8.04 \text{ E+4})^{1/4}$$

$$Nu = 3.284$$

$$h = Nu \cdot k/x$$

$$h = 3.284 \cdot 0.02511 / 0.0254$$

$$h = 3.247 \text{ kcal/h m}^2\text{C}$$

El calor que pasa es:

$$Q = h A \Delta T$$

$$Q/A = h \Delta T$$

$$Q/A = 3.247 \cdot 45$$

$$Q/A = 146.09 \text{ kcal/h m}^2$$

Problema resuelto por la computadora

Se desea calcular:

- 1) Espacios Verticales Cerrados
 - 2) Espacios Horizontales Cerrados
- ? 2

Temperatura de la primera placa (C o K)? 60
Temperatura de la segunda placa (C o K)? 15
Distancia entre placas (m)? 2.54E-02
Densidad del fluido (kg/m³)? 1.121
Coeficiente de expansión térmica (K⁻¹)? 3.2204E-03
Viscosidad (kg/m s)? 1.917E-05
Conductividad térmica (kcal/s m C)? 6.975001E-06
Calor específico (Cp) (kcal/kg C)? .240279

El Numero de Prandtl es:

$$Pr = .6603796$$

El Numero de Grashof es:

$$Gr = 79668.48$$

El Numero de Nusselt es:

$$Nu = 3.276093$$

Se desea calcular el valor del coeficiente de transferencia de calor por conducción y convección

- 1) Si
 - 2) No
- ? 1

El coeficiente de transferencia de calor es:

$$h = 3.238689 \text{ (kcal/h m}^2 \text{ C)}$$

El calor por unidad de área es:

$$Q/A = 145.741 \text{ (kcal/h m}^2 \text{)}$$

Se desea otro cálculo con las mismas condiciones: 1) Si 2) No? 2

Problemas Propuestos

1) Las paredes paralelas de un edificio de madera son de 5m de largo por 3 de alto y están 10cm una de otra. La superficie interna de la pared interna está a 20°C y la superficie interna de la pared externa a 18°C . Calcule las pérdidas de calor.

Se pierden 919.5 kcal/h

2) Determine la transferencia de calor que pasa a través de una capa intermedia plana de aire con 2.5cm de espesor situada entre dos paredes verticales, una de las cuales está a 150°C y la otra a 50°C . La altura de la capa es de 1m. ¿Cuál sería la transferencia de calor si sólo hubiera conducción?

CAPITULO VI

CONVECCION FORZADA

1. CONVECCION FORZADA

La transferencia de calor por convección, como ya se dijo, se debe al movimiento del fluido. El fluido frío adyacente a superficies calientes recibe calor que luego transfiere al resto del fluido frío mezclándose con él. La convección libre o natural ocurre cuando el movimiento del fluido no se complementa por una agitación mecánica. Pero cuando el fluido se agita mecánicamente, el calor se transfiere por convección forzada. La agitación mecánica puede aplicarse por medio de un agitador, aun cuando en muchas aplicaciones de proceso se induce circulando los fluidos calientes y fríos a velocidades considerables en lados opuestos de tubos. Las convecciones libre y, forzada ocurren con diferente rapidez, siendo la convección forzada la más rápida y por lo tanto, la más común. Los factores que promueven altas transferencias para la convección forzada, no necesariamente tienen el mismo efecto en la convección natural.

En la mayoría de los casos en donde la transferencia de calor se lleva a cabo desde una superficie al fluido, las corrientes de convección desaparecen cerca de la vecindad de la superficie y una película de fluido, sin turbulencia, cubre la superficie. En esta película la transferencia de calor se da por conducción principalmente, y como la conductividad térmica de los fluidos es pequeña, la principal resistencia a la transferencia de calor está en esta capa; por ello un incremento en la velocidad de paso del fluido sobre la superficie mejora la rapidez de transferencia de calor, principalmente porque disminuye el grosor de la película

que provoca la resistencia.

Si la resistencia al paso de calor cae en la película que cubre la superficie, la cantidad de calor transferido, Q , estará dada por:

$$Q = \frac{kA(T_1 - T_2)}{x} \quad (6-1.1)$$

Pero al ser generalmente desconocido el espesor, x , de la película estacionaria, la ecuación anterior se escribe normalmente:

$$Q = hA(T_1 - T_2) \quad (6-1.2)$$

en donde h es el llamado coeficiente de película de transferencia de calor y $1/h$ representa la resistencia térmica.

Los módulos adimensionales de mayor importancia en la transmisión de calor por convección son los siguientes:

Nusselt	$Nu = \frac{hD}{k}$
Stanton	$St = \frac{h}{\rho V C_p} = \frac{Nu}{Re Pr}$
Reynolds	$Re = \frac{DV\rho}{\mu}$
Prandtl	$Pr = \frac{C_p \mu}{k}$
Grashof	$Gr = \frac{\beta g \rho^2 L^3 \Delta T}{\mu^2}$
Condensación	$Co = \frac{gd^3 \lambda \Delta T}{v^2 C_p}$
Peclet	$Pe = \frac{DV\rho C_p}{k}$
Graetz	$Gra = \frac{\omega C_p}{kL}$

La determinación del valor del coeficiente de transferencia de calor por convección forzada es a menudo un problema complejo, que se resuelve la mayoría de las veces por medio de correlaciones experimentales. Estas correlaciones empíricas se encuentran en forma de gráficas, nomogramas y expresiones matemáticas. Esta complejidad da a lugar una clasificación de acuerdo a las condiciones en que se lleva a cabo la transferencia. Una clasificación puede ser la siguiente:

1. Flujo de calor a fluidos dentro de tubos.
2. Flujo de calor a fluidos por afuera de tubos.
3. Flujo de calor a fluidos que fluyen sobre superficies geométricas.

2. FLUIDOS EN EL INTERIOR DE TUBOS

Flujo Laminar: ($Re \leq 2100$)

La ecuación general aplicable a este caso es:

$$Nu = 2 \left[\frac{WC_p}{kL} \right]^{1/3} \left[\frac{\mu}{\mu_w} \right]^{0.14}$$

(6-2.1)

donde:

W = kg/h

L = longitud en m

μ_w = viscosidad a la temperatura de la pared

μ = viscosidad a la temperatura media del fluido

Cuando la temperatura de salida sea igual a la de la pared:

$$Nu = 2 \frac{WC_p}{\pi kL} \quad (6-2.2)$$

Para fluidos poco viscosos o cuando T es grande:

$$Nu = 1.75 \left[\frac{\mu}{\mu_s} \right]^{0.14} \left[\frac{WC_p}{kL} (1 + 0.015 Z)^{1/8} \right]^{1/3} \quad (6-2.3)$$

$$Z = (L/D)^2 Gr Pr \quad (6-2.4)$$

Región de Transición: (2100 < Re ≤ 10000)

$$Nu = 0.116 \left[Re^{2/3} - 125 \right] Pr^{1/3} \left[\frac{\mu}{\mu_s} \right]^{0.14} \left[1 + \left[\frac{D}{L} \right]^{2/3} \right] \quad (6-2.5)$$

Todas las propiedades del fluido, excepto μ_s , se evalúan a la temperatura media de éste.

Flujo Turbulento: (Re > 10000)

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad \text{para calentamiento}$$

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.3} \quad \text{para enfriamiento}$$

(6-2.6)

En el caso de los gases Pr es constante e igual a 0.74.

Para fluidos muy viscosos:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.33} (\mu/\mu_s)^{0.14} \quad (6-2.7)$$

Para metales fundidos:

$$h = 7 + 0.025 Pe^{0.8} \quad (6-2.8)$$

Para el caso especial del agua:

$$h = 2280 \frac{(1.352 + 0.0198 t) u^{0.8}}{D^{0.2}} \quad (6-2.9)$$

donde:

$$T = ^\circ C$$

$$h = \text{kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ C$$

$$u = \text{m/s}$$

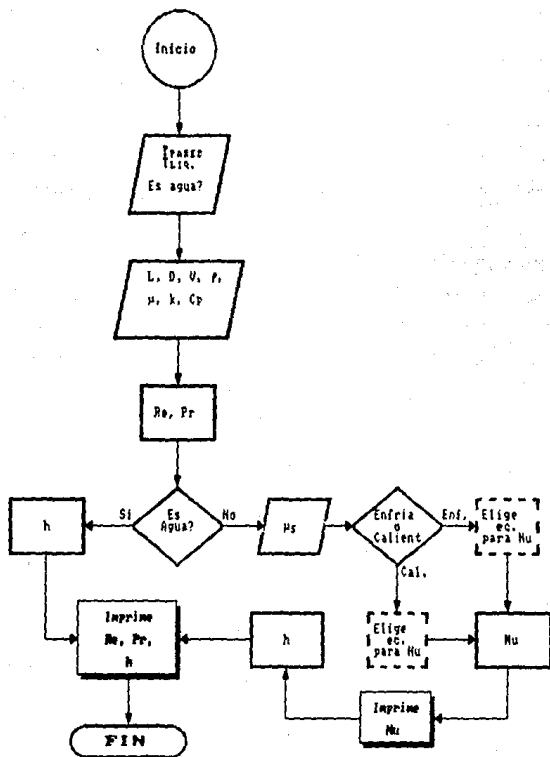
Programa #6-1
Fluidos en el interior de tubos

```

10 REM Fluidos en el interior de tubos
20 CLS:PI=3.1416
30 INPUT "Temperatura en la pared del tubo (C)";TP:INPUT "Temperatura en el seno
del fluido (C)";TS:TF=(TP+TS)/2:PRINT :PRINT "La temperatura media a la cual de
ben evaluarse las propiedades es: Tf =";TF;" (C)"
40 INPUT "El fluido es agua: 1)Si 2)No";OP1:OP1=INT(OP1):IF OP1<1 OR OP1>2 THEN
40
50 IF OP1=1 THEN GO="AGUA"
60 IF TP>TS THEN AO="CALENTAMIENTO" ELSE AO="ENFRIAMIENTO"
70 PRINT:PRINT "Caracteristicas del tubo":INPUT "Longitud (m)";L
80 INPUT "Diametro interno (m)";D:PRINT :PRINT "Propiedades del fluido a la temp
eratura media Tf =";TF;"(C) ";INPUT "Velocidad (m/h)";V
90 INPUT "Densidad (kg/m^3)";RO
100 INPUT "Viscosidad (kg/m h)";MU:RE=D*V*RO/MU:INPUT "Conductividad termica (k
cal/h m C)";K:INPUT "Capacidad calorifica (kcal/kg C)";CP:PR=CP*MU/K
110 PRINT:PRINT "El numero de Reynolds es =";RE:RE=V*RO*D^2:IF GO="AGUA" AN
D RE>10000 THEN 170
120 IF RE<=2100 THEN DEF FNU(MUS)=2*(M*CP/K/L)^(1/3)*O/MUS)^.14
130 IF RE<=2100 AND TP>TS THEN DEF FNU(MUS)=2*M*CP/P1/K/L
140 IF RE<=10000 AND RE>2100 THEN DEF FNU(MUS)=.116*RE^(2/3)-(125)*PR^(1/3)*O/M
US)^.14*(1+(D/L)^(2/3))
150 IF RE>10000 AND AO="ENFRIAMIENTO" THEN DEF FNU(MUS)=.023*RE*.8*PR*.3
160 IF RE>10000 AND AO="CALENTAMIENTO" THEN DEF FNU(MUS)=.023*RE*.8*PR*.4
170 IF GO="AGUA" AND RE>10000 THEN DEF FNU(T)=2280*(1.382+.0198*T)^4*.8/D*.2
180 IF GO="AGUA" AND RE>10000 THEN 220
190 INPUT "Viscosidad del fluido a la temperatura de pared (kg/m h)";MUS
200 PRINT :PRINT "El numero de Nusselt es: Nu =";FNU(MUS)
210 PRINT :PRINT "El coeficiente de transferencia de calor es: h =";FNU(MUS)*K
/D;" (kcal/h m^2 C)";END
220 PRINT :PRINT "El coeficiente de transferencia de calor es: h =";FNU(T)*K
(kcal/h m^2 C)";END

```

Diagrama de Flujo Para El Programa #6-1



Problema Resuelto

Calcular el coeficiente de transferencia de calor para el agua que se calienta en el interior de un intercambiador tubular con tubos de 2,5 mm de diámetro interno. El agua circula a 1 m/s. La temperatura media del agua es de 50°C y la de la pared del tubo de 95°C. La longitud del tubo es de 2 m.

Solución

Datos a 50°C:

$$\mu = 0.6 \text{ Cp} \quad \text{Cp} = 0.997 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C} \quad \rho = 988.1 \text{ kg/m}^3$$

$$k = 0.55 \text{ kcal/h m } ^\circ\text{C}$$

$$\text{Re} = \frac{DV\rho}{\mu}$$

$$\text{Re} = \frac{2.5 \times 10^{-3} \times 1 \times 988.1}{6.4 \times 10^{-4}}$$

$$\text{Re} = 4117.08$$

$$\text{Pr} = \frac{\text{Cp}\mu}{k}$$

$$\text{Pr} = 3.915$$

$$\text{Nu} = 0.116 \left[\text{Re}^{2/3} - 125 \right] \text{Pr}^{1/3} \left[\frac{\mu}{\mu_s} \right]^{0.14} \left[1 + \left[\frac{D}{L} \right]^{2/3} \right]$$

de donde:

$$\text{Nu} = 27$$

por lo que:

$$h = 5940$$

Problema Resuelto por la Computadora

Temperatura en la pared del tubo (C)? 95
Temperatura en el seno del fluido (C)? 50

La temperatura media a la cual deben evaluarse las propiedades es: $T_f = 72.5$
(C)

El fluido es agua (Si 2) No? 1

Características del tubo
Longitud (m)? 2
Diámetro interno (m)? .0025

Propiedades del fluido a la temperatura media $T_f = 72.5$ (C)

Velocidad (m/h)? 3600
Densidad (kg/m³)? 988.1
Viscosidad (kg/m h)? 2.16
Conductividad térmica (kcal/h m C)? .95
Capacidad calorífica (kcal/kg C)? .997

El número de Reynolds es = 4117.063
Viscosidad del fluido a la temperatura de pared (kg/m h)? 1.008

El número de Nusselt es: $Nu = 27.13779$

El coeficiente de transferencia de calor es: $h = 5970.314$ (kcal/h m² C)

Problema Propuesto

Calcular el coeficiente de transferencia de calor para benceno que fluye a 0.1 m/s por el interior de un tubo de 53 mm y 3 m de longitud. La temperatura de la pared es igual a 70°C. La temperatura media del benceno es de 40°C.

El coeficiente sera de 175 kcal/h m²°C

3. FLUIDOS QUE SE MUEVEN EN EL ESPACIO
ANULAR DE DOS TUBOS CONCENTRICOS

$$\frac{hD_1}{k} = 0.031 \left[\frac{D_1 G}{\mu} \right]^{0.8} Pr^{0.99} \left[\frac{\mu}{\mu_s} \right]^{0.14} \left[\frac{D_2}{D_1} \right]^{0.15} \quad (6-3.1)$$

donde:

D_2 = Diámetro interno del tubo externo (m)

D_1 = Diámetro externo del tubo interno (m)

G = Masa velocidad (kg/h m^2)

Para Flujo laminar: ($Re \leq 2100$)

$$\frac{hD_e}{k} \left[\frac{\mu_s}{\mu} \right]^{0.14} = 2.01 \left[\frac{WC_p}{kL} \right]^{0.99} \quad (6-3.2)$$

en donde; $D_e = D_2 - D_1$.

Si se trata de un ducto de sección transversal no circular, las correlaciones de transferencia de calor se modifican usando el

$$D_e = 4 r_H = \frac{(4 * \text{Area de la sección transversal al flujo})}{\text{Perímetro mojado del tubo}} \quad (6-3.3)$$

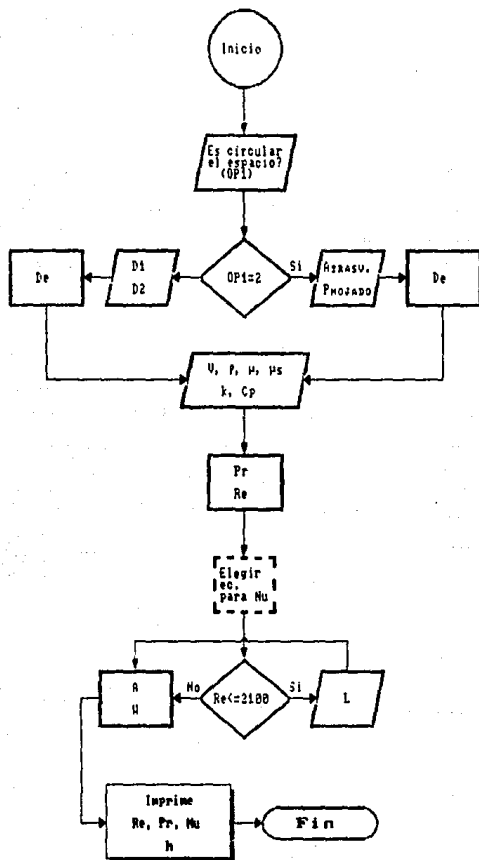
Programa #16-2
Fluidos que se mueven en el espacio
anular de dos tubos concéntricos

```

10 REM Fluidos que se mueven en el espacio anular de dos tubos concéntricos
20 CLS:PI=3.1416
30 INPUT "El espacio anular es circular? (1)Si (2)No";OP1:OP1=INT(OP1):IF OP1(1)
OR OP1>2 THEN 30
40 IF OP1=2 THEN 50 ELSE 60
50 INPUT "Area de la seccion transversal al flujo";A:INPUT "Perimetro sojado del
tubo";P:DE=4A/P:BD=70
60 INPUT "Diametro interno del tubo externo (m)";D2:INPUT "Diametro externo del
tubo interno (m)";D1:DE=(D2-D1)
70 INPUT "Velocidad de flujo (m/s)";V:INPUT "Densidad media del fluido (kg/m^3)"
;RD:INPUT "Viscosidad media del fluido (kg/m s)";MU:B=V*RD:INPUT "Viscosidad del
fluido en la pared (kg/m s)";MUS
80 INPUT "Conductividad termica (kcal/h m C)";K:INPUT "Capacidad calorifica (kca
l/kg C)";CP:PR=CP*MU/K:RE=DE*V*RD/MU
90 IF RE<2100 THEN MU=.031*(D1+6/MU)*.84*PR*.33*(MU/MUS)*.14*(D2/D1)^.15
100 IF RE<2100 THEN INPUT "Longitud de tuberia (m)";L
110 IF OP1=2 THEN 130
120 A1=PI/4*(D1^2-D2^2):A2=PI/4*(D2^2):A=ABS(D1-D2)
130 H=64A
140 IF RE<2100 THEN H=2.01*(M*CP/K/L)*.33/(MU/MUS)*.14
150 PRINT:PRINT "El numero de Reynolds es: Re = ";RE:PRINT "El numero de Prandtl
es: Pr = ";PR:PRINT "El numero de Nusselt es: Nu = ";MU
160 PRINT:PRINT "El coeficiente de transferencia de calor es:";IF RE<2100 THEN
H=2.01*(M*CP/K/L)*.33/(MU/MUS)*.14 ELSE H=MUS/K/DE
170 PRINT H;"(kcal/h m^2 C)";END

```

Diagrama de Flujo Para El Programa # 6-2



Problema Resuelto

Se va a usar un cambiador de calor de doble tubo para enfriar benceno de 82°C a 38°C. El agua entra en el espacio anular a 21°C y fluye a contracorriente con el benceno a 1.5 m/s, saliendo a 37°C.

La tubería interior es de 1 1/4 pulgadas Cd 40 de acero comercial. La tubería externa es de 2 pulgadas Cd 40 de acero. ¿Cuál es el coeficiente de transferencia de calor que se esperaría para el agua?

Solución

Datos necesarios:

D_1 = Diámetro externo de la tubería interna = 1.66 pulg. = 0.0421 m

D_2 = Diámetro interno de la tubería externa = 2.067 pulg. = 0.0525 m

Temperatura media del agua = $(21+37)/2 = 29^\circ\text{C}$

a 29°C las propiedades del agua son:

$$\mu = 0.81 \text{ cps} \quad \rho = 995 \text{ kg/m}^3 \quad k = 0.53 \text{ kcal/h m } ^\circ\text{C}$$

$$C_p = 0.998 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$$

Temperatura media del benceno = $(82+38)/2 = 60^\circ\text{C}$

a 60°C la viscosidad del agua es:

$$\mu = 0.47 \text{ cps}$$

$$\text{Pr} = \frac{C_p \mu}{k}$$

$$\text{Pr} = 5.491$$

$$G = V * \rho$$

$$G = 1.5 \text{ m/s} * 995 \text{ kg/m}^3$$

$$G = 1492.5 \text{ kg/s m}^2$$

$$\frac{hD_1}{k} = 0.031 \left[\frac{D_1 G}{\mu} \right]^{0.8} Pr^{0.99} \left[\frac{\mu}{\mu_s} \right]^{0.14} \left[\frac{D_2}{D_1} \right]^{0.15}$$

$$Nu = 494.789$$

$$h = 494.789 \times 0.530 / 0.0421$$

$$h = 6228.9 \text{ kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Problema Resuelto por la Computadora

El espacio anular es circular? 1151 21No? 1
Diametro interno del tubo externo (a)? .0525
Diametro externo del tubo interno (a)? .0421
Velocidad de flujo (m/h)? 5400
Densidad media del fluido (kg/m³)? 995
Viscosidad media del fluido (kg/m h)? 2.916
Viscosidad del fluido en la pared (kg/m h)? 1.692
Conductividad termica (kcal/h m C)? .53
Capacidad calorifica (kcal/kg C)? .998

El numero de Reynolds es: Re = 19162.96
El numero de Prandtl es: Pr = 5.490884
El numero de Nusselt es: Nu = 495.0549

El coeficiente de transferencia de calor es: 6232.785 (kcal/h m² C)

Problema Propuesto

Se enfría benceno de 55 a 32 °C en el tubo interno de un intercambiador. El cambiador de calor consiste en una tubería interna de 7/8 de pulgada 16 BWG de cobre y encaquetado con tubo de acero de 1.5 pulgadas Cd 40. La velocidad lineal del benceno en los tubos es de 1.5 m/s. Por la chaqueta fluye agua a 15 °C y sale a 26 °C, a una velocidad de 1.22 m/s. Obtenga el coeficiente de transferencia de calor para el caso del agua.

$$h = 5588 \text{ kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

4. CALENTAMIENTO Y ENFRIAMIENTO DE FLUIDOS QUE VIAJAN POR AFUERA
DE LOS TUBOS. EN DIRECCION NORMAL A UN TUBO

Tubo circular:

El coeficiente depende del Reynolds según la ecuación:

$$hD_o/k = b \text{ Re}^n$$

(6-4.1)

en donde b y n se obtienen de la tabla siguiente:

Tabla 6-1

Re	n	b
1-4	0.33	0.891
4-40	0.385	0.821
40-4000	0.466	0.615
4000-40000	0.618	0.174
4E+4-2.5E+5	0.805	0.0239

Las propiedades se basan en la temperatura media de película





















$$t_f = (t + t_s) / 2$$

Tubo no circular:

$$Nu = hD_e/k = c Re^n$$

(6-4.2)

en donde c y n se obtienen de la tabla siguiente:

Dirección y Geometría	#	$Re = \frac{u \times D_e}{\nu}$	n	c
$u_\infty \rightarrow$  	1	5000-100000	0.588	0.222
$u_\infty \rightarrow$  	2	25000-15000	0.612	0.224
$u_\infty \rightarrow$  	1	25000-7500	0.624	0.261
$u_\infty \rightarrow$  	3	5000-100000	0.638	0.138
$u_\infty \rightarrow$  	4	5000-19500	0.638	0.144
$u_\infty \rightarrow$  	5	5000-100000	0.675	0.092
$u_\infty \rightarrow$  	5	2500-8000	0.699	0.160
$u_\infty \rightarrow$  	6	4000-15000	0.731	0.205
$u_\infty \rightarrow$  	4	19500-100000	0.782	0.035
$u_\infty \rightarrow$  	7	3000-15000	0.804	0.085

Programa #B-3

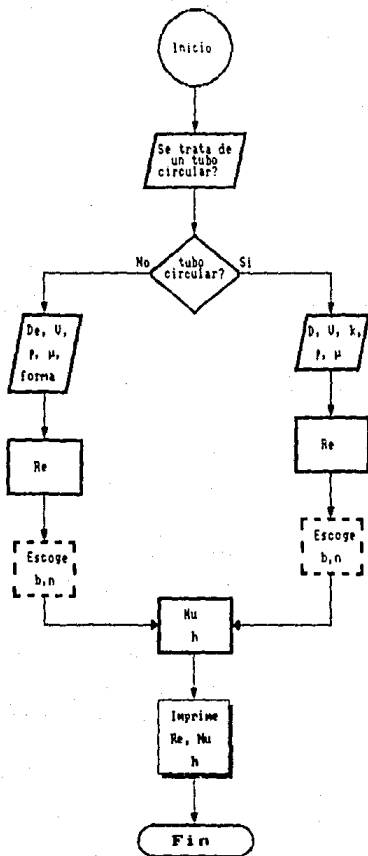
Calentamiento y enfriamiento de fluidos que viajan por afuera de los tubos, en direccion normal a un tubo

```

10 REM Calentamiento y enfriamiento de fluidos que viajan por afuera de los tubo
s, en direccion normal a un tubo circular y no circular
12 DEF FNUM(B,N)=B*(RE)^N
20 INPUT "Se trata de un tubo de seccion circular: 1)Si 2)No";OP2;OP2=INT(OP2)
;IF OP2(1 OR OP2)2 THEN 20
30 IF OP2=2 THEN 320
40 INPUT "Diametro exterior del tubo (m)";D;INPUT "Velocidad de flujo (m/h)";V;I
NPUT "Densidad del fluido (kg/m^2)";RO;INPUT "Viscosidad del fluido (kg/m h)";MU
;RE=D*V*RO/MU
70 READ G,RE1,RE2,N,B;IF RE=RE1 AND RE<RE2 THEN 90 ELSE 70
80 REM data circular
90 DATA 40,1,4,33,891
100 DATA 40,4,40,385,821
110 DATA 40,40,4000,466,615
120 DATA 40,4000,40000,618,174
130 DATA 40,4E+4,2.5E+5,803,0239
140 DATA 40,0,0,0,0
150 REM data no circular
160 DATA 1,5000,100000,508,222
170 DATA 2,2500,15000,612,224
180 DATA 1,2500,7500,624,261
190 DATA 1,5000,100000,638,138
200 DATA 4,5000,19500,638,144
210 DATA 5,5000,100000,675,092
220 DATA 5,2500,8000,699,160
230 DATA 6,4000,15000,731,203
240 DATA 4,19500,100000,762,035
250 DATA 7,3000,15000,804,068
260 DATA 0,0,0,0,0
270 IF RE1=0 THEN 310
280 PRINT ;PRINT "El numero de Nusselt es: Nu = ";FNUM(B,N)
290 INPUT "Conductividad termica del fluido (kcal/h m C)";K;H= FNUM(B,N)*K/D
300 PRINT "El coeficiente de transferencia de calor es: h = ";H; "(kcal/h m^2 C)";END
310 PRINT " Lo siento, se trata de un caso no contemplado";END
320 INPUT "Diametro equivalente del tubo (m)";D;INPUT "Velocidad de flujo (m/h)";V;I
NPUT "Densidad del fluido (kg/m^2)";RO;INPUT "Viscosidad del fluido (kg/m h)";
MU;RE=D*V*RO/MU
330 INPUT "Numero de geometria (Tabla 6-2)";NB
340 READ G,RE1,RE2,N,B;IF G=NB AND (RE=RE1 AND RE<RE2) THEN 350 ELSE 340
350 IF RE1=0 THEN 310
360 PRINT ;PRINT "El numero de Nusselt es: Nu = ";FNUM(B,N)
370 INPUT "Conductividad termica del fluido (kcal/h m C)";K;H= FNUM(B,N)*K/D
380 PRINT "El coeficiente de transferencia de calor es: h = ";H; "(kcal/h m^2 C)";END

```

Diagrama de Flujo Para El Programa # 6-3



Problema Resuelto

Cuál es el valor del coeficiente de transferencia de calor para aire a 37°C , que fluye a 5m/s perpendicularmente a una tubería cuadrada de $10\text{ cm} \times 10\text{ cm}$ que está a 93°C .

Solución

Datos del aire:

$$\text{Temperatura media} = (93+37)/2$$

$$T_m = 65^{\circ}\text{C}$$

$$C_p = 0.24 \text{ kcal/kg } ^{\circ}\text{C} \quad \rho = 1.044 \text{ kg/m}^3$$

$$k = 0.0315 \text{ W/m } ^{\circ}\text{C} \quad \mu = 2.04 \times 10^{-5} \text{ kg/m s}$$

$$Re = DV\rho/\mu$$

$$Re = \frac{0.1 * 5 * 1.044}{2.04 * 10^{-5}}$$

$$Re = 25588$$

para cuadro con $5000 < Re < 100000$:

$$n = 0.675 \quad c = 0.092$$

para:

$$Nu = c Re^n$$

$$Nu = 0.092 * (25588)^{0.675}$$

$$Nu = 86.94$$

$$h = Nu * k / D$$

$$h = 23.56 \text{ kcal/h m}^2\text{ } ^{\circ}\text{C}$$

Problema Resuelto por la Computadora

Se trata de un tubo de seccion circular: 11Si 21Mo? 2
Diámetro equivalente del tubo (m)? .1
Velocidad de flujo (m/h)? 1800
Densidad del fluido (kg/m³)? 1.044
Viscosidad del fluido (kg/m h)? .07344
Número de geometría (Tabla 6-2)? 5

El número de Nusselt es: $Nu = 86.93908$
Conductividad térmica del fluido (kcal/h m C)? .0271
El coeficiente de transferencia de calor es: $h = 23.56049$ (kcal/h m² C)

Problema Propuesto

Una corriente de aire pasa sobre un tubo horizontal de 20 mm de diámetro a la velocidad de 30m/s. Si la temperatura del tubo es de 127°C. ¿cuál es la cantidad de calor transferido por unidad de longitud de tubo?

$$h = 159 \text{ kcal/h m}^2\text{°C}$$

$$Q = 959 \text{ kcal/h m}$$

5. CALENTAMIENTO Y ENFRIAMIENTO DE FLUIDOS QUE VIAJAN POR FUERA DE LOS TUBOS Y EN DIRECCION NORMAL A BANCO DE TUBOS

Bancos de al menos 10 hileras de profundidad:

$$\frac{hD_o}{k} = a \left[\frac{D_o G_{max}}{\mu} \right]^{0.6} \left[\frac{C_p \mu}{\pi} \right]^{1/3}$$

(6-5.1)

donde:

a = 0.33 para arreglo triangular

a = 0.26 para tubos alineados

G_{max} = masa velocidad máxima a través de la sección mínima de flujo.

Las propiedades se evalúan a $(T_s+T)/2$.

En caso de que el número de hileras de tubos sea inferior a diez, el Nusselt deberá multiplicarse por un factor de corrección según la siguiente tabla:

Tabla 6-3

Número de hileras	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Arreglo triangular	0.68	0.75	0.83	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99
Arreglo en cuadro	0.64	0.80	0.87	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98	0.99

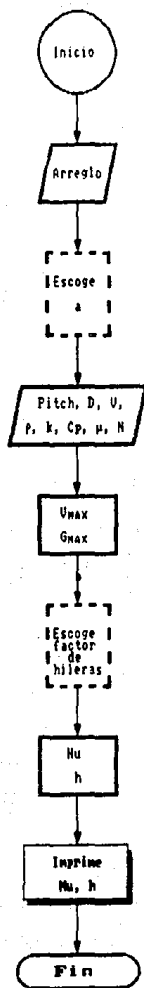
Para obtener G_{max} se debe calcular el área mínima de flujo y con ello la velocidad máxima.

Programa #6-4
 Calentamiento y enfriamiento de fluidos que viajan por
 fuera de los tubos y en dirección normal a banco de tubos

```

10 REM Calentamiento y enfriamiento de fluidos que viajan por fuera de los tubos
    y en dirección normal a bancos de tubos
20 F=1
30 DEF FNUU(A)=A*(D+5*W/NU)^.6*(CP*W/K)^(1/3)
40 INPUT "Se trata de un arreglo: 1)Triangular 2)Cuadrangular";OP1:OP1=INT(OP1)
50 IF OP1<1 OR OP1>2 THEN 40
60 IF OP1=1 THEN A=.33 ELSE A=.26
60 PRINT :PRINT " Recordar que las propiedades se deben evaluar a (Ts+Tf)/2 "
70 INPUT "Espaciamiento entre tubos (P/D) (m)";ST:INPUT "Diámetro exterior de
    tubo (m)";D:INPUT "Velocidad de alimentación (m/h)";VW:VW=VW*ST/(ST-D):INPUT "
    Densidad del fluido (kg/m^3)";RHO:RHO=VW*VW*VW
75 INPUT "Conductividad térmica (kcal/h m C)";K
80 INPUT "Viscosidad del fluido (kg/m h)";MU:INPUT "Capacidad calorífica (kcal/kg
    C)";CP:INPUT "Número de hileras";NH:NH=INT(NH):IF NH>10 THEN 607D 120
90 DATA 1,1,.68,1,2,.75,1,3,.83,1,4,.89,1,5,.92,1,6,.95,1,7,.97,1,8,.98,1,9,.99
100 DATA 2,1,.64,2,2,.8,2,3,.87,2,4,.9,2,5,.92,2,6,.94,2,7,.96,2,8,.98,2,9,.99
120 READ ARR,HI,F: IF ARR=OP1 AND NH=HI THEN 120 ELSE 110
140 PRINT :PRINT "El número de Nusselt es: Nu = ";FNUU(A):PRINT
    "El coeficiente de transferencia de calor es: h = ";FNUU(A)*K/D;" (k
    cal/h m^2 C)"
    
```

Diagrama de Flujo Para El Programa N 6-4



Problema Resuelto

Un calentador de aire está formado por un banco de tubos en arreglo triangular y cuyo diámetro es de 4.45 cm. El fluido calentador pasa por el interior de los tubos y el aire que será calentado a presión atmosférica baña los tubos en dirección transversal formando un ángulo de 90 grados.

Calcule el coeficiente de transferencia de calor del lado del aire si su temperatura media es de 200°C y si su velocidad de entrada es de 7 m/s, sabiendo que el paso de los tubos es de 11 cm. (suponer 10 hileras).

Solución

Propiedades del aire:

$$\rho = 0.745 \text{ kg/m}^3 \quad \mu = 0.026 \times 10^{-3} \text{ kg/m s}$$

$$k = 0.0338 \text{ kcal/h m}^\circ\text{C} \quad C_p = 0.245 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$$

$$\frac{hD_o}{k} = 0.33 \left[\frac{D_o G_{\max}}{\mu} \right]^{0.6} \left[\frac{C_p \mu}{\pi} \right]^{1/3}$$

$$V_{\max} = V (P_T/P_T - D)$$

$$V_{\max} = 7 * 11 / (11 - 4.45)$$

$$V_{\max} = 11.76 \text{ m/s}$$

$$G_{\max} = V_{\max} * \rho$$

$$G_{\max} = 8.7612 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

$$Nu = 0.33 * (0.0445 * 8.7612 / 0.026E-3)^{0.6}$$

$$* (0.245 * 0.026E-3 * 3600 / 0.0338)^{1/3}$$

$$Nu = 92.87$$

$$h = 92.87 * 0.0338 / 0.0445$$

$$h = 70.54 \text{ kcal/h m}^2\text{C}$$

Problema Resuelto por la Computadora

Se trata de un arreglo: 1)Triangular 2)Cuadrangular? 1

Recordar que las propiedades se deben evaluar a $(T_s+T)/2$!!!

Espaciamiento entre tubos (PITCH) (m)? .11
Diámetro exterior de tubo (m)? .0445
Velocidad de alimentación (m/h)? 25200
Densidad del fluido (kg/m^3)? .745
Conductividad térmica ($\text{kcal/h m}^2 \text{C}$)? .0338
Viscosidad del fluido (kg/m s)? .0936
Capacidad calorífica (kcal/kg C)? .245
Número de hileras? 10

El número de Nusselt es: $Nu = 92.86055$

El coeficiente de transferencia de calor es: $h = 70.53228$ ($\text{kcal/h m}^2 \text{C}$)

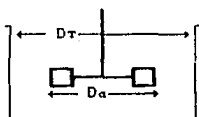
Problema Propuesto

El haz de tubos de una caldera está bañado por un flujo normal, de gases de combustión, al banco de tubos. Los tubos del haz son de 8 cm. de diámetro externo y 3m de longitud y el espaciamiento entre ellos es de 20 cm en arreglo cuadrangular. La temperatura media de los gases es de 750°C mientras que la superficie de los tubos está a 250°C y la velocidad media de los gases es de 6m/s. Se puede considerar que los gases son fundamentalmente aire. Determine el coeficiente de transferencia de calor por convección de los gases al haz de tubos.

$$h = 10.79 \text{ kcal/h m}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

6. ENFRIAMIENTO O CALENTAMIENTO DE LIQUIDOS USANDO UNA CAMISA O CHAQUETA

Si el flujo de fluido va por el interior de los serpentines:



D_T = Diámetro del tanque

D_a = Diámetro del agitador

N = Velocidad del agitador $\left(\frac{\text{Revolucion}}{\text{tiempo}} \right)$

$$\frac{h_i D}{k} = Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.99} \left[\frac{\mu}{\mu_s} \right]^{0.44}$$

(6-6.1)

$$h_{is} = h_i (1 + 3.54 d/D)$$

(6-6.2)

donde:

d = diámetro interno del serpentín

D = diámetro de la espira

h_{is} = coeficiente del serpentín

Si se quiere determinar el coeficiente externo:

$$\frac{h_o D_T}{k} = a \left[\frac{D_a^2 N \rho}{\mu} \right]^{2/3} \left[\frac{C_p \mu}{\pi} \right]^{1/3} \left[\frac{\mu}{\mu_s} \right]^{0.14}$$

(6-6.3)

Los valores de a están dados por la siguiente tabla:

Tabla 6-4

Agitador	Superficie	a
Turbina	Chaqueta	0.62
Turbina	Serpentín	1.50
Paletas	Chaqueta	0.36
Paletas	Serpentín	0.87
Ancla	Chaqueta	0.46
Propela	Chaqueta	0.54
Propela	Serpentín	0.83

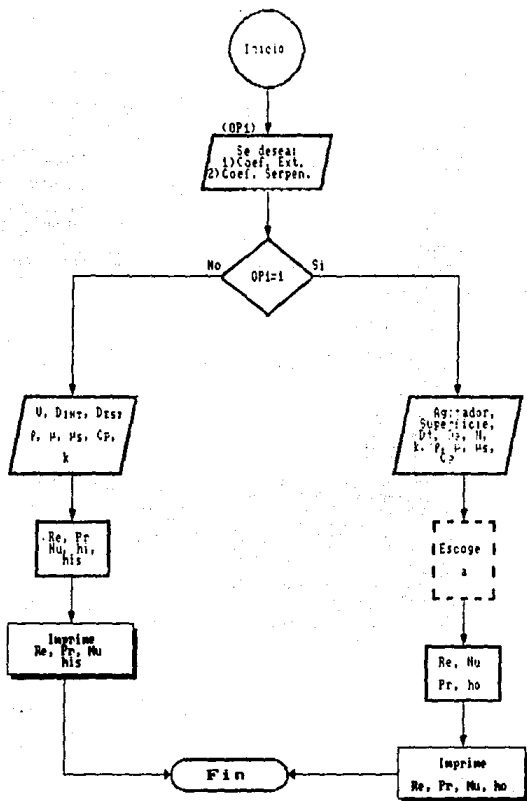
Programa #6-5
Enfriamiento o calentamiento de líquidos usando
una camisa o chaqueta

```

10 CLS:REM Enfriamiento o calentamiento de líquidos usando una camisa o chaqueta
20 DEF FNUJ(MUS)=.023*RE*.8*PR*.33*(MU/MUS)^.44:DEF FNI(S(HI))=HI*(1+3.54*DI/D)
30 DEF FNU(E(A))=A*(DA*24*RD/MU)^(2/3)*(CP*MU/K)^(1/3)*(MU/MUS)^.14
40 INPUT "Se desea determinar: 1)El coeficiente externo 2)El coeficiente del se
rpen tin";OP1:OP1=INT(OP1):IF OP1>2 OR OP1<1 THEN 40
50 ON OP1 GOTO 60,200
60 INPUT "Que tipo de agitador se tiene: 1)Turbina 2)Paletas 3)Ancla 4)Propel
a ";AG:AG=INT(AG):IF AG<1 OR AG>4 THEN 60
70 INPUT "Que tipo de superficie se tiene: 1)Chaqueta 2)Serpentin";OP2:OP2=INT(
OP2):IF OP2<1 OR OP2>2 THEN 70
80 INPUT "Diametro del tanque (a)";DI:INPUT "Diametro del agitador (a)";DA:INPUT
"Velocidad del agitador (RPM)";W:INPUT "Conductividad termica del fluido (kcal/
h m C)";K
90 INPUT "Densidad del fluido (kg/m^3)";RO:INPUT "Viscosidad del fluido (kg/m h)
";MU:INPUT "Viscosidad del fluido en la superficie (kg/m h)";MUS:INPUT "Capacida
d calorifica (kcal/kg C)";CP
91 ON ERROR GOTO 999
100 READ A,V,Z:IF Y=AG AND Z=OP2 THEN 105 ELSE 100
105 RE=DA*24*RD/MU:PR=CP*MU/K
106 PRINT :PRINT "El numero de Reynolds es Re = ";RE:PRINT "El numero de Prandtl
es Pr = ";PR
110 PRINT :PRINT "El numero de Nusselt exterior es: Nu = ";FNU(E(A))
120 PRINT :PRINT "El coeficiente externo es: ho = ";FNU(E(A))*K/DI; " (kcal/h m^2
C)";END
130 DATA .62,1,1
140 DATA 1.5,1,2
150 DATA .36,2,1
160 DATA .87,2,2
170 DATA .44,3,1
180 DATA .34,4,1
190 DATA .83,4,2
200 INPUT "Velocidad del fluido en los serpentines (a/h)";V:INPUT "Diametro inte
rno del serpentín (a)";DI:INPUT "Diametro de la espira (a)";D
210 INPUT "Densidad del fluido (kg/m^3)";RO:INPUT "Viscosidad del fluido (kg/m h)
";MU:INPUT "Viscosidad del fluido en la pared (kg/m h)";MUS
220 INPUT "Capacidad calorifica del fluido (kcal/kg C)";CP:INPUT "Conductividad
termica del fluido (kcal/h m C)";K:RE=DA*RD/MU:PR=CP*MU/K
230 PRINT :PRINT "El numero de Reynolds es Re = ";RE:PRINT "El numero de Prandtl
es Pr = ";PR
240 PRINT :PRINT "El numero de Nusselt es Nu = ";FNUJ(MUS)
245 HI=FNUJ(MUS)*K/D
250 PRINT :PRINT "El coeficiente del serpentín es his = "; FNI(S(HI)):END
999 PRINT:PRINT"Lo siento, se trata de un caso no considerado":END

```

Diagrama de Flujo Para El Programa # 6-5



Problema Resuelto

Un recipiente enchaquetado de 1.80m de diámetro con deflectoras calienta un líquido que está a 27°C. El agitador tiene 0.61m de diámetro y es una turbina de paletas planas que gira a 100 RPM. La chaqueta contiene agua caliente. La temperatura superficial de las paredes es constante e igual a 82°C. El líquido tiene las siguientes propiedades:

$$C_p = 0.497 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C} \quad k = 0.1488 \text{ kcal/h m}^\circ\text{C}$$

$$\mu = 1000 \text{ cP a } 27^\circ\text{C y } 84 \text{ cP a } 82^\circ\text{C}$$

Calcúlese el coeficiente de transferencia.

Solución

$$\frac{hoD\tau}{k} = a \left[\frac{Da^2 N \rho}{\mu} \right]^{2/3} \left[\frac{C_p \mu}{k} \right]^{1/3} \left[\frac{\mu}{\mu_s} \right]^{0.14}$$

Como se trata de una chaqueta agitada por turbina:

$$a = 0.62$$

$$Nu = 0.62 \left[\frac{(0.61)^2 (100/60) (961)}{1} \right]^{2/3} \left[\frac{0.497 \cdot 1 \cdot 3600}{0.1488} \right]^{1/3} \left[\frac{1000}{84} \right]^{0.14}$$

$$Nu = 1423$$

$$ho = 116 \text{ kcal/h m}^2\text{C}$$

Problema Resuelto por la Computadora

Se desea determinar: 1) El coeficiente externo 2) El coeficiente del serpentín? 1

Que tipo de agitador se tiene: 1) Turbina 2) Paletas 3) Ancla 4) Propela? 1

Que tipo de superficie se tiene: 1) Chaqueta 2) Serpentín? 1

Diametro del tanque (m)? 1.83

Diametro del agitador (m)? .61

Velocidad del agitador (RPM)? 6000

Conductividad termica del fluido (kcal/h m C)? .1488

Densidad del fluido (kg/m³)? 961

Viscosidad del fluido (kg/m h)? 3600

Viscosidad del fluido en la superficie (kg/m h)? 302.4

Capacidad calorifica (kcal/kg C)? .497

El numero de Reynolds es Re = 595.9803

El numero de Prandtl es Pr = 12024.19

El numero de Nusselt exterior es: Nu = 1422.872

El coeficiente externo es: h_o = 115.6958 (kcal/h m² C)

Problema Propuesto

Por un tubo cuyo diámetro interno es de 8mm y cuya longitud es mayor que 50 diámetros para el agua a 1.2 m/s circula agua que se ha calentado desde 15 hasta 45°C. La parte exterior del tubo está a 90°C. Determine el coeficiente de transferencia de calor si el tubo está fabricado en forma de serpentín, cuyo diámetro $D = 2R = 200\text{mm}$.

El coeficiente es de 7828 kcal/m²°C

CAPITULO VII

TRANSFERENCIA DE CALOR CON CAMBIO DE FASE

1. TRANSFERENCIA DE CALOR CON CAMBIO DE FASE

Condensación:

Cuando una superficie fría a la temperatura T_s por debajo de la temperatura de saturación se expone a los vapores saturados o sobrecalentados, el líquido se condensará en la superficie. Si el líquido baña la superficie extendiéndose sobre ella y formando una película, el proceso recibe el nombre de condensación pelicular.

El vapor se condensa sobre el líquido en la interfase debido a que el calor se transfiere a través de la película de líquido. Si se trata con vapores puros, la temperatura del líquido en la interfase es la temperatura de saturación.

Si el líquido no baña la superficie, se forman gotas. Gotas que corren sobre la superficie uniéndose al correr hacia abajo. Este mecanismo se conoce como condensación en gotas, y aunque los coeficientes formados son de 2 a 20 veces mayores que los de condensación pelicular es difícil de obtener prácticamente, por largos periodos, por lo que prácticamente todos los equipos comerciales se diseñan para la condensación en película.

La presencia del condensado actúa como una barrera contra la transferencia de calor desde el vapor a la superficie metálica. Si el vapor contiene un gas no condensable, este gas se acumula durante el proceso de la condensación, lo que hace que actúen como otra resistencia al flujo de calor debido a que el vapor antes de ponerse en contacto con la superficie fría, debe difundirse a través del gas no condensable. La presencia de incondensables reduce considerablemente el coeficiente de condensación, por lo

que es necesario tomarlos en cuenta para predecir en forma exacta el coeficiente de transferencia de calor.

El coeficiente de condensación depende del tipo de superficie sobre la que se efectúa, además de ciertas propiedades del condensado.

Ebullición:

La transferencia de calor a un líquido en ebullición es muy importante en la evaporación y en la destilación. El líquido en ebullición puede estar encerrado en un recipiente con superficies de calentamiento formadas por tubos o placas horizontales o verticales que suministran el calor requerido para la ebullición.

Por regla general en la industria el calentamiento se da por medio de un fluido caliente que se condensa, o que se enfría del otro lado de la superficie calentada.

Durante la ebullición la temperatura del líquido es el punto de ebullición de éste a la presión con la que opera el equipo, por lo que la superficie de calentamiento debe estar a una temperatura superior a dicho punto de ebullición.

En la superficie calentada se generan burbujas de vapor que se elevan a través del líquido.

Hay dos tipos básicos de ebullición: la ebullición pelicular y la ebullición nucleada. Supóngase que se introduce un tubo horizontal calentado en un recipiente que contenga agua a la presión de 1 atm. En la ebullición nucleada se forman burbujas sobre el tubo, las que se desprenden de la superficie del metal y se elevan agitando el líquido.

Si se grafica el flujo de calor contra la diferencia de

temperaturas se observará que a medida que aumenta el ΔT , sube el flujo de calor y el coeficiente de transferencia de calor; esto continúa hasta un punto llamado de flujo máximo, después del cual caen el flujo de calor y el coeficiente debido a que se producen la ebullición en película. En este régimen se forman muchas burbujas con tal rapidez que tienden a aglomerarse formando una capa o película de vapor alrededor del tubo, la cual actúa como aislante. Al aumentar ΔT se incrementa el espesor de la capa, y el flujo de calor y h disminuyen a medida que ΔT aumenta.

La zona de interés comercial para la ingeniería química es la región de ebullición nucleada, la cual se utiliza en los rehervidores de tipo marmita y en los de circulación natural.

Los coeficientes de ebullición dependen de muchos factores, por lo que generalmente las correlaciones son menos precisas que en otros casos de convección.

2. CORRELACIONES PARA CONDENSACION

Condensación sobre tubos horizontales:

$$\frac{hD_o}{k} = 0.73 \left[\frac{D_o^3 \rho^2 g \lambda}{k \mu \Delta T} \right]^{1/4} = 0.76 \left[\frac{D_o^3 \rho^2 g}{\mu \Gamma} \right]^{1/3} \quad (7-2.1)$$

$$\Gamma = \frac{W}{\pi D}$$

(7-2.2)

en donde:

g = aceleración de la gravedad

ρ = densidad del condensado

μ = viscosidad del condensado

k = conductividad térmica del condensado

λ = calor latente de condensación

D_o = diámetro externo del tubo

$\Delta T = T_v - T_s$

T_v = temperatura del vapor

T_s = temperatura de la pared del tubo

Γ = masa de condensado por unidad de superficie

W = masa del condensado por tiempo y tubo

Las propiedades físicas del condensado se obtienen a la temperatura de la película T_f :

$$T_f = T_v - 3/4 (T_v - T_s)$$

(7-2.3)

Para vapor de agua a la presión atmosférica se puede usar la fórmula simplificada:

$$h = \frac{9235}{D_o^{1/4} \Delta T^{1/3}}$$

(7-2.4)

donde:

$$h = \text{kcal/h m}^2\text{ }^\circ\text{C} \quad D_o = \text{m}$$
$$\Delta T = \text{ }^\circ\text{C} \quad \Delta T = (T_v - T_a)/2$$

Condensación sobre un haz de tubos horizontales:

$$\frac{hD_o}{k} = 0.73 \left[\frac{D_o^3 \rho^2 g \lambda}{k \mu \Delta T N} \right]^{1/4} = 0.76 \left[\frac{D_o^3 \rho^2 g}{\mu \Gamma N} \right]^{1/3} \quad (7-2.5)$$

En donde N es el número de tubos que están uno encima de otro en una hilera, cada uno con diámetro D_o .

Condensación en el exterior de tubos y placas verticales, para régimen laminar:

$$\frac{hL}{k} = 1.13 \left[\frac{L^3 \rho^2 g}{k \mu \Delta T} \right]^{1/4} = 1.18 \left[\frac{L^3 \rho^2 g}{\mu \Gamma} \right]^{1/3} \quad (7-2.6)$$

en donde L es la longitud del tubo, la altura de la placa.

Para vapor a presión atmosférica:

$$h = \frac{11915}{L^{1/4} \Delta T^{1/3}} \quad (7-2.7)$$

donde:

$$h = \text{kcal/h m}^2\text{ }^\circ\text{C} \quad L = \text{m}$$
$$\Delta T = \text{ }^\circ\text{C} \quad \Delta T = (T_v - T_a)/2$$

Para régimen turbulento $Re > 525$ ($Re = \Gamma/\mu$)

$$\frac{hD_o}{k} = 0.0134 \left[\frac{\Gamma}{\mu} \right]^{1.07} \left[\frac{D_o^3 \rho^2 g}{\Gamma^2} \right]^{1/3}$$

$$\frac{hD_o}{k} = 0.00071 \left[\frac{kL\Delta T}{D_o\lambda\mu} \right]^{0.47} \left[\frac{D_o^3 \rho g}{\mu^2} \right]^{0.56} \quad (7-2.8)$$

Condensación de vapores en el interior de tubos verticales:

$$Nu = 0.0054 (PrL)^{0.45} (Rev)^{0.9} (\mu_v/\mu_l) (\rho_l/\rho_v)^{0.5} \quad (7-2.9)$$

$$Nu = hD/k_L \quad Rev = \frac{4Wr}{\mu_v \pi D} \quad \mu_v = \text{viscosidad del vapor}$$

$PrL = \text{Prandtl del líquido}$

Condensación dentro de tubos horizontales y serpentines:

$$h \left[\frac{\mu^2}{k^3 \rho^2 g} \right]^{1/3} = 1.51 \left[\frac{4G''}{\mu} \right]^{-1/3} \quad (7-2.10)$$

$$G'' = W/(0.5LNt)$$

Todas las propiedades son del condensado.

Nt = número de tubos para condensar

L = longitud

Para serpentines:

$$h = 1.36 A q^{0.5} L^{0.95} D^{-0.25} \quad (7-2.11)$$

q = carga térmica (W/m^2)

L = (m)

D = diámetro interno (m)

A = Coeficiente función de la temperatura

$$A = 11.77 - 3.273 \cdot 10^{-2} T$$

T = ($^{\circ}C$)

La velocidad del vapor inicial en los serpentines no debe superar los 30 m/s, y cuando ΔT es de 30 a 40°C la relación límite entre la longitud del serpentín y el diámetro L/D es función de la presión del vapor.

P_{atm}	5	3	1.5	0.8
L/Dmax	275	225	175	125

En caso de otros ΔT los valores de L/D para los serpentines de vapor deben multiplicarse por $6/\sqrt{\Delta T}$.

Condensación de un vapor que contiene un gas no condensable:

Si el vapor contiene aire u otro gas no condensable, empeora la transferencia de calor durante la condensación.

El coeficiente entonces es:

$$h_{aire} = \alpha h_{in\ aire}$$

(7-2.12)

α = Factor que depende de la concentración del aire en el vapor dada en kg de aire/kg de vapor.

Programa # 7-1
 Transferecia de calor con cambio de fase
 Condensación

```

10 CLS:REN Condensacion
20 PI=3.1416
30 DEF FNML1(N)=.73*(DO^3*RO^2*FNB(G)*LA/K/MU/DT/N)^(1/4):DEF FNML2(N)=.76*(DO^3
*RO^2*G/MU/FNBA(P1)/N)^(1/3):DEF FNBA(P1)=M/P1/DO
40 DEF FNA(DO)=9233/DO^(1/4)/DT^(1/3)
50 DEF FNML3(L)=1.13*(L^3*RO^2*LA*FNB(G)/K/MU/DT)^(1/4):DEF FNML4(L)=1.18*(L^3*RO
*2*FNB(G)/MU/GA)^(1/3):DEF FNML2(L)=1.1915/L^(1/4)/DT^(1/3)
60 DEF FNML5(MU)=.0134*(FNBA(P1)/MU)*1.07*(DO^3*RO^2*FNB(G)/FNBA(P1))^2*(1/3)
70 DEF FNML6(L)=.00071*(K*DO/DT/DO/LA/MU)^.67*(DO^3*RO*FNB(G)/MU)^2*.56
80 DEF FNML7(MU)=.0054*FNB(K)^.65*FNB(V)^.9*MU/MU*(RO/ROV)^.5
90 DEF FNAE(V)=4*H*RO/MU/P1/D1:DEF FNPR(K)=CP/MU*K
100 DEF FNPR(MT)=M/5/L/MT:DEF FNA3(MU)=1.5*(4*FNPR(MT)/MU)^(1/3)/(MU^2/K^3/RO
^2/FNB(G)^(1/3))
110 DEF FNA(T)=11.77-.03273*T:DEF FNA4(L)=1.36*FNA(T)*K^5*LA^4.35*DI^-.25
120 DEF FNB(G)=6+3600^2
130 CLS:PRINT "Se requiere el coeficiente de transferencia de calor para:";PRINT
"1) Condensacion sobre tubos horizontales";PRINT "2) Condensacion para un haz d
e tubos horizontales"
140 PRINT "3) Condensacion en el exterior de tubos y placas verticales";PRINT "4
) Condensacion de vapores en el interior de tubos verticales";PRINT "5) Condensa
cion dentro de tubos horizontales"
150 PRINT "6) Condensacion dentro de serpentina"
160 INPUT OP1:OP1=INT(OP1):IF OP1<1 OR OP1>6 THEN 130
170 OR OP1 GOTO 180,180,290,400,540,580
180 INPUT "Diametro externo del tubo (a)";DO:INPUT "Temperatura del vapor (C)";T
V:INPUT "Temperatura de la pared del tubo (C)";TS:DI=TV-TS
190 PRINT "Las propiedades fisicas del condensado se obtienen a ";TV-3/4*(TV-TS)
"; (C)"
200 INPUT "Se trata de vapor de agua a P atmosferica en UN SOLID tubo: 1)SI 2)No
";OP2:OP2=INT(OP2):IF OP2<1 OR OP2>2 THEN 200
210 IF OP2=1 THEN 280
220 INPUT "Aceleracion de la gravedad (m/s^2)";G:INPUT "Densidad del condensado (k
g/m^3)";RO:INPUT "Viscosidad del condensado (kg/m h)";MU
230 INPUT "Conductividad termica del condensado (Kcal/h m C)";K:INPUT "Numero de
tubos uno encima de otro en una hilera";N
240 INPUT "Se conoce: 1)Calor Lat.Vap 2)Masa del cond./tiempo/tubo";OP3:OP3=INT
(OP3):IF OP3<1 OR OP3>2 THEN 240
250 OR OP3 GOTO 250,270
260 INPUT "Calor latente de vaporizacion (kcal/kg)";LA:PRINT "El numero d
e Nusselt es: Nu = ";FNML1(N):PRINT "El coeficiente de transferencia de calor es
: h = ";FNML1(N)*K/DO"; (kcal/h m^2 C):END
270 INPUT "Masa del condensado por tiempo y tubo (kg/h)";M:PRINT "El NUME
RO DE NUSSELT ES: NU = ";FNML2(N):PRINT "EL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALO
R ES: H = ";FNML2(N)*K/DO:END
280 DT=DT/2:PRINT "El coeficiente de transferencia de calor es:";PRINT "
h = ";FNA(DO); (kcal/h m^2 C):END
290 INPUT "Longitud del tubo o Altura de la placa (m)";L:INPUT "Temperatura del
vapor (C)";TV:INPUT "TEMPERATURA DE LA PARED DEL TUBO (C)";TS:DT=TV-TS
300 PRINT "Las propiedades fisicas del condensado se obtienen a ";TV-3/4*(TV-TS)
"; (C)"
310 INPUT "Se trata de vapor de agua a P atmosferica: 1)SI 2)No";OP2:OP2=INT(OP
2):IF OP2<1 OR OP2>2 THEN 310
320 IF OP2=1 THEN 460
330 INPUT "Aceleracion de la gravedad (m/s^2)";G:INPUT "Densidad del condensado (k
g/m^3)";RO:INPUT "Viscosidad del condensado (kg/m h)";MU
340 INPUT "Conductividad termica del condensado (Kcal/h m C)";K
350 INPUT "Se conoce el numero de Reynolds: 1)SI 2)No";OPRE:IF OPRE=2 THEN 430

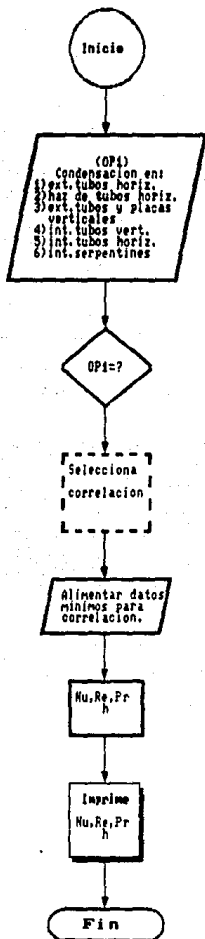
```

```

360 INPUT "Numero de Reynolds":RE:GOTO 370
370 INPUT "Se conoce: 1)Calor Lat.Vap 2)Masa del cond./tiempo/tubo";OP3:OP3=INT
(OP3):IF OP3<1 OR OP3>2 THEN 240
380 ON OP3 GOTO 390,430
390 INPUT "Calor latente de vaporizacion (kcal/kg)":LA:PRINT :PRINT "El numero d
e Nusselt es: Nu = ";FNNU3(L):PRINT "El coeficiente de transferencia de calor es
: h = ";FNNU3(L)*K/L;" (kcal/h m^2 C)":END
400 INPUT "Calor latente de vaporizacion (kcal/kg)":LA:IF RE<=525 THEN 410 ELSE
420
410 PRINT :PRINT "El numero de Nusselt es: Nu = ";FNNU3(NU):PRINT "El coeficiente
de transferencia de calor es: h = ";FNNU3(NU)*K/L;" (kcal/h m^2 C)":END
420 PRINT :PRINT "El numero de Nusselt es: Nu = ";FNNU4(L):PRINT "El coeficiente
de transferencia de calor es: h = ";FNNU4(L)*K/L;" (kcal/h m^2 C)":END
430 INPUT "Masa del condensado por tiempo y tubo (kg/h)":M:INPUT "Diametro exter
no del tubo (m)":DO:RE=FMGA(P1)/M:IF RE<=525 THEN 440 ELSE 450
440 PRINT :PRINT "EL NUMERO DE NUSSELT ES: NU = ";FNNU4(L):PRINT "EL COEFICIENTE
DE TRANSFERENCIA DE CALOR ES: H = ";FNNU4(L)*K/L;"(kcal/h m^2 C)":END
450 PRINT :PRINT "EL NUMERO DE NUSSELT ES: NU = ";FNNU5(MU):PRINT "EL COEFICIENTE
E DE TRANSFERENCIA DE CALOR ES: H = ";FNNU5(MU)*K/L;"(kcal/h m^2 C)":END
460 DT=DT/2:PRINT :PRINT "El coeficiente de transferencia de calor es:":PRINT "
h = ";FNNU2(L):" (kcal/h m^2 C)":END
470 DT=DT/2:PRINT :PRINT "El coeficiente de transferencia de calor es:":PRINT "
h = ";FNNU2(L):" (kcal/h m^2 C)":END
480 INPUT "Diametro interno del tubo (m)":DI:INPUT "Temperatura del vapor (C)":T
V:INPUT "Temperatura de la pared del tubo (C)":TS:DT=TV-TS
490 PRINT "Las propiedades fisicas del condensado se obtienen a ";TV-3/4*(TV-TS)
;" (C)"
500 INPUT "Densidad del condensado (kg/m^3)":RO:INPUT "Viscosidad del condensado
(kg/m h)":RO
510 INPUT "Densidad del vapor (kg/m^3)":ROV:INPUT "Viscosidad del vapor (kg/m h)
":ROV
520 INPUT "Conductividad termica del condensado (Kcal/h m C)":K:INPUT "Capacidad
calorifica del condensado (kcal/kg C)":CP
530 INPUT "Masa del condensado por tiempo y tubo (kg/h)":M:R=DI/2:PRINT :PRINT "
EL NUMERO DE NUSSELT ES: NU = ";FNNU7(MU,M):PRINT "EL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA
A VE CALOR ES: H = ";FNNU2(N)*K/DO;"(kcal/h m^2 C)":END
540 INPUT "Temperatura del vapor (C)":TV:INPUT "Temperatura de la pared del tubo
(C)":TS:DT=TV-TS
550 INPUT "Aceleracion de la gravedad (m/s^2)":G:INPUT "Densidad del condensado (k
g/m^3)":RO:INPUT "Viscosidad del condensado (kg/m h)":MU
560 INPUT "Conductividad termica del condensado (Kcal/h m C)":K:INPUT "Numero de
tubos para condensar":NT
570 INPUT "Masa del condensado por tiempo y tubo (kg/h)":M:PRINT :PRINT "EL COEF
ICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR ES: H = ";FNNU5(MU):" (KCAL/H M^2 C)":END
580 INPUT "Longitud del serpentin (m)":L:INPUT "Diametro interno del serpentin (
m)":DI:INPUT "Carga termica (M/m^2)":Q:INPUT "Temperatura del vapor (C)":T
590 PRINT :PRINT "EL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR ES: H = ";FNNU4(L)/1.1
62429;" kcal/h m^2 C)":END

```

Diagrama de Flujo Para El Programa # 7-1



Problema Resuelto

Un condensador tiene tubos de 1 pulgada de diámetro externo y 1 metro de longitud. Si el condensador es horizontal el condensado tocará a 5 tubos al descender. Si la superficie de los tubos es de 65°C y el vapor que se condensa está a 1 atm, indique el valor del coeficiente.

Solución

Datos:

$$T_f = T_v - 3/4(T_v - T_s)$$

$$T_f = T_v - 3/4(100 - 65)$$

$$T_f = 73.75^{\circ}\text{C}$$

$$\mu_f = 0.37 \text{ cps} \quad g = 1.27 \times 10^8 \text{ m/h}^2 \quad k_f = 0.5696 \text{ kcal/h m}^{\circ}\text{C}$$

$$\rho_f = 979 \text{ kg/m}^3 \quad \lambda_f = 538.4 \text{ kcal/kg}$$

$$\frac{hD_o}{k} = 0.73 \left[\frac{D_o^3 \rho^2 g \lambda}{k \mu \Delta T N} \right]^{1/4} = 0.76 \left[\frac{D_o^3 \rho^2 g}{\mu \Delta T N} \right]^{1/3}$$

$$\text{Nu} = 218.92$$

$$h = 4909.3 \text{ kcal/h m}^2\text{C}$$

Problema resuelto por la computadora

1) Condensación sobre tubos horizontales
2) Condensación para un haz de tubos horizontales
3) Condensación en el exterior de tubos y placas verticales
4) Condensación de vapores en el interior de tubos verticales
5) Condensación dentro de tubos horizontales
6) Condensación dentro de serpentines
? 2
Diámetro externo del tubo (a)? 2.5E-02
Temperatura del vapor (C)? 100
Temperatura de la pared del tubo (C)? 65
Las propiedades físicas del condensado se obtienen a 73.75 (C)
Se trata de vapor de agua a P atmosférica en UN SLD tubo: 1151 21No? 2
Aceleración de la gravedad (a/m²)? 9.81
Densidad del condensado (kg/m³)? 979
Viscosidad del condensado (kg/a h)? 1.332
Conductividad térmica del condensado (Kcal/h m C)? .3496
Número de tubos uno encima de otro en una hilera? 5
Se conoce: 1) Calor Lat. Vap 2) Masa del cond./tiempo/tubo? 1
Calor latente de vaporización (kcal/kg)? 539.4
El número de Nusselt es: Nu = 216.3894
El coeficiente de transferencia de calor es: h = 4930.215 (kcal/h m² C)

Problemas Propuestos

1) Determinar el coeficiente de transferencia de calor del vapor a los tubos de un condensador fabricados en forma de haz horizontal compuesto por 14 filas verticales.

En la superficie de los tubos se condensa vapor de agua seco y saturado a 0.099 kg/cm^2 absolutos, siendo la temperatura de la superficie de los tubos de 35°C y el diámetro de ellos de 16 mm.

$$h = 6858 \text{ kcal/h m}^2\text{C}$$

2) Un condensador tiene tubos verticales de 1 pulgada de diámetro exterior y 1m de altura. Si el vapor está a 100°C y los tubos a 65°C , indique el valor del coeficiente.

$$h = 4536 \text{ kcal/h m}^2\text{C}$$

3) En un serpentín de cobre de 1.6 cm de diámetro interno se obtienen 306.3 ml de vapor condensado en 9.55 minutos, con el vapor a 98°C y siendo el serpentín de 2 m. ¿Cuál es el coeficiente de transferencia de calor?

$$h = 7000 \text{ kcal/h m}^2\text{C}$$

3. CORRELACIONES PARA EBULLICION

EBULLICIÓN EN BURBUJAS DE UN VOLUMEN GRANDE DE LÍQUIDO CON CIRCULACIÓN NATURAL:

Para los casos en que:

$$0.86 \leq Pr \leq 7.6$$

y

$$10^{-5} \leq Re \leq 10^4$$

y presiones de 0.045 kgf/cm² a 178 kgf/cm², se tiene que:

$$\text{Si } Re \geq 10^{-2}$$

$$Nu = 0.125 Re^{0.68} Pr^{1/3}$$

(7-3.1)

$$\text{Si } Re < 10^{-2}$$

$$Nu = 0.0625 Re^{0.5} Pr^{1/3}$$

(7-3.2)

en donde:

$$Re = \frac{q/A \mu}{\lambda \rho_L \nu_L}$$

$$Nu = \frac{h \mu}{k_L}$$

$$Pr_L = \frac{C_p \mu}{k}$$

$$\mu = \frac{C_p \rho_L \sigma T_e}{(\lambda \rho_V)^2}$$

ν_L = viscosidad cinemática del líquido

C_p = capacidad calorífica del líquido

λ = calor latente de vaporización

k_L = conductividad térmica del líquido

σ = tensión superficial

ρ_L = densidad del líquido

ρ_V = densidad del vapor

T_e = temperatura de ebullición

Cuando:

$$\left[\frac{k \Delta T}{\lambda \rho v \nu} \right] Pr^{1/3} \geq 1.6$$

Las ecuaciones se pueden presentar como:

$$Nu = 2.63 \times 10^{-8} \left[\frac{k \Delta T}{\lambda \rho v \nu} \right]^{1.86} Pr^{0.052}$$

(7-3.3)

Cuando:

$$\left[\frac{k \Delta T}{\lambda \rho v \nu} \right] Pr^{1/3} < 1.6$$

$$Nu = 3.91 \times 10^{-8} \left[\frac{k \Delta T}{\lambda \rho v \nu} \right] Pr^{2/3}$$

(7-3.4)

Otra ecuación muy utilizada es:

$$h_i = 1.9 C_a \left[\frac{U_i \Delta T C_L}{\lambda} \right]^{0.69} \left[\frac{Pk_L}{\sigma} \right]^{0.31} \left[\frac{\rho_L}{\rho v} - 1 \right]^{0.33}$$

(7-3.5)

en donde:

P = Presión del sistema (atm)

U = Coeficiente total en un solo tubo (kcal/h m²°C)

ΔT = Diferencia de temperaturas (°C)

σ = (kgf/m)

k = (kcal/h m²°C)

h = Coeficiente en un solo tubo (kcal/h m²°C)

La carga crítica de calor durante la ebullición de un volumen grande de líquido:

puede calcularse por medio de:

$$q_{cr} = Re_{cr} (\lambda \rho_v \nu / \mathcal{L})$$

$$Re_{cr} = 68 \left[g \frac{\mathcal{L}^3 (\rho_L - \rho_v)}{\nu^2 \rho_L} \right]^{4/9} Pr^{-1/9}$$
(7-3.6)

también por:

$$\frac{q}{Ac_r} = 14.79 P_c (P/P_c)^{0.95} \left[1 - \frac{P}{P_c} \right]^{0.9}$$
(7-3.7)

así como por:

$$q = 34.56 \rho_v \lambda \left[\frac{\sigma (\rho_L - \rho_v) g}{\rho_v^2} \right]^{0.25}$$
(7-3.8)

Ecuaciones para el agua:

Para ebullición en el exterior de superficies sumergidas horizontales a 1 atm:

Si $q/A < 13760 \text{ kcal/m}^2\text{h}$

$$h = 897 \Delta T^{1/3}$$
(7-3.9)

Si $13760 \leq q/A \leq 200000$

$$h = 4.78 \Delta T^3$$
(7-3.10)

Para superficies verticales:

Si $q/A < 3000 \text{ kcal/m}^2\text{h}$

$$h = 462 \Delta T^{1/7}$$

(7-3.11)

Si $3000 \leq q/A \leq 60000 \text{ kcal/m}^2\text{h}$

$$h = 6.838 \Delta T^3$$

(7-3.12)

donde:

$$\Delta T = T_s - T_e = (^\circ\text{C}) \quad T_e = \text{Temperatura de ebullición}$$

Si la presión es diferente de la atmosférica, los valores de h a 1 atm se deben multiplicar por $P^{0.4}$.

Para ebullición con convección forzada en el interior de tubos:

$$h = 2.2 \Delta T^3 \exp(P/15.306)$$

(7-3.13)

$$h = \text{kcal/h m}^2\text{C} \quad \Delta T = ^\circ\text{C} \quad P = \text{atm}$$

Ebullición por movimiento forzado de un fluido por el interior de los tubos:

$$\text{Si } \frac{h_{eb}}{h\omega} \leq 0.5 \quad h = h\omega$$

(7-3.14)

$$\text{Si } \frac{h_{eb}}{h\omega} \geq 2 \quad h = h_{eb}$$

(7-3.15)

$$0.5 < \frac{h_{eb}}{h\omega} < 2$$

$$\frac{h}{h\omega} = \frac{4h\omega + h_{eb}}{5h\omega - h_{eb}}$$

(7-3.16)

h = coeficiente de transferencia de calor durante el movimiento forzado de líquido en ebullición por tubos

h_{eb} = coeficiente de transferencia de calor durante la ebullición

desarrollada de burbujas en gran volumen, determinado por las ecuaciones (7-3.1 y 2).

h_w = coeficiente de transferencia de calor durante el movimiento turbulento de un fluido por los tubos:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{1/3} (\mu/\mu_s)^{0.14}$$

Las fórmulas anteriores son válidas para el agua a presiones de 1 atm a 86 atm, velocidades de 0.2 a 6.7 m/s y contenido volumétrico de los vapores menores a 70%.

Programa # 7-2
 Transferencia de calor con cambio de fase
 Ebullición

```

10 DEF FNNU1(J)=.125*FNRE(J)^.65*FNPR(J)^(1/3)
20 DEF FNNU2(J)=.0625*FNRE(J)^.5*FNPR(J)^(1/3)
30 DEF FNRE(J)=Q*FNL(J)/LA/ROV/(NU/RO)
40 DEF FNPR(J)=Q*NU/K
50 DEF FNL(J)=CP*RO*SI*TE/(LA*ROV)^2/4185
60 DEF FNPR(J)=FNPR(J)^(1/3)*K*OT/LA/ROV/(NU/RO)
70 DEF FNNU3(J)=.00263*(K*OT/LA/ROV/(NU/RO))^1.86*FNPR(J)^.952
80 DEF FNNU4(J)=.00371*(K*OT/LA/ROV/(NU/RO))^1.86*FNPR(J)^(2/3)
90 DEF FNRE2(J)=FNRE2(J)*(LA*ROV/(NU/RO)/FNL(J)
100 DEF FNRE3(J)=48*(FNL(J)^3*(RO-ROV)/(NU/RO)^2/RO)^(4/9)*FNPR(J)^(1/3)
110 DEF FNRE22(J)=14.79*CP*(P/PC)^.35*(1-P/PC)^.9
120 DEF FNRE3(J)=34.56*ROV*LA*(SI*(RO-ROV)+6/ROV)^2*.25
130 DEF FNNU1(J)=897*OT^(1/3)
140 DEF FNNU2(J)=4.78*OT^3
150 DEF FNNU3(J)=462*OT^(1/7)
160 DEF FNNU4(J)=6.83*OT^3
170 DEF FNNU5(J)=2.24*OT^3*EXP(PO/15.306)
180 DEF FNNU2(J)=FNNU2(J)*K/D
190 DEF FNNU5(J)=.023*(D*V/RO/NU)^.8*FNPR(J)^(1/3)*(NU/NU5)^.14
200 CLS:PRINT "Se trata de:"PRINT "1)Ebullicion en borbuljas de un vol. grande d
e liquido con circulacion natural"
210 PRINT "2)Carga critica de calor durante la ebullicion de un vol. grande de l
iquid"
220 PRINT "3)Ebullicion por acvamiento forzado de un fluido por el interior de 1
os tubos"
230 PRINT "4)Ebullicion de agua"
240 INPUT OP1:OP1=INT(OP1):IF OP1<1 OR OP1>4 THEN 200
250 ON OP1 GOTO 260,430,530,590
260 INPUT "Se conoce: 1)Temperaturas 2)Carga termica":OP1=INT(OP1):IF OP1<
1 OR OP1>2 THEN 260
270 IF OP1=2 THEN 290
280 INPUT "Temperatura del liquido (C)":TL:INPUT "Temperatura en la superficie (
C)":TS:DI=ABS(TL-TS)
290 INPUT "Capacidad calorifica del liquido (kcal/kg C)":CP:INPUT "Viscosidad de
l liquido (kg/a h)":MU:INPUT "Densidad del liquido (kg/m^3)":RO:INPUT "Conductiv
idad termica del liquido (kcal/h a C)":K
300 INPUT "Calor latente de vaporizacion (kcal/kg)":LA:INPUT "Densidad del vapor
(kg/m^3)":ROV
310 IF OP1=2 THEN 370
320 IF FNOP(J)=1.6 THEN 330 ELSE 350
330 PRINT "El numero de Prandtl es Pr =":FNPR(J):PRINT "El numero de Nusselt es
Nu =":FNNU1(J):INPUT "Se conocen la tension superficial y la temp. de ebullici
on: 1)S 2)No":OPSI
340 IF OPSI=1 THEN 360 ELSE END
350 PRINT "El numero de Prandtl es Pr =":FNPR(J):PRINT "El numero de Nusselt es
Nu =":FNNU4(J):INPUT "Se conocen la tension superficial y la temp. de ebullici
on: 1)S 2)No":OPSI
360 INPUT "Temperatura de ebullicion (C)":TE:INPUT "Tension superficial (kg/s^2)
":SI:IF OPSI=1 THEN PRINT "El coeficiente es h =":FNNU4(J)*K/FNL(J):" (kcal/h m^2)
":END
370 INPUT "Carga termica (kcal/h a^2)":Q:INPUT "Tension superficial (kg/s^2)":SI
:INPUT "Temperatura de ebullicion (C)":TE
380 IF (FNPR(J)>.86 AND FNPR(J)<7.6) AND (FNRE(J)<10^4 AND FNRE(J)>10^-2) TH
EN 390 ELSE 400
390 PRINT "El numero de Reynolds es Re =":FNRE(J):PRINT "El numero de Prandtl e
s Pr =":FNPR(J):PRINT "El numero L =":FNL(J):PRINT "El numero de Nusselt es Nu
 =":FNNU1(J):PRINT "El coeficiente es h =":FNNU1(J)*K/FNL(J):" (kcal/h m^2 C)
":END
400 IF (FNPR(J)>.86 AND FNPR(J)<7.6) AND (FNRE(J)>10^4 AND FNRE(J)>10^-5) TH
EN 410 ELSE 420
410 PRINT "El numero de Reynolds es Re =":FNRE(J):PRINT "El numero de Prandtl e
s Pr =":FNPR(J):PRINT "El numero L =":FNL(J):PRINT "El numero de Nusselt es Nu
 =":FNNU2(J):PRINT "El coeficiente es h =":FNNU2(J)*K/FNL(J):" (kcal/h m^2 C)
":END
420 PRINT "Condiciones fuera del rango de aplicacion":END

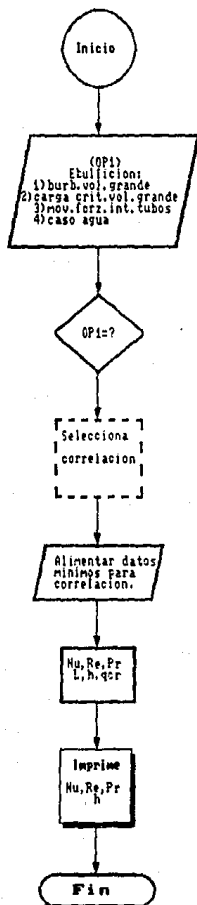
```

```

430 INPUT "Se desea hacer uso de la ec.: 1)(7-3.6) 2)(7-3.7) 3)(7-3.8)";OP1
OP1=INT(OP1):IF OP1<1 OR OP1>3 THEN 430
440 ON OP1 GOTO 450,480,500
450 INPUT "Densidad del liquido (kg/m^3)";RO:INPUT "Densidad del vapor (kg/m^3)"
:ROV:INPUT "Viscosidad del liquido (kg/m h)";MU:INPUT "Capacidad calorifica de l
: liquido (kcal/kg C)";CP:INPUT "Conductividad termica de liquido (kcal/h m C)";K
460 INPUT "Aceleracion de la gravedad (m/s^2)";G:G=9.81:INPUT "Temperatura d
e ebullicion (C)";TE:INPUT "Tension superficial (kg/s^2)";SI:INPUT "Calor latente
e de vaporizacion (kcal/kg)";LA
470 PRINT "El numero critico de Reynolds es Re = ";FNUM2(J):PRINT "El numero de
Prantli es Pr = ";FPR(J):PRINT "La carga critica de calor es qcr = ";FNUM2(J)
(kcal/h m^2)";END
480 INPUT "Presion critica del compuesto o mezcla (ata)";PC:INPUT "Presion de op
eracion (ata)";P
490 PRINT "La carga critica de calor es: qcr = ";FNUM2(J) (kcal/h m^2)";END
500 INPUT "Densidad del liquido (kg/m^3)";RO:INPUT "Densidad del vapor (kg/m^3)"
:ROV
510 INPUT "Aceleracion de la gravedad (m/s^2)";G:G=9.81:INPUT "Tension super
ficial (kg/s^2)";SI:INPUT "Calor latente de vaporizacion (kcal/kg)";LA
520 PRINT "La carga critica de calor es: qcr = ";FNUM2(J) (kcal/h m^2)";END
530 INPUT "Diametro interno del tubo (m)";D:INPUT "Velocidad de flujo (m/s)";V:I
NPUT "Viscosidad del liquido (kg/m h)";MU:INPUT "Densidad del liquido (kg/m^3)";
RO:INPUT "Capacidad calorifica del liquido (kcal/kg C)";CP
540 INPUT "Conductividad termica del liquido (kcal/h m C)";K:INPUT "Viscosidad d
el liquido a la temp. de superficie del tubo (C)";MUS
550 H=FNUM2(J)*K/D:INPUT "Coeficiente de transferencia de calor en ebullicion e
n burbujas de un volumen grande de liquido con circulacion natural (kcal/h m^2
C)";HEB
560 IF HEB/IN<=.5 THEN H=H
570 IF HEB/IN>=2 THEN H=H*EB ELSE H=H*(H+H*EB)/(5+H*EB)
580 PRINT "El coeficiente de transferencia de calor es: h = ";H (kcal/h m^2 C)
";END
590 PRINT "Se trata de:";PRINT "1)Ebullicion en el exterior de superficies sumer
gidas horizontales";PRINT "2)Ebullicion en el exterior de superficies sumergida
s verticales";PRINT "3)Ebullicion con conveccion forzada en el interior de tubos
";
600 INPUT OP1:OP1=INT(OP1):IF OP1<1 OR OP1>3 THEN 590
610 ON OP1 GOTO 620,710,800
620 INPUT "Se conoce q/A: 1)SI 2)NO";OP2:IF OP2=1 THEN 630 ELSE 670
630 INPUT "q/A (kcal/h m)";Q:INPUT "Temperatura de ebullicion (C)";TE:INPUT "T
emperatura en la superficie (C)";TS:DT=TS-TE:INPUT "Presion de trabajo (ata)";P
640 IF Q<13760 THEN H=FNUM1(J)*Q*.4
650 IF Q<=200000 AND Q>=13760 THEN H=FNUM2(J)*Q*.4 ELSE 420
660 PRINT "El coeficiente de transferencia de calor es: h = ";H (kcal/h m^2 C)
";END
670 INPUT "Area de transferencia (m^2)";A:INPUT "Temperatura de ebullicion (C)";
TE:INPUT "Temperatura en la superficie (C)";TS:DT=TS-TE:INPUT "Presion de Traba
jo (ata)";P
680 H=FNUM1(J)*Q*.4
690 IF H<DT=13760 THEN H=FNUM2(J)*Q*.4
700 Q=H*DT:PRINT "El coeficiente de transferencia de calor es h = ";H (kcal/h
m^2 C)";PRINT "El calor transmitido es q = ";Q (kcal/h)";END
710 INPUT "Se conoce q/A: 1)SI 2)NO";OP2:IF OP2=1 THEN 720 ELSE 760
720 INPUT "q/A (kcal/h m)";Q:INPUT "Temperatura de ebullicion (C)";TE:INPUT "T
emperatura en la superficie (C)";TS:DT=TS-TE:INPUT "Presion de trabajo (ata)";P
730 IF Q<3000 THEN H=FNUM1(J)*Q*.4
740 IF Q<=60000 AND Q>=3000 THEN H=FNUM4(J)*Q*.4
750 PRINT "El coeficiente de transferencia de calor es h = ";H (kcal/h m^2 C)
";END
760 INPUT "Area de transferencia (m^2)";A:INPUT "Temperatura de ebullicion (C)";
TE:INPUT "Temperatura en la superficie (C)";TS:DT=TS-TE:INPUT "Presion de traba
jo (ata)";P
770 H=FNUM3(J)*Q*.4
780 IF H<DT=3000 THEN H=FNUM4(J)*Q*.4
790 Q=H*DT:PRINT "El coeficiente de transferencia de calor es h = ";H (kcal/h
m^2 C)";PRINT "El calor transmitido es q = ";Q (kcal/h)";END
800 INPUT "Temperatura de ebullicion (C)";TE:INPUT "Temperatura en la superficie
(C)";TS:DT=TS-TE:INPUT "Presion de trabajo (ata)";P
810 PRINT "El coeficiente de transferencia de calor es: h = ";FNUM5(J) (kcal/h
m^2 C)";END

```

Diagrama de Flujo Para El Programa # 7-2



Problema Resuelto

Determine el coeficiente de transferencia de calor en la superficie exterior de los tubos de un evaporador al agua hirviendo, si la carga térmica es de $172000 \text{ kcal/h m}^2$, el régimen de ebullición es nuclear (burbujas) y el agua se encuentra a la presión de 2 atm absolutas.

Solución

Datos a 2 atm.

$$T_e = 393^\circ\text{K} \quad k = 0.59 \text{ kcal/h m}^\circ\text{C} \quad Pr = 1.47$$

$$\rho = 943 \text{ kg/m}^3 \quad C_p = 1.01 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$$

$$\nu = 0.244 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \quad \lambda = 527 \text{ kcal/kg}$$

$$\sigma = 549 \times 10^{-4} \text{ kg/s}^2$$

$$\text{Si } Re \geq 10^{-2}$$

$$Nu = 0.125 Re^{0.65} Pr^{1/3}$$

$$Re = \frac{q/A \cdot \mu}{\lambda \rho \nu L}$$

$$Nu = \frac{h \cdot \mu}{kL}$$

$$Pr_L = \frac{C_p \mu}{k}$$

$$\mu = \frac{C_p \rho L \sigma T_e}{(\lambda \rho \nu)^2}$$

$$\mu = \frac{1.01 \cdot 943 \cdot 549 \times 10^{-4} \cdot 393}{(527 \cdot 1.119)^2 \cdot 4185 \text{ J/kcal}}$$

$$\mu = 14.11 \times 10^{-6} \text{ m}$$

$$Re = [172000 \cdot 14.11 \times 10^{-6}] / [527 \cdot 1.119 \cdot 0.244 \times 10^{-6} \cdot 3600]$$

$$Re = 4.68$$

$$Pr = [1.01 \cdot 0.244 \times 10^{-6} \cdot 943 \cdot 3600] / 0.59$$

$$Pr = 1.4179$$

$$Nu = 0.125 [4.68]^{0.65} [1.4179]^{1/3} = 0.3828$$

$$h = 16009.8 \text{ kcal/h m}^2\text{C}$$

Problema Resuelto por la computadora

Se trata de:

- 1) Ebullición en burbujas de un vol. grande de líquido con circulación natural
- 2) Carga crítica de calor durante la ebullición de un vol. grande de líquido
- 3) Ebullición por movimiento forzado de un fluido por el interior de los tubos
- 4) Ebullición de agua

? 1

Se conoce: 1) Temperaturas 2) Carga térmica? 2
Capacidad calorífica del líquido (kcal/kg C)? 1.01
Viscosidad del líquido (kg/m²s)? .8283315
Densidad del líquido (kg/m³)? 943
Conductividad térmica del líquido (kcal/h m C)? .59
Calor latente de vaporización (kcal/kg)? 527
Densidad del vapor (kg/m³)? 1.119
Carga térmica (kcal/h m²)? 17000
Tensión superficial (kg/m²)? 549E-04
Temperatura de ebullición (C)? 393
El número de Reynolds es $Re = 4.888312$
El número de Prandtl es $Pr = 1.417791$
El número $Gr = 1.411952E-05$
El número de Nusselt es $Nu = .3833792$
El coeficiente es $h = 16019.88$ (kcal/h m² C)

Problemas Propuestos

1) En el problema resuelto se puede utilizar la forma simplificada para agua, ¿cuál sería el coeficiente si la temperatura de los tubos fuera de 135°C ?

$$h = 18009.8 \text{ kcal/h m}^2\text{C}$$

2) En las condiciones de los problemas anteriores, ¿cuál es el flujo crítico de calor?

$$q_{cr} = 1579119 \text{ kcal/h m}^2$$

3) Se hierve una solución acuosa a 2 atm abs. de presión en una olla enchaquetada. El diámetro interior de la olla es de 3 m y su altura es de 4 m. La pared interior de la olla está a 110°C . ¿Cuál será el coeficiente de transferencia de calor por ebullición para la superficie inferior de la olla? ¿Cuál será el coeficiente para las paredes de la olla?

$$\text{Superficie horizontal: } h = 4780 \text{ kcal/h m}^2$$

$$\text{Superficie vertical: } h = 8838 \text{ kcal/h m}^2$$

$$\text{Calor total transmitido: } q = 2915572.3 \text{ kcal/h}$$

CAPITULO VIII

RADIACION

1. RADIACION

A diferencia de los mecanismos de transferencia de calor por conducción y convección, en donde el transporte de calor requiere de un medio para llevarse a cabo, el calor puede propagarse por radiación aún en el vacío. El mecanismo físico de la radiación no está completamente entendido en cuanto a si ésta se transmite por ondas electromagnéticas o por fotones, pero se sabe que la radiación viaja en el vacío a la velocidad de la luz.

La radiación térmica se define como la energía radiante emitida por un medio debido a su temperatura. Las longitudes de onda están comprendidas entre 0.1 y 100 μ .

2. CUERPO NEGRO

Un cuerpo negro es aquel que emite y absorbe a cualquier temperatura y en cualquier longitud de onda la máxima cantidad posible de radiación. Es decir, el cuerpo negro es un estándar con el que pueden compararse las características de la radiación de otros cuerpos. Un cuerpo negro es un absorbedor perfecto, ya que toda la radiación que incide sobre él es absorbida sin importar la longitud de onda.

La potencia emisiva total de un cuerpo negro a lo largo de todo el espectro de longitudes de onda se calcula con la ley de Stefan-Boltzmann:

$$q = A \sigma T^4$$

(8-2.1)

en donde σ es la constante de Stefan-Boltzmann (5.6697×10^{-8} W/m²·K⁴). T es la temperatura absoluta en °K y q es la potencia emisiva en W.

Hasta ahora se ha hablado del cuerpo negro como estándar de radiación para otros cuerpos. Dado que la mayoría de las superficies de uso corriente difieren en su comportamiento del cuerpo negro, es conveniente definir la radiación de éstas en términos de parámetros adimensionales. Dos de estos parámetros son la emisividad y la absorbancia o coeficiente de absorción.

La emisividad se define como el cociente de la potencia emisiva de un cuerpo entre la del cuerpo negro, y es igual a 1 para el cuerpo negro:

$$\epsilon = \frac{q_{\text{cuerpo}}}{q_{\text{cuerpo negro}}} \quad (8-2.2)$$

La ley de Kirchoff enuncia que a una misma temperatura, T₁, los valores de la emisividad y la absorbancia de una determinada superficie son iguales, esto es:

$$\epsilon = \alpha_1 \quad (8-2.3)$$

Para un cuerpo con emisividad $\epsilon < 1$ el poder de emisión es:

$$q = A \epsilon \sigma T^4 \quad (8-2.3)$$

Las sustancias que tienen emisividades inferiores a 1 reciben el nombre de cuerpos grises.

Aunque la ecuación de Stefan-Boltzmann es la relación fundamental para la energía transferida por radiación, solamente

indica la radiación emitida por un cuerpo sin tomar en cuenta la que absorbe.

En la práctica el interés se centra en el flujo neto de energía. Esta es la diferencia entre la energía radiante emitida y la absorbida en la unidad de tiempo. Si se considera sólo la radiación del cuerpo:

$$q_{\text{neto}} = q_{\text{emitido}} - q_{\text{absorbido}}$$

(8-2.4)

pero como:

$$q_{\text{emitido}} = \sigma \epsilon_1 A T_1^4$$

y

$$q_{\text{absorbido}} = \sigma \alpha_{1,2} A T_2^4$$

El flujo neto será:

$$q_{\text{neto}} = \sigma A [\epsilon_1 T_1^4 - \alpha_{1,2} T_2^4]$$

y si $\alpha_{1,2} = \epsilon_1$

$$q_{\text{neto}} = \sigma A \epsilon_1 [T_1^4 - T_2^4]$$

(8-2.5)

Es decir, cuando en el coeficiente de absorción sólo influye la temperatura de la superficie y no la del foco.

T_1 = Temperatura del cuerpo emisor

T_2 = Temperatura de las superficies que rodean al cuerpo emisor

A = Área de la superficie del cuerpo que absorbe y emite

$\alpha_{1,2}$ = Coeficiente de absorción de la superficie que se encuentra a T_2 para una radiación procedente de un foco a T_1

El intercambio de calor entre dos superficies depende del tamaño, de la forma y de la orientación relativa de dichas superficies, así como de sus emisividades y absorbanancias. En los casos más sencillos las superficies están separadas por medios no

absorbentes como el aire. Cuando están presentes el CO_2 y el H_2O éstos absorben parte de la radiación.

3. COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA POR RADIACION

La transferencia neta de calor por unidad de superficie desde un cuerpo gris a T_1 a unos alrededores negros a T_2 queda como:

$$q/A = h_r (T_1 - T_2)$$

(8-3.1)

de lo que se desprende

$$h_r = \frac{q/A}{T_1 - T_2} = \frac{\sigma \epsilon}{T_1 - T_2} [T_1^4 - T_2^4]$$

(8-3.2)

Esta ecuación se puede aplicar también si los alrededores no son negros, siempre que el cuerpo sea pequeño y que su radiación no se refleje de nuevo hacia él.

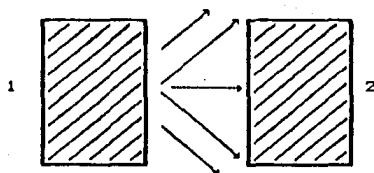
4. FACTORES GEOMETRICOS

Cuando el cuerpo 1 está enteramente rodeado por la superficie del cuerpo 2, toda la radiación transferida de 1 es interceptada por el cuerpo 2 y toda la radiación de 2 es interceptada por 1. La misma situación existiría si 1 y 2 fueran planos paralelos infinitos.

Sin embargo si los cuerpos 1 y 2 fueran planos paralelos finitos no existirá un intercambio completo de radiación entre los planos, ya que se perderá algo de la energía en los alrededores. Para determinar cuánta energía se transmitirá de uno a otro cuerpo

es necesario emplear los llamados factores geométricos de observación, que toman en cuenta las pérdidas hacia los alrededores.

Si se considera la radiación entre dos planos negros paralelos de tamaño finito, parte de la radiación emitida por 1 no incide en 2.



La cantidad de energía transferida de 1 a 2 es:

$$q_{12} = \sigma F_{1,2} A_1 (T_1^4 - T_2^4)$$

(B-4.1)

en donde $F_{1,2}$ es la fracción de la energía que deja 1 que es interceptada por A_2 .

También:

$$q_{21} = \sigma F_{2,1} A_2 (T_1^4 - T_2^4)$$

Con planos paralelos infinitos:

$$F_{1,2} = F_{2,1} = 1$$

Los valores de $F_{1,2}$ son calculables para distintos tipos de arreglos.

4.1. PROPIEDADES DE LOS FACTORES GEOMETRICOS

Los factores, F_{ij} , y sus productos por las superficies, $A_i F_{ij}$, denominados áreas de intercambio directo, cumplen una serie de principios y propiedades, cuya aplicación permite el cálculo de

factores geométricos entre superficies de configuraciones sencillas.

A continuación se pasa revista a tales principios y propiedades.

Principio de reciprocidad:

De las ecuaciones de definición de los factores geométricos:

$$F_{ji} = \frac{1}{\pi A_j} \int_{A_j} \int_{A_i} \frac{\cos \alpha_j \cos \alpha_i}{r^2} dA_j dA_i$$

$$F_{ij} = \frac{1}{\pi A_i} \int_{A_j} \int_{A_i} \frac{\cos \alpha_j \cos \alpha_i}{r^2} dA_j dA_i$$

(B-4.1.1)

se deduce:

$$A_j F_{ji} = A_i F_{ij}$$

(B-4.1.2)

expresión que establece la igualdad de las dos áreas del intercambio directo, conocida como principio de reciprocidad.

Principio de conservación:

En un sistema cerrado de N superficies, el caudal de radiación que abandona la superficie A_j es igual a la suma de los caudales de radiación que llegan a todas las superficies del sistema, es decir:

$$A_j \epsilon_j = A_j \epsilon_j (F_{j1} + F_{j2} + \dots + F_{jn})$$

$$\therefore 1 = F_{j1} + F_{j2} + \dots + F_{jn} \quad \therefore \sum_{i=1}^n F_{ji} = 1$$

(B-4.1.3)

Principio de no visibilidad:

En toda superficie que "no puede verse a sí misma", como en el caso de una superficie plana, su factor de visión respecto a ella

misma es cero:

$$F_{jj} = 0$$

(B-4.1.4)

Principio de aditividad:

Si una superficie es suma de otras varias, evidentemente se tendrá:

$$\begin{aligned} A_{ijkl} &= A_i + A_k + A_l \\ AF_{jkl} &= AF_{ji} + AF_{jk} + AF_{jl} \\ \therefore F_{jkl} &= F_{ji} + F_{jk} + F_{jl} \end{aligned}$$

(B-4.1.5)

La inversa de esta propiedad no es verdadera. En efecto, aplicando reiteradamente el principio de la reciprocidad a la segunda de las expresiones anteriores, se tiene:

$$\begin{aligned} A_{kl}F_{jkl} &= A_l F_{lj} + A_k F_{kl} + A_l F_{lj} \\ \therefore F_{jkl} &\neq F_{ji} + F_{kj} + F_{lj} \end{aligned}$$

(B-4.1.6)

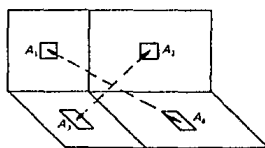
Principio de simetría:

En todo sistema como el de la figura B-4.1 en que existen parejas de superficies como las A_1-A_4 y A_2-A_3 de forma que cada superficie de una pareja tiene su simétrica en la otra, como en este caso en que son simétricas A_1 y A_2 , por un lado, y A_3 y A_4 , por otro, se cumple la relación:

$$A_1 F_{14} = A_2 F_{23}$$

(B-4.1.7)

Figura 8-4.1



Principio de simetría.

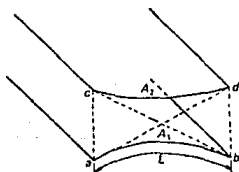
Principio de las cuerdas:

Entre dos superficies como las A_1 y A_2 representadas en la figura 8-4.2, de anchuras finitas (arcos ab y cd) y gran longitud, el factor geométrico F_{12} resulta de dividir por el doble de la longitud, L , del arco ab , la diferencia entre la suma de las cuerdas que se cruzan y la suma de las que no se cruzan:

$$F_{12} = \frac{1}{2L} [(\overline{ad} + \overline{bc}) - (\overline{ac} + \overline{bd})]$$

(8-4.1.8)

Figura 8-4.2

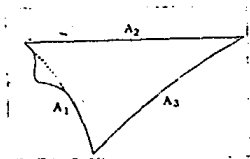


Principio de las cuerdas.

5. SISTEMAS BIDIMENSIONALES - METODO DEL HILO CRUZADO

Los sistemas bidimensionales (2) se caracterizan por sus áreas de extensión infinita en una dirección, generadas por una línea recta en movimiento paralelo a sí misma, con todas las secciones cruzadas, normales a la dimensión infinita, idénticas. Este caso tiene una importancia especial, ya que aproxima la solución de un gran número de casos de aplicación en ingeniería y porque ilustra de manera sencilla algunos principios importantes en la geometría de la radiación.

Para ejemplificar este método, consideremos una envolvente formada por tres superficies bidimensionales A_1 , A_2 y A_3 :



Cada superficie representa el área efectiva obtenida al estirar rígidamente una cuerda sobre la cara radiante entre los bordes limitantes, para producir una superficie que no pueda verse a sí misma. Entonces, teniendo en consideración que el área de intercambio es; $F_{12} * A = \overline{12}$:

$$\overline{12} + \overline{13} = A_1$$

$$\overline{21} + \overline{23} = A_2$$

$$\overline{31} + \overline{32} = A_3$$

(B-5.1)

Haciendo uso de las identidades $\overline{12} = 2\overline{1}$, $\overline{13} = 3\overline{1}$, y $\overline{23} = 3\overline{2}$, las ecuaciones (8-5.1) se convierten en un problema de tres ecuaciones con tres incógnitas; y la solución para $\overline{12}$ es:

$$\overline{12} = \frac{A_1 + A_2 + A_3}{2} \quad (8-5.2)$$

Flujo entre tiras paralelas:

Para plantear el flujo entre tiras planas y largas, paralelas A_1 y A_2 , cada una de ancho W , separadas por un espacio S , y con una longitud L la cual es mucho mayor en comparación a W ó S . El área de intercambio es:

$$\overline{12} \equiv A_1 F_{12} = [(W^2 + S^2)^{1/2} - S]L \quad (8-5.3)$$

ó

$$\frac{\overline{12}}{WL} = F_{12} = [1 + (S/W)^2]^{1/2} - S/W$$

Este factor, se acerca a la proporcionalidad inversa con la distancia a separaciones muy grandes.

El mismo resultado se obtiene, con mucho mayor esfuerzo, mediante la integración directa de la ecuación formal:

$$\overline{12} = \int_{A_2} \int_{A_1} \frac{(dA_1 \cos \theta_1) (dA_2 \cos \theta_2)}{\pi r^2} \quad (8-5.4)$$

Problemas de hileras de tubos:

El método del hilo cruzado proporciona rápida solución a un caso importante de transferencia por radiación, la transferencia de la cámara de un horno a fuego directo hacia una hilera de tubos montados en la pared, o la transferencia de calor por medio de

resistencias eléctricas cilíndricas hacia la cámara de un horno.

a) Considérense dos tubos paralelos circulares, suficientemente largos comparados con su diámetro D , o su separación entre ejes C , para poder tratar este problema como bidimensional. Sean sus áreas externas representadas por A_a y A_b . El método del hilo cruzado proporciona el área de intercambio directo \overline{ab} :

$$\overline{ab} = D(\text{sen}^{-1}(D/C) + [(C/D)^2 - 1]^{1/2} - (C/D))$$

$$F_{ab} = \overline{ab}/(nD)$$

(8-5.5)

b) Sea el problema: De la radiación fluyendo hacia una hilera infinita de tubos de un lado, encontrar la fracción que es interceptada por la hilera de tubos.

El área mínima a través de la cual fluye la radiación es P , el área de un plano paralelo al plano de ejes de tubos. El tubo "a" ve dos vecinos y el espacio externo a los planos tangentes a los tubos. La suma de el campo visual de "a" es:

$$2\overline{ab} + 2\overline{aP} = A_a$$

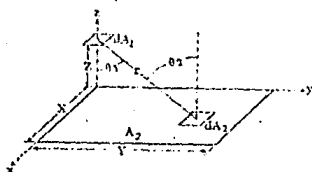
(8-5.6)

donde \overline{aP} representa el área de intercambio directo asociada con el flujo de "a" a P ó de P a "a".

$$F_{pi} = nD/(2C) - \overline{ab}/C$$

(8-5.7)

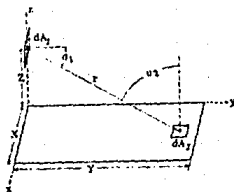
Radiación entre un área finita y un elemento plano diferencial:



$$F_{12} = \frac{1}{2\pi} \left[\frac{X}{(X^2+Z^2)^{1/2}} \operatorname{sen}^{-1} \frac{Y}{(X^2+Y^2+Z^2)^{1/2}} + \frac{X}{(Y^2+Z^2)^{1/2}} \operatorname{sen}^{-1} \frac{X}{(X^2+Y^2+Z^2)^{1/2}} \right]$$

(B-5.8)

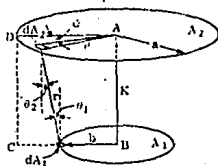
Factor geométrico entre un elemento \$dA_1\$ y un rectángulo con vértice en el plano de \$dA_1\$ y con normal al rectángulo pasando a través de \$dA_1\$:



$$F_{12} = \frac{1}{2\pi} \left[\operatorname{sen}^{-1} \frac{X}{(X^2+Z^2)^{1/2}} - \frac{Z}{(Y^2+Z^2)^{1/2}} \operatorname{sen}^{-1} \frac{X}{(X^2+Y^2+Z^2)^{1/2}} \right]$$

(B-5.9)

Factor geométrico para dos discos paralelos:



$$F_{12} = 1/2 \left\{ 1 - \frac{b^2 + K^2 - a^2}{[b^4 + 2(K^2 - a^2)b^2 + (K^2 + a^2)^2]^{1/2}} \right\}$$

(B-5.10)

6. FACTOR GEOMETRICO ENTRE ELEMENTOS FINITOS

Cualquier área A_1 radiando un área A_2 , mediante la división de A_1 en un número suficiente de áreas iguales, determinando el factor F_{12} para los centros de esas áreas mediante cualquiera de los métodos existentes, tomando así la media aritmética de los valores de F obtenidos. Uno puede, por supuesto, determinar el factor global para cualquier par de áreas, sin embargo éste será irregular. El número de factores que será necesario evaluar es minimizado mediante la elección de A_1 como la superficie más pequeña de las áreas involucradas.

Rectángulos A_1 y A_2 de dimensiones iguales en planos directamente opuestos y paralelos:

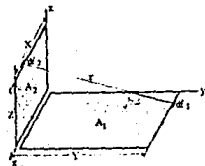
Usando la ec. (B-5.8), así como su figura, e integrando sobre el área A_1 tenemos:

$$F_{12} = 1/n \left[\frac{Z^2}{XY} \ln \frac{(X^2+Z^2)(Y^2+Z^2)}{(X^2+Y^2+Z^2)Z^2} - \frac{2Z}{Y} \tan^{-1} \frac{X}{Y} - \frac{2Z}{X} \tan^{-1} \frac{Y}{Z} + \frac{2}{Y} (Y^2+Z^2)^{1/2} \tan^{-1} \frac{X}{(Y^2+Z^2)^{1/2}} + \frac{2}{X} (X^2+Z^2)^{1/2} \tan^{-1} \frac{Y}{(X^2+Z^2)^{1/2}} \right]$$

(B-6.1)

En el límite, mientras Y tiende a infinito, la ecuación anterior, proporciona el factor entre tiras paralelas infinitas, ec. (B-5.3), siendo $S=Z$, $W=X$, y $L=Y$.

Rectángulos en planos perpendiculares con un lado en común:



$$I_{12} = 1/n \left\{ 1/4 \ln \left[\frac{(X^2+Y^2+Z^2)(X^2+Y^2+Z^2)(Y^2)(Z^2)(Z^2)}{(X^2+Y^2)(Y^2-X^2)(X^2+Z^2)(Z^2-X^2)(Y^2+Z^2)(Y^2+Z^2)(X^2)(X^2)} \right] + XY \tan^{-1} \frac{X}{Y+XZ} \tan^{-1} \frac{X}{Z-X} (Y^2+Z^2)^{1/2} \tan^{-1} \frac{X}{(Y^2+Z^2)^{1/2}} \right\}$$

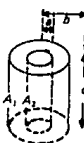
(B-6.2)

Discos circulares en planos paralelos con una normal común a través de sus centros:

De la ec. (8-5.10) y su figura:

$$\bar{I}_Z = mb^2 F_{12} = \pi/2 \left\{ a^2 + b^2 + K^2 - \left[(a^2 + b^2 + K^2)^2 - 4a^2 b^2 \right]^{1/2} \right\} \quad (8-6.3)$$

Intercambio entre los elementos de un par de cilindros concéntricos de igual longitud L y de radios interno y externo, r y R respectivamente:



Factor geométrico de la superficie interna del cilindro externo hacia sí mismo:

$$F_{22} = 1 + \frac{L}{4R} - \frac{r}{R} + \frac{2r}{\pi R} \tan^{-1} \left\{ 2 \left[\left(\frac{R}{L} \right)^2 - \left(\frac{r}{L} \right)^2 \right]^{1/2} \right\} +$$

$$\frac{L/R}{2\pi} \sin^{-1} \left[1 - 2 \left(\frac{r}{R} \right)^2 \right] - \frac{[4 + (L/R)^2]^{1/2}}{2\pi} \left\{ \frac{\pi}{2} + \right.$$

$$\left. \sin^{-1} \left[1 - \frac{2(r/R)^2}{4(R/L)^2 - 4(r/L)^2 + 1} \right] \right\}$$

(8-6.4)

Factor geométrico de la superficie interna del cilindro externo hacia el cilindro interno:

$$F_{21} = \frac{r}{R} - \frac{r}{\pi R} \cos^{-1} \left[\frac{(L/R)^2 + (r/R)^2 - 1}{(L/R)^2 - (r/R)^2 + 1} \right] - \frac{1}{2\pi} \left[\left(\frac{L}{R} + \frac{R}{L} + \frac{r^2}{RL} \right)^2 - \left(\frac{2r}{L} \right)^2 \right]^{1/2} \cos^{-1} \left[\frac{(L/R)^2 + (r/R)^2 - 1}{(L/R)^2 - (r/R)^2 + 1} \frac{r}{R} \right] + \frac{1}{2\pi} \left(\frac{L}{R} + \frac{R}{L} + \frac{r^2}{RL} \right)^2 \sin^{-1} (r/R) - \frac{\pi}{4} \left(\frac{L}{R} + \frac{R}{L} - \frac{r^2}{RL} \right)^2 \quad (B-6.5)$$

Intercambio entre elementos en la superficie de una esfera:

$$F_{22} = \frac{A_2}{\text{Área total de la esfera}}$$

(B-6.6)

Tabla B.1

Relación de Ecuaciones Para Factor Geométrico

Shape	$\Pi(y)$	$\frac{-d^2 \Pi(y)}{dy^2} \left[-\Pi'(y) \right]$	$\frac{d^2 \Pi(y)}{dy^2} \left[\Pi'(y) \right]$
Disk	$\frac{\pi}{4} [1 - 2y^2 - 3y(y^2 + 1)^2]$	$-\{[y^2 + 1/2]/(y^2 + 1)^2 - y\}$	$\{[1 - y(y^2 + 3/2)/(y^2 + 1)^2]\}$
Squares	$\frac{1}{\pi} \left[y^2 \ln \frac{(1/y^2 + 1)^2}{2/y^2 + 1} - 4y \tan^{-1}(1/y) + 4(y^2 + 1)^2 \tan^{-1} \frac{1}{(y^2 + 1)^{1/2}} \right]$	$\frac{4}{\pi} \left[\frac{y}{2} \ln \frac{y^2(y^2 + 2)}{(y^2 + 1)^2} - \frac{y}{(y^2 + 1)^{3/2}} \tan^{-1} \frac{1}{(y^2 + 1)^{1/2}} + \tan^{-1} \frac{1}{y} \right]$	$\frac{4}{\pi} \left[\frac{1}{(y^2 + 1)^{3/2}} \tan^{-1} \frac{1}{(y^2 + 1)^{1/2}} + \frac{1}{2} \ln \frac{(y^2 + 1)^2}{y^2(y^2 + 2)} \right]$
1 x 2 Rectangles	$\frac{2}{\pi} \left[\frac{y^2}{2} \ln \frac{(1/y^2 + 1)(4/y^2 + 1)}{5/y^2 + 1} - y \tan^{-1} \left(\frac{1}{y} \right) - 2y \tan^{-1} \left(\frac{2}{y} \right) + 2(1 - y^2/4)^{1/2} \tan^{-1} \frac{1}{(4 + y^2)^{1/2}} - 2(y^2 + 1)^{1/2} \tan^{-1} \frac{2}{(y^2 + 1)^{1/2}} \right]$	$\frac{2}{\pi} \left[y \ln \frac{y^2(y^2 + 8)}{(y^2 + 1)(y^2 + 4)} + \tan^{-1} \left(\frac{1}{y} \right) - \frac{2y}{(y^2 + 1)^{1/2}} \tan^{-1} \frac{2}{(y^2 + 1)^{1/2}} - 2 \tan^{-1} \left(\frac{2}{y} \right) - \frac{y}{(y^2 + 4)^{1/2}} \tan^{-1} \frac{1}{(y^2 + 4)^{1/2}} \right]$	$\frac{2}{\pi} \left[\frac{4}{(y^2 + 4)^{3/2}} \tan^{-1} \frac{1}{(y^2 + 4)^{1/2}} + \frac{2}{(y^2 + 1)^{3/2}} \tan^{-1} \frac{2}{(y^2 + 1)^{1/2}} - \ln \frac{(y^2 + 1)(y^2 + 4)}{y^2(y^2 + 8)} \right]$
Infinite Strips	$(y^2 + 1)^{1/2} - y$	$1 - \frac{y}{(y^2 + 1)^{3/2}}$	$\frac{1}{(y^2 + 1)^{3/2}}$

Programa # B-1
Factor Geométrico Entre Superficies Elementales

```

10 DIM FUN(102):DIM VAR(102):PRINT
20 DEF FNF0COS(W)=ATN(W/SQR(1-W*W))+1.5708
30 DEF FNF0SIN(W)=ATN(W/SQR(1-W*W))
40 P1=3.141593
50 DEF FNF1(X,Y,Z)=1/P1/2*(X/SQR(1+X^2)+ATN(Y/SQR(1+Y^2))+Y/SQR(1+Y^2)+ATN(X/SQR(1+X^2)))
60 DEF FNF2(X,Y,Z)=2/P1/X/Y*(LOG(((1+X^2)*(1+Y^2)/(1+X^2+Y^2))^(1/2))+Y*ATN(1+X^2)+X*ATN(1+Y^2))+2*ATN(X/SQR(1+X^2))+2*ATN(Y/SQR(1+Y^2))+ATN(X/SQR(1+X^2))+ATN(Y/SQR(1+Y^2))-Y*ATN(X/SQR(1+X^2))-X*ATN(Y/SQR(1+Y^2)))
70 DEF FNF3A(X,Y,Z)=(-SIN(2*F1)/4)*(X*Y*SIN(F1))+(P1/2-F1)*(X^2*Y^2)+2*ATN((X-Y)*COS(F1))/(Y*SIN(F1))+X^2*ATN((Y-X)*COS(F1))/X/SIN(F1))
80 DEF FNF3B(X,Y,Z)=(SIN(F1))^2/4*(Z/(SIN(F1))^2-1)+LOG(((1+X^2)*(1+Y^2)/(1+Z^2))+Y^2*LOG(Y^2*(1+Z^2)/(1+Y^2)/Z))+X^2*LOG(X^2*(1+Z^2)/Z)+2*F1/Z/(1+Z^2)*COS(2*F1))
90 DEF FNF3C(X,Y,Z)=Y*ATN(1/Y)+X*ATN(1/X)-SQR(Z)*ATN(1/SQR(Z))+SIN(F1)*SIN(2*F1)/2+Y*SQR(1+X^2*(SIN(F1))^2)+(ATN(X)*COS(F1)/SQR(1+X^2*(SIN(F1))^2))+ATN((Y-X)*COS(F1)/SQR(1+X^2*(SIN(F1))^2))
100 DEF FNF3D(X,Y,Z)=COS(F1)*NTE
110 DEF FNF4TE(X,Y,Z)=SQR(1+EC^2*(SIN(F1)^2))*(ATN(1-EC*COS(F1))/SQR(1+EC^2*(SIN(F1)^2))+ATN(EC*COS(F1)/SQR(1+EC^2*(SIN(F1)^2)))
120 DEF FNF3E(X,Y,Z)=1/P1/Y*(FNF3A(X,Y,Z)+FNF3B(X,Y,Z)+FNF3C(X,Y,Z)+FNF3D(X,Y,Z))
130 DEF FNF4(X,Y,Z)=1/2*(Z-SQR(Z^2-4*X^2+Y^2))
140 DEF FNF5A(X,Y)=1/X-1/P1/X*(FNF0COS(B/R)-1/2)/Y*(SQR((A+Z)^2-4*X^2)+FNF0COS(B/X)/A)+B*FNF0SIN(1/X-P1/A/2))
150 DEF FNF5B(X,Y)=1-1/X+2/P1*X*ATN(2*SQR(X^2-1)/Y)-Y/2/P1/X*(SQR(4*X^2+Y^2)/Y)*NF0SIN((4*X^2-1)+Y^2/Z*X^2*(X^2-2))/(Y^2+4*(X^2-1))-FNF0SIN((X^2-2)/X^2+P1/2*(SQR(4*X^2+Y^2)/Y-1))
160 CLS
170 PRINT:PRINT:PRINT "Se trata de:";PRINT "1) Factor geometrico desde un elemento diferencial de superficie a un rectangulo paralelo al mismo";PRINT "2) Factor geometrico entre dos superficies rectangulares iguales y paralelas";PRINT "3) Factor geometrico entre superficies rectangulares adyacentes";PRINT "4) Factor geometrico entre superficies circulares paralelas";PRINT "5) Factor geometrico entre cilindros coaxiales de igual longitud";PRINT "6) Concluir el trabajo"
200 INPUT OP1:IF OP1<1 OR OP1>6 THEN 160
210 PRINT:PRINT:ON OP1 GOTO 220,270,320,450,500,560
220 INPUT "Largo del rectangulo (a)";A:INPUT "Ancho del rectangulo (a)";B:INPUT "Altura de separacion (a)";C
230 Z=C:1-A/C:Y=B/C
240 PRINT "El factor geometrico es: F12 = ";FNF2(X,Y,Z)
250 PRINT "para X=";X; " y Y=";Y; " En una grafica";PRINT
260 GOTO 170
270 INPUT "Largo del rectangulo (a)";A:INPUT "Ancho del rectangulo (a)";B:INPUT "Altura de separacion (a)";C
280 Z=C:1-A/C:Y=B/C
290 PRINT:PRINT "El factor geometrico es: F12 = ";FNF2(X,Y,Z)
300 PRINT "para X=";X; " y Y=";Y; " En una grafica";PRINT
310 GOTO 170
320 INPUT "Longitud del lado en comun (a)";B:INPUT "Longitud de lado no comun del rectangulo #1 (a)";A:INPUT "Longitud de lado no comun del rectangulo #2 (a)";C
330 INPUT "Angulo de separacion entre rectangulos (grados)";F1B
330 F1=F1B/180
340 I=A/B:Y=C/B:Z=X^2+Y^2-2*X*Y*COS(F1)
350 PRINT:PRINT TAB(20);"Integrando!!!!";PRINT

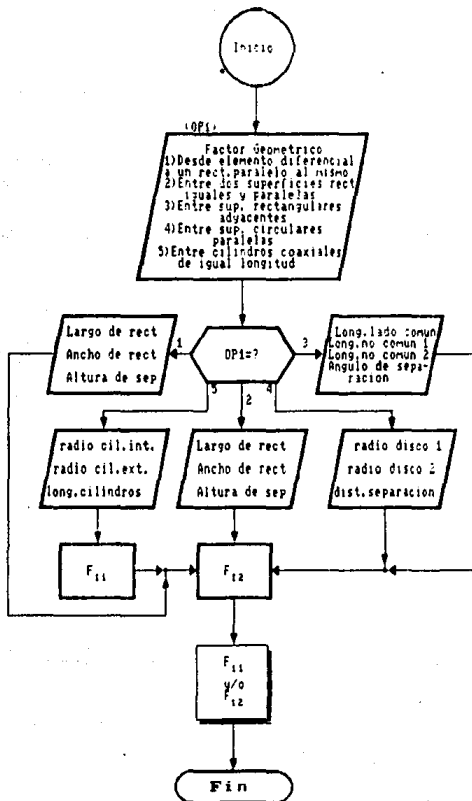
```

```

360 M=0:INTE=0:FOR ED=0 TO Y STEP Y/100
370 M=M+1:VAR(M)=EC:FUN(M)=FN1GE(I,Y,Z)
380 NEXT
390 FOR M=1 TO 99
400 INTE=(FUN(M)+FUN(M+1))/2*Y/100+INTE
410 NEXT
420 PRINT :PRINT "El factor geometrico es: F12 = ";FNFS(I,Y,Z)
430 PRINT "para X=";I; " y Y=";Y; " En una grafica"
440 GOTO 170
450 INPUT "Radio del disco D1 (a)";A:INPUT "Radio del disco D2 (a)";B:INPUT "dis
tancia de separacion (a)";C
460 I=A/C:Y=C/B:I=1+(1+I^2)*Y^2
470 PRINT :PRINT "El factor geometrico es: F12 = ";FNFS(I,Y,Z)
480 PRINT "para X=";I; " y Y=";Y; " En una grafica"
490 GOTO 170
500 INPUT "Radio del cilindro interno (a)";A1:INPUT "Radio del cilindro externo
(a)";B1: INPUT "Longitud de los cilindros (a)";C1:C1=A1/Y-C/A1
510 A=Y^2+I^2-1:B=Y^2-I^2+1
520 PRINT :PRINT "El factor geometrico F11 es: ";FNFSB(I,Y)
530 PRINT :PRINT "El factor geometrico F12 es: ";FNFS(I,Y)
540 PRINT "para a/b=";A1/B1; " y c/b=";C/B1; " En una grafica"
550 GOTO 170
560 END

```

Diagrama de Flujo Para el Programa #B-1



Problema Resuelto

Un horno experimental tiene la forma de paralelepípedo, con sus bases mayores de 1x1m, constituyendo las superficies emisora y receptora. Ambas superficies distan 0.5m entre sí y las cuatro superficies laterales son refractarias adiabáticas. Determinar los factores de visión F_{12} y F_{1R} .

Solución

Dada la geometría del sistema, el factor geométrico F_{12} puede obtenerse con ayuda de una gráfica para factor geométrico entre dos superficies rectangulares iguales y paralelas, o mediante la ecuación para este efecto:

$$F_{12} = 1/\pi \left[\frac{Z^2}{XY} \ln \frac{(X^2+Z^2)(Y^2+Z^2)}{(X^2+Y^2+Z^2)Z^2} - \frac{2Z}{Y} \tan^{-1} \frac{X}{Y} - \frac{2Z}{X} \tan^{-1} \frac{Y}{Z} + \frac{2}{Y} (Y^2+Z^2)^{1/2} \tan^{-1} \frac{X}{(Y^2+Z^2)^{1/2}} + \frac{2}{X} (X^2+Z^2)^{1/2} \tan^{-1} \frac{Y}{(X^2+Z^2)^{1/2}} \right]$$

Para el uso de una gráfica se requiere:

$$\text{abscisa} = a/c = 1/0.5 = 2$$

$$\text{Parámetro} = b/c = 1/0.5 = 2$$

Utilizando la figura B.3 de la ref. ("Ingeniería química Vol. 4. transmisión del calor" E. Costa Novella, Ed. Alhambra, España, 1980):

$$F_{12} = 0.41$$

Pero para calcular el factor geométrico F_{1R} se utilizará el principio de conservación:

$$F_{11} + F_{12} + F_{1R} = 1 \quad ; \quad F_{1R} = 1 - F_{11} - F_{12}$$

y puesto que la superficie A_1 es plana, según el principio de no visibilidad:

$$F_{11} = 0$$

Por lo tanto el problema se reduce a:

$$F_{12} = 1 - F_{11} = 1 - 0.41 = 0.59$$

Problema Resuelto por la Computadora

Se trata de:

- 1) Factor geométrico desde un elemento diferencial de superficie a un rectángulo o paralelo al mismo
 - 2) Factor geométrico entre dos superficies rectangulares iguales y paralelas
 - 3) Factor geométrico entre superficies rectangulares adyacentes
 - 4) Factor geométrico entre superficies circulares paralelas
 - 5) Factor geométrico entre cilindros coaxiales de igual longitud
 - 6) Concluir el trabajo
- ? 2

Largo del rectángulo (a)? 1
Ancho del rectángulo (a)? 1
Altura de separación (a)? .5

El factor geométrico es: $F12 = .4152531$
para $X = 2$ y $Y = 2$ En una gráfica

Problemas Propuestos

1) En el problema resuelto también se pueden determinar los factores sabiendo que las superficies A_1 y A_2 son cuadradas, por lo que la superficie refractaria, R , está constituida por cuatro superficies rectangulares de $0.5 \times 1 \text{ m}$, iguales entre sí desde el punto de vista de la radiación.

El factor geométrico F_{1R} , entonces, aplicando el principio de aditividad, se puede expresar como:

$$F_{1R} = F_{1R_1} + F_{1R_2} + F_{1R_3} + F_{1R_4} = 4F_{R_1}$$

Comprobar lo anterior para el problema resuelto.

$$F_{1R} = 0.58476$$

valor coincidente con el antes obtenido

2) Calcular el Factor geométrico entre dos discos negros situados uno frente al otro en planos paralelos, si los discos son de dimensiones iguales $d_1 = d_2 = 200 \text{ mm}$. y la distancia entre ellos es $h = 400 \text{ mm}$.

$$F_{12} = 0.05573$$

3) ¿Cómo variarán los factores geométricos entre los discos del problema anterior si se disminuye la distancia entre ellos, respectivamente, en 2 y 4 veces?

$$a) F_{12} = 0.17$$

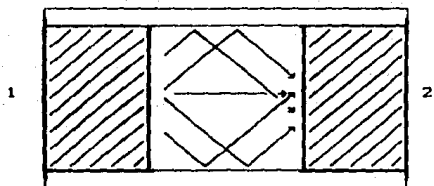
$$b) F_{12} = 0.382$$

7. FACTOR GEOMETRICO PARA SISTEMAS CERRADOS DE SUPERFICIES Y SUPERFICIES REFRACTARIAS

Si dos superficies de cuerpos negros A_1 y A_2 están conectados con paredes no conductoras pero reflejantes, la superficie 2 intercepta una fracción mayor de la radiación emitida por 1; a este factor de observación se la llama \tilde{F} .

$$q_{12} = \sigma \tilde{F}_{1,2} A_1 (T_1^4 - T_2^4)$$

(8-7.1)



La expresión general para el factor refractario para un sistema con N superficies negras y R superficies refractarias, en función exclusivamente de los factores geométricos de las superficies del sistema (independientemente de sus características radiantes) es:

$$\tilde{F}_{jk} = F_{jk} + \sum_{l=N+1}^R F_{jl} \frac{F_{lk}}{1-F_{ll}}$$

(8-7.2)

Cuando sólo hay dos superficies transmisoras conectadas por superficies reflectoras, si A_1 y A_2 son planas y paralelas:

$$\tilde{F}_{1,2} = \frac{A_2 - A_1 (F_{12})^2}{A_1 + A_2 - 2A_1 F_{12}}$$

(8-7.3)

Métodos alternativos

1) Para la obtención de \tilde{F}_{12} para diversos arreglos, Hottel () basta con contar con la información de la tabla B.1 para aplicar las siguientes ecuaciones:

$$\overline{(\dot{s}s)} = \frac{1-\Delta}{2} [\overline{ss}(X)+A] + \frac{\Delta}{X} \int_0^X \overline{ss}(x) dx \quad (B-7.4)$$

$$\frac{1}{\Delta} = 1 + \frac{2}{X} \frac{\overline{ss}(0) - \overline{ss}(X)}{\overline{ss}'(X) - \overline{ss}'(0)} \quad (B-7.5)$$

2) Realizando regresiones sobre polinomios de alto orden sobre los resultados reportados por Hottel, se pueden obtener rápidamente ecuaciones más simples en su uso, en función de la relación dimensión característica/distancia de separación.

Discos:

$$X = \text{Diametro/Separación}$$

$$\tilde{F}_{12} = 0.755 X - 0.346 X^2 + 0.089 X^3 - 0.012 X^4 + 0.001 X^5 \quad (B-7.6)$$

Cuadrados:

$$X = \text{Lado/Separación}$$

$$\tilde{F}_{12} = -0.001 + 0.855 X - 0.465 X^2 + 0.149 X^3 - 0.027 X^4 + 0.003 X^5 \quad (B-7.7)$$

Rectángulos 2x1:

$$X = 1/\text{Separación}$$

$$\tilde{F}_{12} = 0.002 + 1.12 X - 0.746 X^2 + 0.275 X^3 - 0.056 X^4 + 0.006 X^5 \quad (B-7.8)$$

Rectángulos Largos y estrechos:

$X = \text{Lado menor/Separación}$

$$\begin{aligned}\bar{F}_{12} = & 1.859 X - 2.273 X^2 + 1.706 X^3 - 0.806 X^4 + 0.245 X^5 \\ & - 0.047 X^6 + 0.006 X^7\end{aligned}$$

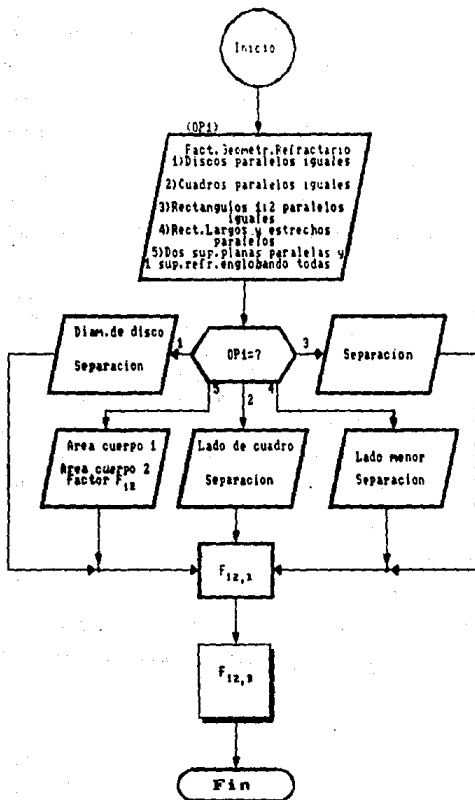
(B-7.9)

Programa #8-2
**Factor Geometrico para sistemas cerrados de dos superficies
 planas paralelas y superficies refractivas**

```

10 DEF FNR(X)=-.00118+7.84768*(X/7)-36.5359*(X/7)^2+94.4779*(X/7)^3-133.54326
  *(X/7)^4+96.46326*(X/7)^5-27.7872*(X/7)^6
20 DEF FNR1(X)=-.0001+13.01122*(X/7)-111.3949*(X/7)^2+585.218448*(X/7)^3-1756.14
  4418*(X/7)^4+4112.004398*(X/7)^5-9584.374518*(X/7)^6+4678.511728*(X/7)^7-2198.93
  9488*(X/7)^8+443.026768*(X/7)^9
30 DEF FND(X)=-.00016+5.28701*(X/7)-16.97767*(X/7)^2+30.3717*(X/7)^3-28.79575*(X
  /7)^4+13.06433*(X/7)^5-2.08458*(X/7)^6
40 DEF FNC(X)=-.0018+5.98663*(X/7)-22.78117*(X/7)^2+51.25841*(X/7)^3-63.09662*(X
  /7)^4+42.78023*(X/7)^5-11.28054*(X/7)^6
50 CLS
60 PRINT "Se desea el Factor geometrico refractivo para:";PRINT "1) Discos para
  leas iguales";PRINT "2) Cuadros Paralelos iguales";PRINT "3) Rectangulos 1/2 Pa
  ralelos iguales";PRINT "4) Rectangulos Largos y estrechos paralelos iguales"
70 PRINT "5) Dos superficies planas paralelas y una sola superficie refractiva
  en la que pueden emplearse todas las relaciones existentes"
80 INPUT "OP1:OP=INT(OP);IF OP<1 OR OP>5 THEN 50
90 ON OP GOTO 100,110,120,130,140
100 INPUT "Diametro de disco (a)";D;INPUT "Separacion entre discos";S;I=0/S;F=NR
  D(I);GOTO 210
110 INPUT "Lado del cuadrado (a)";L;INPUT "Separacion entre cuadros";S;I=L/S;F=
  NC(I);GOTO 210
120 INPUT "Separacion entre rectangulos";I=1/S;GOTO 210
130 INPUT "Lado menor de rectangulo";L;INPUT "Separacion entre rectangulos";S;I
  =L/S;F=FNR1(I);GOTO 210
140 CLS
150 INPUT "Area del campo 81";A1
160 INPUT "Area del campo 82";A2
170 INPUT "Factor geometrico F12";F
180 FR=(A2-A1*F^2)/(A1+A2-2*A1*F)
190 PRINT "El factor geometrico refractivo es: F12,R =";FR
200 END
210 PRINT TAB(15)"El factor geometrico refractivo es: F12,R = ";F;PRINT "INPUT
  "Se desea otro calculo: 1)S1 2)N0";OP2;IF OP2=2 THEN END ELSE RUN
  
```

Diagrama de Flujo Para el Programa MB-2



Problema Resuelto

Dos discos negros de 50 cm. de diámetro están uno enfrente del otro a una distancia de 1 m. El disco 1 tiene una temperatura de 1100 K y el 2 de 550 K. Calcule el flujo de calor entre los dos discos, cuando los dos discos están conectados por una superficie cilíndrica reflejante y adiabática.

Solución

El factor \tilde{F}_{12} , se puede obtener de una gráfica, o de las ecuaciones:

$$\overline{(\bar{\epsilon}_{12})} = \frac{1-\Delta}{2} \left[\overline{(\bar{\epsilon}\epsilon(X)+A)} \right] + \frac{\Delta}{X} \int_0^X \overline{(\bar{\epsilon}\epsilon(x))} dx$$

$$\frac{1}{\Delta} = 1 + \frac{2}{X} \frac{\overline{(\bar{\epsilon}\epsilon(0))} - \overline{(\bar{\epsilon}\epsilon(X))}}{\overline{(\bar{\epsilon}\epsilon'(X))} - \overline{(\bar{\epsilon}\epsilon'(0))}}$$

o de la ecuación de regresión polinomial:

$$X = \text{Diámetro/Separación}$$

$$\tilde{F}_{12} = 0.755 X - 0.346 X^2 + 0.089 X^3 - 0.012 X^4 + 0.001 X^5$$

De gráfica, podemos leer, $\tilde{F}_{12}=0.3$

De la ecuación de regresión obtenemos, $\tilde{F}_{12}=0.3012$

Por lo que podemos escribir:

$$q_{12} = \pi/4 (0.5)^2 (0.3) (5.6697 \times 10^{-8}) (1000^4 - 550^4)$$

$$q_{12} = 4584.092 \text{ W} = 3943.247 \text{ kcal/h}$$

Problema resuelto por la computadora

Se desea el Factor geométrico refractario para:

- 1) Discos paralelos iguales
- 2) Cuadros Paralelos iguales
- 3) Rectangulos 1x2 Paralelos iguales
- 4) Rectangulos Largos y estrechos paralelos iguales
- 5) Dos superficies planas paralelas y una sola superficie refractaria en la que pueden englobarse todas las realiente existentes

? 1

Diámetro de disco (m)? .5

Separación entre discos? 1

El factor geométrico refractario es: $F_{12,R} = .3012056$

Se desea otro calculo: 1)Si 2)No? 2

Problema Propuesto

Calcular los factores geométricos para planos opuestos de un recinto completado por superficies refractarias, para:

- a) Discos iguales
- b) Cuadrados iguales
- c) Rectángulos 2:1

si el área de cada plano debe ser de 2 m^2 .

a) 0.6126 b) 0.6057 c) 0.6016

8. SISTEMAS CERRADOS DE SUPERFICIES GRISAS Y SUPERFICIES REFRACTARIAS

Para los cuerpos grises la evaluación de la transferencia de calor requiere de la contabilización de la parte reflejada de la energía que incide, después de reflexiones sucesivas. La transferencia de calor debida a la radiación directa y la reflexión es:

$$q_{12} = \sigma \phi_{1,2} A_1 (T_1^4 - T_2^4)$$

$$q_{21} = \sigma \phi_{2,1} A_2 (T_1^4 - T_2^4)$$

(8-8.1)

El factor ϕ_{12} incluye la geometría y la emisividad.

El factor para dos planos infinitos paralelos, cada uno con una superficie gris, es:

$$\phi_{12} = \frac{\epsilon_1 \epsilon_2}{\epsilon_1 + \epsilon_2 - \epsilon_1 \epsilon_2}$$

(8-8.2)

Para cilindros y esferas concéntricas:

$$\phi_{12} = \frac{\epsilon_1 \epsilon_2}{\epsilon_2 + \epsilon_1 (1 - \epsilon_2) (A_1/A_2)}$$

(8-8.3)

Para una pequeña superficie gris encerrada en una superficie gris:

$$\phi_{12} = \epsilon_1$$

(8-8.4)

Para compartimentos formados por una fuente gris, un pozo gris y el resto de las superficies reflejantes o refractarias:

$$\phi_{1,2} = \frac{1}{\frac{1}{F_{1,2}} + \left(\frac{1}{\epsilon_1} - 1\right) + \frac{A_1}{A_2} \left(\frac{1}{\epsilon_2} - 1\right)}$$

(8-8.5)

En donde si no existen paredes reflejantes, entonces $\tilde{F}_{1,2} = F_{1,2}$

Esta expresión puede usarse para resolver muchos problemas relacionados con hornos.

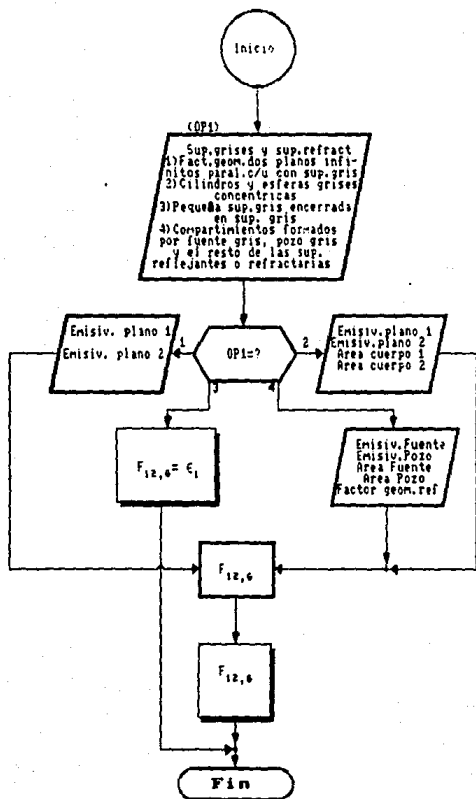
Programa #B-3
Sistemas cerrados de superficies grises y
superficies refractarias

```

10 CLS
20 PRINT "Se trata de: 1) PRINT "El Factor geometrico para dos planos infinitos pa
ralelos, cada uno con una superficie gris"
30 PRINT "2) Factor geometrico para cilindros y esferas grises concentricas"
40 PRINT "3) Factor geometrico para una pequeña superficie gris encerrada en una
superficie gris
50 PRINT "4) Compartimientos formados por una fuente gris, un pozo gris y el res
to de las superficies reflejantes o refractarias"
70 INPUT OP1:OP1=INT(OP1):IF OP1<1 OR OP1>4 THEN 10
80 ON OP1 GOTO 90,200,300,400
90 CLS:INPUT "Eisividad del plano #1":E1:INPUT "Eisividad del plano #2":E2
100 PRINT "El factor geometrico gris es: F12,G=1/(1+E2/(E2+E1-E1*E2)):END
200 CLS:INPUT "Eisividad del plano #1":E1:INPUT "Eisividad del plano #2":E2:IN
PUT "Area del cuerpo #1":A1:INPUT "Area del cuerpo #2":A2
210 PRINT "El factor geometrico gris es: F12,G=1/(1+E2/(E2+E1*(1-E2)*(A1/A2))):EN
D
300 PRINT "El factor geometrico gris es: F12,G=E1":END
400 CLS:INPUT "Eisividad de la fuente":E1:INPUT "Eisividad del pozo":E2:INPUT
"Area de la fuente":A1:INPUT "Area del pozo":A2:INPUT "Factor geometrico refract
ario F12,R":F
410 PRINT "El factor geometrico gris es: F12,G=1/(1/F*(1/(E1-1)+A1/A2*(1/(E2-1)
):END

```

Diagrama de Flujo Para el Programa MB-3



Problema Resuelto

Dos discos negros de 50 cm. de diámetro están uno enfrente del otro a una distancia de 1 m. El disco 1 tiene una temperatura de 1100 K y el 2 de 550 K. Calcule el flujo de calor entre los dos discos, cuando el disco a 1100 K tiene una emisividad de 0.8 y el otro de 0.64, y están conectados.

Solución

$$\phi_{1,2} = \frac{1}{\frac{1}{F_{1,2}} + \left(\frac{1}{\epsilon_1} - 1\right) + \frac{A_1}{A_2} \left(\frac{1}{\epsilon_2} - 1\right)}$$

Utilizando el resultado del Problema resuelto anterior:

$$\phi_{1,2} = \frac{1}{\frac{1}{0.3} + \left(\frac{1}{0.8} - 1\right) + \left(\frac{1}{0.64} - 1\right)}$$

$$\phi_{1,2} = 0.27$$

$$q = \pi/4 (0.5)^2 (5.6697 \times 10^{-8}) (0.27) (1100^4 - 550^4)$$

$$q = 3499.8 \text{ kcal/h}$$

Problema resuelto por la computadora

Se trata de:

- 1) Factor geométrico para dos planos infinitos paralelos, cada uno con una superficie gris
- 2) Factor geométrico para cilindros y esferas grises concéntricas
- 3) Factor geométrico para una pequeña superficie gris encerrada en una superficie gris
- 4) Compartimentos formados por una fuente gris, un pozo gris y el resto de las superficies reflejantes o refractarias

? 4

Emissividad de la fuente? .8
Emissividad del pozo? .64
Área de la fuente? .19
Área del pozo? .19
Factor geométrico refractario F12,R? .3
El factor geométrico gris es: F12,G= .2412061

Problema Propuesto

¿Cuál es la transferencia de calor por radiación entre un tubo oxidado de níquel de 4 pulgadas de diámetro externo y a 425°C y una cámara de ladrillos a 980°C ? (ε para níquel a $450^{\circ}\text{C} = 0.60$)

a) La cámara de ladrillos es muy grande en comparación al diámetro del tubo.

b) Si el tubo está rodeado por una pared de 20×20 cm. que tiene una emisividad de 0.8.

$$a) \phi_{12} = \epsilon_1 \quad q_{12} = -32000 \text{ kcal/h m}$$

$$b) F_{12} = f \quad \phi_{12} = 0.8427 \quad q_{12} = -29177 \text{ kcal/h}$$

9. RADIACION EN GASES

La mayoría de los gases simples monoatómicos y diatómicos son transparentes a la radiación térmica, pero algunos poliatómicos, tales como el CO_2 , H_2O , CO , NH_3 y los hidrocarburos, absorben una cantidad considerable de radiación de una cierta frecuencia. Las emisividades de los gases pueden encontrarse en forma de tablas o nomogramas en diversas fuentes de datos (1,2), así como sus variaciones con la presión.

El calor neto radiado entre un gas a T_1 y la unidad de área de una superficie T_2 que actúa como cuerpo negro es:

$$q/A = \sigma [\epsilon_g T_1^4 - \alpha_g T_2^4] \quad (8-9.1)$$

en donde ϵ_g y α_g son las emisividades y absorptancias del gas. Si la superficie que encierra al gas es gris, una parte de la radiación se reflejará, y de ésta una fracción la absorberá el gas y otra la superficie. Para estos casos:

$$e' = (\epsilon_s + 1)/2 \quad (8-9.2)$$

e' = emisividad del espacio que encierra al gas

ϵ_s = emisividad de la superficie

por lo que:

$$q/A = e' \sigma [\epsilon_g T_g^4 - \alpha_g T_s^4] \quad (8-9.3)$$

La emisividad de un gas por unidad de área es $\sigma T_g^4 \epsilon_g$, en donde la emisividad del gas se representa en gráficas. En ellas el valor se obtiene en función de la presión parcial, la longitud del rayo

y la temperatura del gas a la presión de latm. Si la presión es mayor se debe multiplicar el valor C (factor de corrección por presión), también en gráficas.

Cuando el H₂O y el CO₂ aparecen juntos en una mezcla con otros gases transparentes, la emisividad es menor que la suma.

$$\epsilon_g = \epsilon_{CO_2} + \epsilon_{H_2O} - \Delta\epsilon$$

(8-9.4)

en donde $\Delta\epsilon$ es una corrección por la sobreposición de las emisividades de los gases, representada en gráficas.

La absorptancia de un gas es $\sigma T_s^4 \alpha_g$.

La absorptancia del gas iguala a la emisividad solamente cuando $T_s = T_g$.

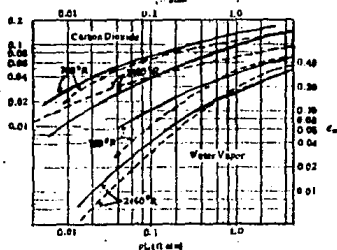
Para encontrar la longitud media del rayo, se puede utilizar la siguiente tabla, en donde se dan los valores de la longitud en función de la geometría del sistema.

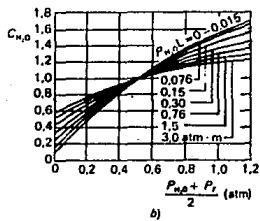
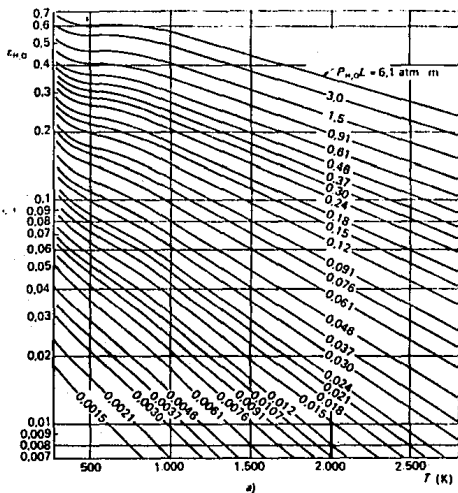
Tabla 8.2

Longitud del rayo en la radiación con gases

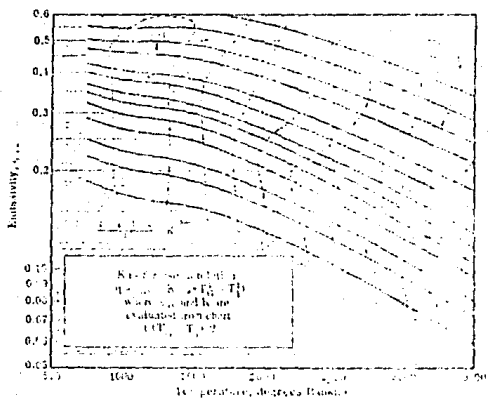
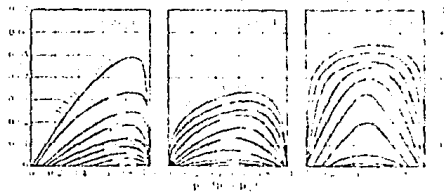
Forma	Dimensión característica	Factor (Factor*D=Lmedia rayo)
Esfera	Diámetro	0.6
Cilindro infinito	Diámetro	0.9
Espacio entre planos paralelos infinitos	Distancia entre planos	1.8
Cubo	Lado	0.6
Espacio entre bancos de tubos con centros en triángulos equiláteros, si el diámetro del tubo=claro/tubos	Claro entre tubos	2.8
Igual al anterior pero el diámetro del tubo=claro/2	Claro	3.8
Tubos en arreglo cuadrado diámetro = claro	Claro	3.5
Paralelepípedos	Lado menor	1.06

Nota: El uso de graficas se recomienda en este caso, debido a la alta inexactitud de los calculos realizados mediante ecuaciones empiricas.





Emissividades de mezclas de vapor de agua y gases no radiantes:
 a) $P_r = 1 \text{ atm}$; b) factor de corrección para otras presiones.



Problema Resuelto

En el interior de un horno experimental, formado por un cubo de 1 m de lado, se encuentra un gas uniformemente mezclado a 1422 K y 2 atm. La superficie interior del horno puede considerarse como negra a 700 K. El gas está compuesto de un 75% de un gas no absorbente ni emisor y un 25% de CO₂.

Determinar el caudal neto de energía por radiación intercambiado entre el gas y las paredes del horno.

Solución

Por tratarse de un gas homogéneo confinado por una envoltura que se comporta como superficie negra, a temperatura uniforme, le será aplicable la ecuación:

$$q_{o,s} = 5.67 \times 10^{-8} A_s [\epsilon_s T_o^4 - \alpha_{os}] \quad (\text{J/s})$$

Dada la geometría del sistema, el volumen de gas es un cubo de 1 m de lado, de acuerdo con la tabla B-2, la longitud de radiación media que le corresponde es 0.60 veces el lado del cubo:

$$L = 0.60 * D = (0.60) (1) = 0.60 \text{ m}$$

Por otra parte, la presión parcial de CO₂ en el gas es:

$$P_{\text{CO}_2} = (0.25) (P_T) = (0.25) (2) = 0.50 \text{ atm}$$

por lo que:

$$P_{\text{CO}_2} L = (0.50) (0.60) = 0.30 \text{ atm m}$$

de la gráfica de emisividades de mezclas de anhídrido carbónico y gases no radiantes a $P_T = 1 \text{ atm}$:

$$\epsilon_{\text{CO}_2} = 0.161$$

y de la gráfica de factor de corrección para otras presiones:

$$C_{\text{CO}_2} = 1.106$$

La absorptancia de la mezcla será, según la ecuación:

$$\alpha_{\text{coz},s} = C_{\text{coz}} (T_o/T_s)^{0.65} + \epsilon_{\text{coz}}$$

$$\alpha_{\text{coz},s} = 1.106 * (1422/700)^{0.65} (0.161) = 0.282$$

Por último, sustituyendo los valores numéricos en la ecuación

$$q_{\text{a,s}} = 5.67 \times 10^{-8} A_s [\epsilon_s T_o^4 - \alpha_{\text{a,s}}] \quad \text{(J/s)}$$

$$q_{\text{a,s}} = (5.67 \times 10^{-8}) (6) [(0.136) (1422)^4 - (0.282) (700)^4]$$

$$q_{\text{a,s}} = 166,144 \text{ W}$$

CAPITULO IX

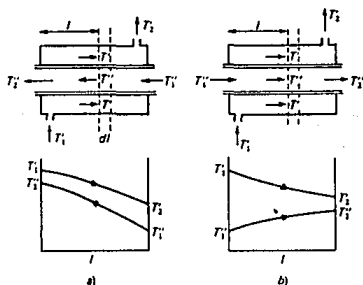
CAMBIADOR DE CALOR DE DOBLE TUBO

1. CAMBIADOR DE CALOR DE DOBLE TUBO

Uno de los casos más frecuentes de transmisión de calor en la práctica industrial es el de la calefacción o enfriamiento de un fluido mediante otro separado del primero por una pared sólida.

En la figura 9.1 se esquematiza el cambiador de calor más sencillo, consistente en dos tubos cilíndricos concéntricos, circulando por el interno un fluido frío, que se calienta por acción de otro caliente que circula en contracorriente o en paralelo con él por el espacio que queda entre ambos tubos. Los superíndices (') y (") se refieren a los fluidos caliente y frío, respectivamente, y los subíndices 1 y 2 lo hacen a su entrada y salida del cambiador, tal como se indica en la citada figura. En ella se representan también las correspondientes variaciones longitudinales de temperatura.

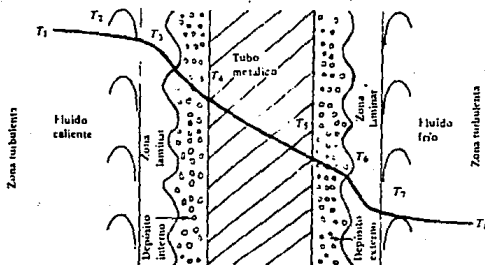
Figura 9.1



Cambiador de calor de tubos concéntricos: a) flujo en contracorriente; b) flujo en paralelo.

En un intercambiador comercial se encontraría que el paso de calor se lleva a cabo de acuerdo con el siguiente esquema:

Figura 9.2



Un fluido caliente a T_1 fluye sobre una de las paredes de un tubo, mientras que un fluido a T_3 fluye del otro lado.

Como los fluidos que se manejan son sucios o producen oxidación de las superficies, generalmente provocan un depósito de suciedad o sarro en ambos lados de las paredes del tubo.

De acuerdo con la teoría de flujo de fluidos se sabe que a pesar de que un fluido se mueve a régimen turbulento, en las proximidades de la pared del tubo se presenta una zona de régimen laminar en la cual se produce una considerable caída de temperatura. Por conveniencia en los cálculos se supone que casi toda la caída de temperatura o la resistencia al paso de calor se encuentra en esas zonas. Como no es fácil medir el grueso de esa película de flujo laminar, se considera que la transferencia de calor se hace por convección y la resistencia se mide con un

coeficiente llamado individual o de película, el cual toma en cuenta la resistencia de la zona turbulenta, transicional y laminar. Una vez que el calor llega a la capa de depósito tiene que transferirse por conducción a través de él para llegar al tubo y también por conducción atraviesa el tubo y el depósito externo para llegar al fluido frío por convección.

Para medir los equipos comerciales se toma el comportamiento general del equipo basado en un coeficiente total, U, el cual depende de tantas variables que es necesario reducirlo a partes.

Los coeficientes totales pueden estar basados en el área externa o interna del tubo.

Con base en el área externa, A_o :

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R_{d_o} + \frac{x A_o}{k A_{o,m}} + \frac{1 A_o}{h_i A_i} + R_{d_i} \frac{A_o}{A_i}}$$

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R_{d_o} + \frac{x D_o}{k D_{o,m}} + \frac{1 D_o}{h_i D_i} + R_{d_i} \frac{D_o}{D_i}}$$

(9-1.1)

en donde:

h_o = Coeficiente externo de película

h_i = Coeficiente interno de película

A_o = Área externa del tubo

A_i = Área interna del tubo

k_w = Conductividad térmica del tubo

R_{d_o} = Resistencia provocada por la suciedad o incrustación externa

R_{d_i} = Resistencia causada por la suciedad interna

$A_{o,m}$ = Área media logarítmica del tubo

Tomando como base el área interna:

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + R_{di} + \frac{rD_i}{kD_o m} + \frac{D_i}{h_o D_o} + R_{do} + \frac{D_i}{D_o}} \quad (9-1.2)$$

La ecuación básica de transferencia de calor en cambiadores de calor es:

$$dA = \frac{dQ}{U \Delta T} \quad (9-1.3)$$

en donde dA es el elemento diferencial de superficie requerida para transferir dQ en el punto en que el coeficiente es U y en donde la diferencia de temperatura es ΔT .

La ecuación anterior se puede integrar fácilmente para dar:

$$A_o = \int_0^{Q_o} \frac{dQ}{U_o \Delta T}$$

Al primer miembro de esta ecuación se le puede dar la forma convencional:

$$A_o = \int_0^{Q_o} \frac{dQ}{U_o \Delta T} = \frac{1}{U_m \Delta T_m} Q_o \quad (9-1.4)$$

representando por U_m y $\Delta T_m = (T_1 - T_2)_m$ determinados valores medios del coeficiente de transmisión global y de la diferencia de temperaturas entre los fluidos, respectivamente, válidos para todo el cambiador. Por tanto, de las dos últimas expresiones se deduce finalmente:

$$Q_o = U_m A \Delta T_m \quad (9-1.5)$$

Los valores medios U_m y ΔT_m que corresponden a cada caso concreto, deberán obtenerse despejándolos de la ecuación (9-1.4)

después de resolver para el mismo la integral de su primer miembro, bien analíticamente (en los casos sencillos, cuando resulta factible) o bien recurriendo a métodos aproximados cuando ello no sea posible.

A continuación se consideran los casos típicos más importantes.

2.U CONSTANTE

Si en un cambiador de tubos concéntricos con buen aislamiento térmico externo, el régimen de flujo es estacionario y las variaciones de temperatura y presión a lo largo del mismo son también moderadas, no se cometerá gran error suponiendo que las propiedades físicas de ambos fluidos (densidad, viscosidad, conductividad calorífica, calor específico, etc.) varían relativamente poco, pudiendo considerarse sus valores medios para los correspondientes intervalos de temperaturas. En tales circunstancias resultarán valores constantes de los dos coeficientes de transmisión de calor individuales para todo el cambiador y al no variar el espesor de la pared del tubo interno que separa ambos fluidos, también podrá admitirse la constancia del coeficiente de transmisión global U a lo largo del mismo.

En estas condiciones, la integración del primer miembro de la ecuación (9-1.4) es sencilla, bastando para poder efectuarla establecer la relación entre la diferencia de temperaturas $\Delta T = T_1 - T_2$ y el caudal de calor Q , variable de integración. Volviendo a considerar el elemento de cambiador de longitud dl , representando por m_1 y m_2 los caudales máscicos constantes de fluido caliente y frío que lo atraviesan, y por C_{p1} y C_{p2} sus respectivos calores específicos a presión constante, un balance de calor en el elemento en cuestión conduce a la expresión:

$$dQ = m_1 C_{p1} dT_1 = \pm m_2 C_{p2} dT_2$$

(9-2.1)

correspondiendo los signos + y - del último miembro a los flujos

en contracorriente y paralelo de ambos fluidos, respectivamente.

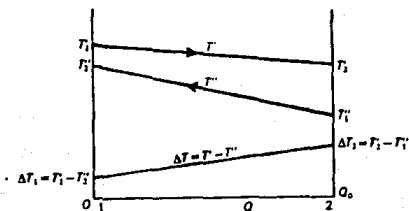
Como quiera que en el caso que se considera no sólo son constantes los caudales máxicos m_1 y m_2 , sino también los calores C_{p1} y C_{p2} , integrando la ecuación (9-2.1) para el caso más habitual de circulación en contracorriente, se tendrá:

$$Q = (m_1 C_{p1}) T_1 + K_1 = (m_2 C_{p2}) T_2 + K_2 \quad (9-2.2)$$

relación que pone de manifiesto que las dos temperaturas T_1 y T_2 y su diferencia, $\Delta T = T_1 - T_2$, son funciones lineales. Por consiguiente, la pendiente de la recta representativa de la citada diferencia de temperaturas ΔT en la figura 9.3 podrá expresarse así:

$$d\Delta T/dQ = (\Delta T_2 - \Delta T_1)/Q_0 \quad (9-2.3)$$

Figura 9.3



Variación de las temperaturas con Q a lo largo de un cambiador de calor de tubos concéntricos y flujo en contracorriente.

Haciendo el cambio de la variable de integración Q por la variable ΔT en la ecuación (9-2.3) se tendrá:

$$\frac{1}{U} \frac{Q_0}{\Delta T_2 - \Delta T_1} \int_{\Delta T_1}^{\Delta T_2} \frac{d\Delta T}{\Delta T} = \frac{1}{U_m \Delta T_m} Q_0 \quad \therefore \quad \Delta T_m = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\int_{\Delta T_1}^{\Delta T_2} \frac{d\Delta T}{\Delta T}}$$

$$\therefore \quad \Delta T_m = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2/\Delta T_1)} = \Delta T_{ml}$$

(9-2.4)

Así pues, en este caso, la ecuación (9-1.5) será:

$$Q_0 = UA \Delta T_{ml}$$

(9-2.5)

pudiendo sustituirse la media logarítmica ΔT_{ml} , por la media aritmética ΔT_{ma} , con un error inferior al 4% si la relación entre los valores extremos $\Delta T_2/\Delta T_1$ es inferior a 2.

Si el coeficiente global U no es constante, pero su variación porcentual es moderada, en primera aproximación suele utilizarse la ecuación (9-2.5) con un valor medio del mismo.

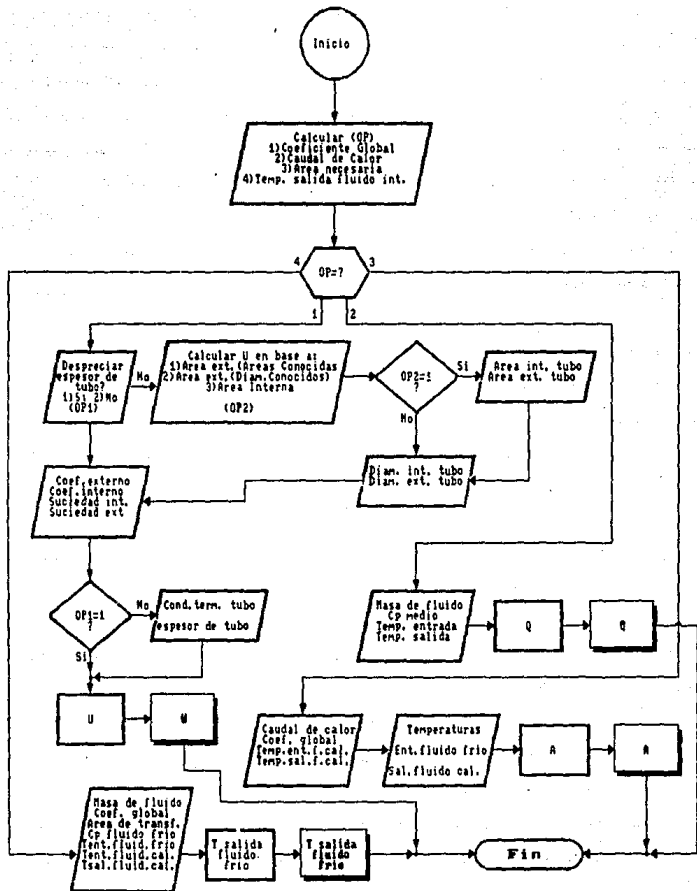
Programa #9-1

```

10 CLS:REM Cambiador de doble tubo U constante
20 PRINT :PRINT "Se desea calcular:";PRINT TAB(10)"1) Coeficiente global";PRINT
TAB(10)"2) Caudal de Calor (m, Cp, T1, T2)";PRINT TAB(10)"3) Area necesaria (D, U, T1
, T2, h1, h2)";PRINT TAB(10)"4) Temperatura de salida del fluido interior (m, Cp, T1,
U, A, h1, h2)"
21 PRINT TAB(10)"5) Terminar"
30 INPUT OP:OP=INT(OP):IF OP<1 OR OP>5 THEN 20
35 OR OP GOTO 40,300,400,500,900
40 INPUT "El espesor del tubo es despreciable: 1)Si 2)No";OP1:OP1=INT(OP1):IF O
P1<1 OR OP1>2 THEN 40
50 IF OP1=1 THEN DEF FNU=(1/HD+RDO)/(HI+RDI)~1:GOTO 130
60 PRINT :PRINT "El coeficiente global de transferencia se calculara:";PRINT TAB
(10)"1) Con base al area externa (Areas conocidas)";PRINT TAB(10)"2) Con base
al area externa (Diametros conocidos)"
70 PRINT TAB(10)"3) Con base al area interna (Diametros conocidos)"
80 INPUT OP2:OP2=INT(OP2):IF OP2<1 OR OP2>3 THEN 60
90 OR OP2 GOTO 100,110,120
100 DEF FNU=(1/HD+RDO+1e6/KM/AM)/(HI+RDI)~1:INPUT "Area interna del
tubo ";A1:INPUT "Area externa del tubo ";A2:GOTO 130
110 DEF FNU=(1/HD+RDO+1e6/KM/DM)/(HI/D1+RDI*DD/D1)~1:INPUT "Diametro interno
del tubo ";D1:INPUT "Diametro externo del tubo ";D2:GOTO 130
120 DEF FNU=(1/HI+RDI+1e6/KM/DM)/(HI/DM+RDI/RD+D2/RD*D1/DD)~1:INPUT "Diametro interno
del tubo ";D1:INPUT "Diametro externo del tubo ";D2
130 INPUT "Coeficiente externo de pelicula, h0=";HD
140 INPUT "Coeficiente interno de pelicula, h1=";HI
150 INPUT "Resistencia por suciedad interna, RDI=";RDI
160 INPUT "Resistencia por suciedad externa, RDO=";RDO
170 IF OP1=1 THEN GOTO 200
175 INPUT "Conductividad termica del tubo ";KM
180 I=ABS(D1-DD)/2:IF I=0 THEN INPUT "Espesor del tubo ";I
190 IF A2<>0 THEN AM=(A1-A2)/LOG(A1/A2) ELSE AM=(D1-DD)/LOG(D1/DD)
200 PRINT :PRINT "El valor del coeficiente global es: U = ";FNU:GOTO 20
300 INPUT "Masa de fluido ";M:INPUT "Calor especifico medio ";CP:INPUT "Temperat
ura de entrada ";T1:INPUT "Temperatura de salida ";T2:G=CP*M*(T1-T2)
310 PRINT :PRINT "El caudal de calor necesario es Q = ";G:GOTO 20
400 INPUT "Caudal de calor ";Q:INPUT "Coeficiente global de transferencia de cal
or ";U:INPUT "Temperatura de entrada de fluido caliente ";TC1:INPUT "Temperatura
de salida de fluido caliente ";TC2
410 INPUT "Temperatura de entrada de fluido frio ";TF1:INPUT "Temperatura de sal
ida de fluido frio ";TF2:D1=TC1-TF2:D2=TC2-TF1
420 DT=(D2-D1)/LOG(D2/D1)
430 A=Q/U/DT:PRINT :PRINT "El area necesaria es A = ";A:GOTO 20
500 INPUT "Masa de fluido ";M:INPUT "Coeficiente global de transferencia de calo
r ";U:INPUT "Area de transferencia ";A:INPUT "Capacidad calorifica del fluido fr
io ";CP
510 INPUT "Temperatura de entrada de fluido caliente ";TC1:INPUT "Temperatura de
salida de fluido caliente ";TC2
520 INPUT "Temperatura de entrada de fluido frio ";TF1:TF2=TC2-.1
530 TF2C= (U*A*(TC2-TF1)-(TC1-TF2))/LOG((TC2-TF1)/(TC1-TF2))/U/CP+TF1
540 DT=ABS(TF2C-TF2):IF DT<=.00001 THEN 560 ELSE TF2=TF2C
550 GOTO 530
560 PRINT :PRINT "La temperatura de salida del fluido frio es: Tf2 = ";TF2C:GOTO
20
900 END

```

Diagrama de Flujo para el Programa #9-1



Problema Resuelto

Para calentar 10,000 kg/h de un aceite desde 308 hasta 358 K se emplea un cambiador de calor de tubos concéntricos cuyo agente de calefacción es vapor de agua saturado que condensa a 377 K en el espacio anular entre ambos tubos. Por una avería en la caldera productora del vapor, el caudal de éste desciende de manera que manteniéndose constante su temperatura de condensación, el coeficiente de transmisión de calor global disminuye un 42% respecto del valor inicial. Calcúlese la nueva temperatura de salida del aceite.

Datos

C_p medio del aceite = 2.5 kJ/kg K

Coficiente de transmisión de calor individual medio del lado del aceite: $h'' = 2510$ kJ/h m^2K

Coficiente de transmisión de calor individual medio del lado del vapor: $h' = 4200$ kJ/h m^2K

Considerese despreciable el espesor de la pared que separa ambos fluidos y la resistencia que la misma ofrece al paso del calor.

Solución

El caudal de calor necesario para elevar la temperatura del aceite desde 308 hasta 358 K será:

$$Q_0 = m'' C_p'' (T_2'' - T_1'') = (10000) (2.5) (358 - 308)$$

$$Q_0 = 1.25 \times 10^6 \text{ kJ/h} = 347.2 \text{ kW}$$

Por considerarse valores medios constantes de los coeficientes de transmisión de calor individuales, también lo será el coeficiente de transmisión de calor global U , por lo que el área

de transmisión de calor se calculará con la ecuación:

$$Q_o = UA\Delta T_{ml} \quad [1]$$

siendo en este caso,

$$\Delta T_{ml} = \frac{(377-308) - (377-358)}{\ln \left[\frac{(377-308)}{(377-358)} \right]}$$

$$\Delta T_{ml} = 38.77 \text{ K}$$

Siendo despreciable el espesor y la resistencia de la pared del sólido, la ecuación (9-1.1) se simplifica a:

$$1/U = 1/h' + 1/h''$$

$$1/U = 1/4200 + 1/2510$$

$$U = 1571 \text{ kJ/h m}^2\text{K} = 0.4364 \text{ kW/m}^2\text{K}$$

Sustituyendo valores en la ecuación [1]:

$$1.25 \times 10^6 = (1571)A(38.77) \quad \therefore A = 20.52 \text{ m}^2$$

Al averiarse la caldera, el nuevo coeficiente global valdrá:

$$U_n = (1-0.42)U = (0.58)(1571) = 911 \text{ kJ/h m}^2\text{K} = 0.2531 \text{ kW/m}^2\text{K}$$

Por tanto, el nuevo caudal de calor intercambiado será:

$$Q_{on} = U_n A (\Delta T_{ml})_n = (911)(20.52) \frac{(377-308) - (377-T_2'')}{\ln \left[\frac{(377-308)}{(377-T_2'')} \right]} \quad [2]$$

Del balance de calor en todo el cambiador:

$$Q_{on} = m'' C_p'' (T_2'' - T_1'') = 10000(2.5)(T_2'' - 308) \quad [3]$$

Igualando los segundos términos de las ecuaciones [2] y [3], resulta:

$$25000T_2'' - 875000 = 18694 \frac{T_2'' - 308}{\ln \left[\frac{69}{(377 - T_2'')} \right]}$$

ecuación que resuelta por tanteos, conduce a:

$$T_2'' = 344.3 \text{ K}$$

valor que resulta inferior en 13.7 K al inicial, antes de la avería.

Problema Resuelto por la Computadora

Se desea calcular:

- 1) Coeficiente global
- 2) Caudal de Calor (Q, C_p, T_1, T_2)
- 3) Area necesaria (Q, U, T_1, T_2, t_1, t_2)
- 4) Temperatura de salida del fluido interior ($Q, C_p, T_1, U, A, t_1, t_2$)
- 5) Terminar

? 2

Masa de fluido ? 10000

Calor especifico medio ? 2.5

Temperatura de entrada ? 308

Temperatura de salida ? 258

El caudal de calor necesario es $Q = 1250000$

Se desea calcular:

- 1) Coeficiente global
- 2) Caudal de Calor (Q, C_p, T_1, T_2)
- 3) Area necesaria (Q, U, T_1, T_2, t_1, t_2)
- 4) Temperatura de salida del fluido interior ($Q, C_p, T_1, U, A, t_1, t_2$)
- 5) Terminar

? 1

El espesor del tubo es despreciable: $t_1 = 21$ No? 1

Coefficiente externo de película, $h_o = ?$ 4200

Coefficiente interno de película, $h_i = ?$ 2510

Resistencia por suciedad interna, $R_{fi} = ?$ 0

Resistencia por suciedad externa, $R_{fo} = ?$ 0

El valor del coeficiente global es: $U = 1571.068$

Se desea calcular:

- 1) Coeficiente global
- 2) Caudal de Calor (Q, C_p, T_1, T_2)
- 3) Area necesaria (Q, U, T_1, T_2, t_1, t_2)
- 4) Temperatura de salida del fluido interior ($Q, C_p, T_1, U, A, t_1, t_2$)
- 5) Terminar

? 3

Caudal de calor ? 1250000

Coefficiente global de transferencia de calor ? 1571.068

Temperatura de entrada de fluido caliente ? 377

Temperatura de salida de fluido caliente ? 377

Temperatura de entrada de fluido frio ? 308

Temperatura de salida de fluido frio ? 338

El area necesaria es $A = 20.52189$

Se desea calcular:

- 1) Coeficiente global
- 2) Caudal de Calor (Q, C_p, T_1, T_2)
- 3) Area necesaria (Q, U, T_1, T_2, t_1, t_2)
- 4) Temperatura de salida del fluido interior ($Q, C_p, T_1, U, A, t_1, t_2$)
- 5) Terminar

? 4

Masa de fluido ? 10000

Coefficiente global de transferencia de calor ? 911

Area de transferencia ? 20.52189

Capacidad calorifica del fluido frio ? 2.5

Temperatura de entrada de fluido caliente ? 377

Temperatura de salida de fluido caliente ? 377

Temperatura de entrada de fluido frio ? 308

La temperatura de salida del fluido frio es: $T_{f2} = 344.3335$

Problema Propuesto

A través de un cambiador de doble tubo fluye alcohol, el cual se enfría con agua. La tubería interna es de 1 pulgada de acero y de Cd 40. La conductividad térmica del acero es de $37 \text{ kcal/h m } ^\circ\text{C}$ y los coeficientes son del lado del alcohol 880 y del lado del agua $1460 \text{ kcal/h m}^2\text{ }^\circ\text{C}$, siendo el coeficiente de incrustamiento interno $h_{di} = 4800$ y el externo $h_{de} = 2400 \text{ kcal/h m}^2\text{ }^\circ\text{C}$.

¿Cuál es el coeficiente total de transferencia de calor basado en el área externa?

$$U = 347.21 \text{ kcal/h m}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

3.U VARIABLE

Si en un cambiador de calor de este tipo, funcionando en régimen estacionario, las variaciones de temperatura y presión a lo largo del mismo son tales que las propiedades físicas de los dos o uno de los fluidos varían apreciablemente, también lo harán los coeficientes de transmisión de calor individuales y, por tanto, también el global.

En estas condiciones, la integración del primer miembro de la ecuación (9-1.5) puede abordarse de dos modos:

1) El cambiador total puede considerarse constituido por una serie de elementos de longitud finita, de tal forma que a lo largo de cada uno de ellos el coeficiente de transmisión global U varíe linealmente con la diferencia entre las temperaturas de los fluidos $\Delta T = T_1 - T_2$, es decir:

$$U = a + b\Delta T$$

(9-3.1)

Puesto que en cada uno de estos elementos parciales del cambiador las variaciones de temperatura de los fluidos no serán excesivas, podrá aceptarse para los mismos la constancia de los dos calores específicos, con lo que para cada uno de ellos seguirá siendo válida la ecuación (9-2.3).

Por consiguiente, teniendo en cuenta la expresión (9-2.3), la ecuación (9-1.5) para cada elemento parcial de cambiador (cuyos extremos se representan por I y II) tomará la forma:

$$U_m \Delta T_m = \frac{Q_{01-II}}{\int_0^{Q_0} \frac{dQ}{U\Delta T}} = \frac{l}{\int_0^{Q_0} \frac{dQ}{Q_{01-II} U \Delta T}} =$$

$$= \frac{1}{\int_{\Delta T_1}^{\Delta T_2} \frac{d\Delta T}{\Delta T_1 - \Delta T} \frac{1}{U\Delta T}} = \frac{\Delta T_1 x - \Delta T_2}{\int_{\Delta T_1}^{\Delta T_2} \frac{d\Delta T}{U\Delta T}} \quad (9-3.2)$$

La integral del denominador del segundo miembro de esta ecuación puede resolverse analíticamente, teniendo en cuenta la relación (9-3.1), obteniéndose así:

$$U_m \Delta T_m = \frac{\Delta T_1 x U_1 - \Delta T_2 U_2}{\ln \frac{\Delta T_1 U_1}{\Delta T_2 U_2}} \quad (9-3.3)$$

es decir, que para cada elemento parcial del cambiador, el producto de los valores medios de U y ΔT , se sustituye por la media logarítmica cruzada de ambas variables, referida a los extremos del elemento. Se comprende que para cada uno de ellos si, $U_1=U_2$, la ecuación (9-3.3) se simplifica a la (9-2.4).

Por lo tanto, de las ecuaciones (9-1.5) y (9-3.3) se deduce:

$$Q_{01-22} = A(\Delta T U)_{mlc} \quad (9-3.4)$$

siendo:

$$(\Delta T U)_{mlc} = \frac{\Delta T_1 x U_1 - \Delta T_2 U_2}{\ln \frac{\Delta T_1 U_1}{\Delta T_2 U_2}} \quad (9-3.5)$$

Suponiendo, de modo general, que el cambiador completo se haya dividido en n elementos parciales, de las ecuaciones (9-1.5) y (9-3.3) se deduce que la primera en este caso tendrá por expresión:

$$Q_0 = \sum_{i=1}^n \left[A \frac{\Delta T_{1i} U_{1i} - \Delta T_{2i} U_{2i}}{\ln \frac{\Delta T_{1i} U_{1i}}{\Delta T_{2i} U_{2i}}} \right] \quad (9-3.6)$$

2) Haciendo el cambio de la variable de integración Q por la variable T_2 (o T_1) en la ecuación (9-1.4), de acuerdo con la expresión (9-2.1) Se tendrá:

$$\int_0^{Q_0} \frac{dQ}{U(T_1 - T_2)} = \int_{T_{1,2}}^{T_{2,2}} \frac{m_2 C_{p2} dT_2}{U(T_1 - T_2)} = \frac{1}{U_m \Delta T_m} Q_0 \quad (9-3.7)$$

pudiendo resolverse gráficamente la integral de esta ecuación del modo que se indica a continuación.

Se dan sucesivos valores a T_2 comprendidos entre sus valores extremos $T_{1,2}$ y $T_{2,2}$, deduciéndose el de $T_{1,1}$ que corresponde a cada uno de ellos mediante las ecuaciones de conservación de energía entre la sección de entrada del fluido frío y la correspondiente al valor de T_2 elegido:

Flujo en paralelo:

$$m_2 C_{p2} (T_2 - T_{1,2}) = m_1 C_{p1} (T_{1,1} - T_1) \quad (9-3.8)$$

Flujo en contracorriente:

$$m_2 C_{p2} (T_2 - T_{1,2}) = m_1 C_{p1} (T_1 - T_{2,1}) \quad (9-3.9)$$

Conociendo los calores específicos C_{p1} y C_{p2} en función de la temperatura y tomando valores medios para los intervalos de temperatura de estas ecuaciones, mediante un sencillo tanteo en el caso de C_{p1} , podrá calcularse el valor de T_1 que corresponde a cada uno de T_2 .

Conocidas las temperaturas de los fluidos y, por consiguiente, sus propiedades físicas para las mismas, en capítulos anteriores se indicó el modo de calcular los coeficientes de transmisión de

calor individuales locales correspondientes. Por consiguiente en nuestro caso, para flujo interno en un tubo cilíndrico y entre dos de ellos concéntricos, para cada pareja de valores T_1 y T_2 podrán calcularse los correspondientes coeficientes h_1 y h_2 , y mediante ellos y las características del cambiador (diámetros, espesor de las paredes, conductividad calorífica de las mismas, etc.), las ecuaciones (9-1.1) permitirán el cálculo del coeficiente global local U que corresponde. Con todo ello podrá despejarse el valor del producto $U_m \Delta T_m$ que deberá substituirse en la ecuación básica (9-1.5). Así se podrá deducir el área de transmisión de calor necesaria:

$$Q_0 = A \frac{Q_0}{\int_{T_{1,2}}^{T_{2,2}} \frac{m_2 C_{p2} dT_2}{U(T_1 - T_2)}} \quad \therefore A = \int_{T_{1,2}}^{T_{2,2}} \frac{m_2 C_{p2} dT_2}{U(T_1 - T_2)} \quad (9-3.10)$$

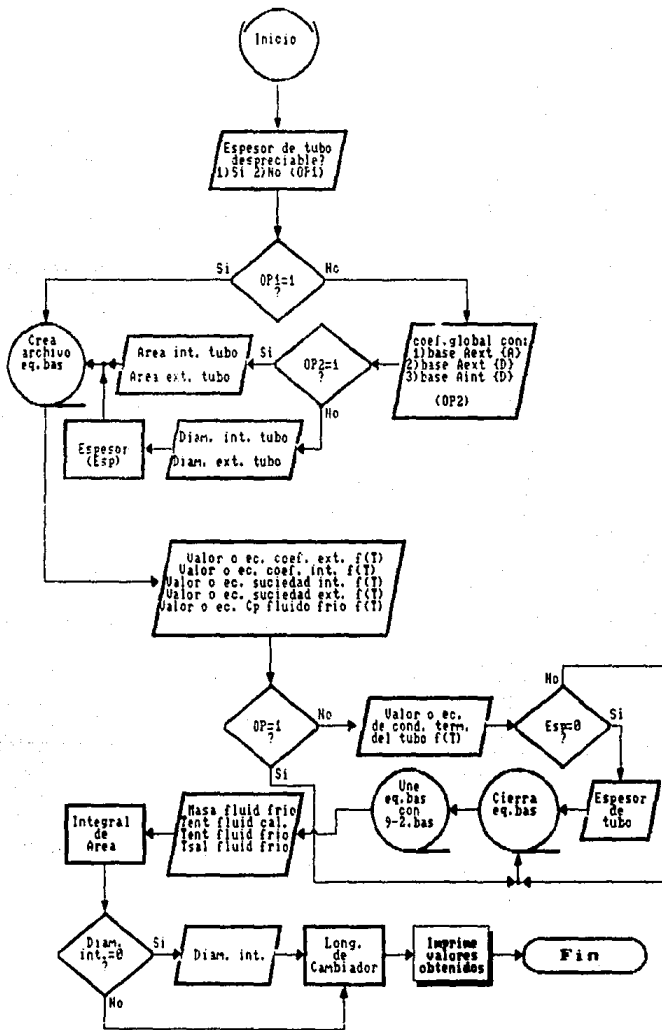
Programa #9-2

```

10 CLS:REM Cambiador de doble tubo U variable
11 DIM I#E(100)
20 INPUT "El espesor del tubo es despreciable: 1)Si 2)No";OP1:OP1=INT(OP1):IF 0
P1<1 OR OP1>2 THEN 20
30 IF OP1=1 THEN DEF FNU=(1/HD+RDO+1/HI+RDI)^-1:GOTO 110
40 PRINT:PRINT "El coeficiente global de transferencia se calculara:":PRINT TAB
(10) "1) Con base al area externa (Areas conocidas)":PRINT TAB(10) "2) Con base
al area externa (Diametros conocidos)"
50 PRINT TAB(10) "3) Con base al area interna (Diametros conocidos)"
60 INPUT OP2:OP2=INT(OP2):IF OP2<1 OR OP2>3 THEN 40
70 ON OP2 GOTO 80,90,100
80 DEF FNU=(1/HD+RDO+1/AD/KW/AMM+AD/HI/AI+RD*(AD/AI)^-1:INPUT "Area interna del
tubo ";AI:INPUT "Area externa del tubo ";AD:GOTO 130
90 DEF FNU=(1/HD+RDO+1/DO/KW/DMM+DO/HI/DI+RD*(DO/DI)^-1:INPUT "Diametro interno
del tubo ";DI:INPUT "Diametro externo del tubo ";DO:GOTO 110
100 DEF FNU=(1/HI+RDI+1/DO/KW/DMM+DI/HD/DO+RDO+D/DO)^-1:INPUT "Diametro interno
del tubo ";DI:INPUT "Diametro externo del tubo ";DO
110 OPEN "eq.bas" FOR OUTPUT AS #1
120 PRINT :COLOR 30 :PRINT TAB(15) "Las lineas se autanumeran":COLOR 14
130 PRINT :T$(1)="ho=":PRINT "Ecuacion o Valor de Coeficiente externo de peli-
cul
a, ho="
140 PRINT "ho=":LINE INPUT;EQ$(1)
150 PRINT :T$(2)="hi=":PRINT "Ecuacion o Valor de Coeficiente interno de peli-
cul
a, hi="
160 PRINT "hi=":LINE INPUT;EQ$(2)
170 PRINT :T$(3)="Rdi=":PRINT "Ecuacion o Valor de Resistencia por suciedad inte
rna, Rdi="
180 PRINT "Rdi=":LINE INPUT;EQ$(3)
190 PRINT :T$(4)="Rdo=":PRINT "Ecuacion o Valor de Resistencia por suciedad exte
rna, Rdo="
200 PRINT "Rdo=":LINE INPUT;EQ$(4)
201 PRINT :T$(5)="Cp=":PRINT "Ecuacion o Valor de Capacidad calorifica del fluid
o frio "
202 PRINT "Cp=":LINE INPUT;EQ$(5):N=5
210 IF OP1=1 THEN 260
220 PRINT :T$(6)="kw=":PRINT "Ecuacion o Valor de Conductividad termica del tubo
"
230 PRINT "kw=":LINE INPUT;EQ$(6):N=6
240 X=ABS(DI-DO)/2:IF X=0 THEN INPUT "Espesor del tubo ";X
250 IF AD<0 THEN AMM=(AI-AD)/LOG(AI/AD) ELSE DMM=(DI-DO)/LOG(DI/DO)
260 FOR I=1 TO N
270 PRINT #1,700+I," ";T$(I);EQ$(I);CHR$(13)
280 NEXT
290 CLOSE #1
300 CHAIN MERGE "eq.bas",70,ALL
310 INPUT "Masa de fluido frio ";M:INPUT "Temperatura de entrada de fluido calie
nte";TC1:VT=1
320 INPUT "Temperatura de entrada del fluido frio ";TF1
330 INPUT "Temperatura de salida del fluido frio ";TF2:GOTO 600
600 FOR I=TF1 TO TF2 STEP ABS(TF1-TF2)/100
790 IF VT=0 THEN GOTO 310
800 SER=SER+1
810 I#E(SER)=M*CP/FNU/(TC1-T)
820 NEXT
830 FOR I=1 TO 99
840 I#E=(I#E(I)+I#E(1+1))/2 +ABS(TF1-TF2)/100*I#E
850 NEXT
860 PRINT:PRINT "El area interna necesaria es A=":LINE
870 PRINT:YU=DO:IF DO<X THEN PRINT "La longitud del cambiador es":I#E/3.141593/
DO ELSE INPUT "Diametro interno de tubo interno ";DO
880 IF YU=0 THEN 870
890 END

```

Diagrama de Flujo para el Programa #9-2



Problema Resuelto

En un cambiador de calor de tubos concéntricos se utiliza vapor de agua saturado que condensa a 423 K para calentar 3000 kg/h de un petróleo desde 298 hasta 368 K. El vapor circula por el espacio anular entre ambos tubos y su coeficiente de transmisión de calor individual puede considerarse constante e igual a 9400 kJ/h m²K. El coeficiente individual del lado del petróleo varía con la temperatura másica del mismo como se indica a continuación:

$$h_{\text{petroleo}} = 829.6 + 1201.7 \left(\frac{T-298}{70} \right) - 1523 \left(\frac{T-298}{70} \right)^2 + 1693.3 \left(\frac{T-298}{70} \right)^3$$

Calcúlese la longitud de cambiador necesaria.

Datos

Supóngase despreciable la resistencia opuesta por la pared metálica a la transmisión de calor.

Dimensiones del tubo interior:

Diámetro interno: 7.5 cm

Diámetro externo: 10.5 cm

Calor específico medio del petróleo: 2 kJ/kg K

Para calcular los valores del coeficiente de transmisión de calor global a lo largo del cambiador se utiliza la ecuación (9-1.1), que al ser despreciable la resistencia opuesta por la pared se reduce a:

$$1/U'' = 1/(h'D'/D'') + 1/h''$$

de donde:

$$1/U'' = 1/(9400 \cdot 10.5/7.5) + 1/h''$$

por lo tanto:

$$U'' = 1/13160 + 1/h''$$

Por lo tanto, el área de transmisión de calor será:

$$A'' = \int_{T_{1,2}}^{T_{2,2}} \frac{m'' C_{p''}}{U''(T'' - T''')} dT'' = (3000)(2) \int_{200}^{300} \frac{dT''}{U''(T'' - T''')}$$

La integración gráfica del segundo miembro de la ecuación, conduce a:

$$A'' = 6000(6.773 \times 10^{-4}) = 4.06 \text{ m}^2$$

y la longitud del cambiador:

$$L = A''/\pi D'' = 17.2 \text{ m}$$

Problema Resuelto por la Computadora

El espesor del tubo es despreciable: 1/Si 2/No? 1

Las líneas se autonumeran

Ecuacion o Valor de Coeficiente externo de película, h_o
 $h_o=9400$

Ecuacion o Valor de Coeficiente interno de película, h_i =

$h_i=829.6+1201.7 \cdot ((T-298)/70)^{-1.523} + ((T-298)/70)^2 + 1693.3 \cdot ((T-298)/70)^3$

Ecuacion o Valor de Resistencia por suciedad interna, R_{di} =

$R_{di}=0$

Ecuacion o Valor de Resistencia por suciedad externa, R_{do} =

$R_{do}=0$

Ecuacion o Valor de Capacidad calorífica del fluido frío

$C_p=2$

Masa de fluido frío ? 3000

Temperatura de entrada de fluido caliente ? 423

Temperatura de entrada del fluido frío ? 298

Temperatura de salida del fluido frío ? 368

El área interna necesaria es $A= 4.163975$

Diámetro interno de tubo interno ? $7.5E-02$

La longitud del cambiador es 17.67246

Problema Propuesto

Se desean enfriar 4000 kg/h de una disolución acuosa de etanol desde 343 K a 313 K con una corriente de 10000 kg/h de agua circulando a contracorriente, cuya temperatura inicial es de 293 K. Se piensa utilizar un cambiador de calor de tubos concéntricos de acero, circulando la disolución alcohólica por el interno, cuyo diámetro interior es de 0.06m y su espesor de 0.004m. Calcular.

- La temperatura de salida del agua.
- La longitud de tubos necesaria.

Datos

Calor específico de la disolución de etanol: 2.93 kJ/kg K

Calor específico medio del agua: 4.18 kJ/kg K

Conductividad calorífica del acero: 168 kJ/h m K

Considérese que los coeficientes de transmisión de calor individuales correspondientes a ambos fluidos varían con sus respectivas temperaturas, de la siguiente forma:

$$h' = 398 + 31.8(T' - 273)$$

$$h'' = 5734 + 23.3(T'' - 273)$$

donde h' y h'' se expresan en $\text{kJ/h m}^2 \text{K}$ y T' y T'' en K.

$$a) T_2'' = 301.4 \text{ K}$$

$$b) L = 41.33 \text{ m}$$

CAPITULO X

CAMBIADORES DE CALOR CON TUBOS ALETADOS

1. CAMBIADORES DE CALOR CON TUBOS ALETADOS

Si la resistencia térmica que corresponde al interior de un tubo metálico por el que fluye un fluido que intercambia calor con otro fluido externo es muy inferior a la resistencia térmica que corresponde a este último, como, por ejemplo, cuando se utiliza vapor de agua que condensa en el interior de tubos para calentar aire que fluye sobre los mismos, la extensión de la superficie externa de ellos con *aletas* o *clavos*, permite aumentar sustancialmente el caudal de calor transmitido por unidad de longitud de tubo.

En efecto, según la ecuación (9-1.1), si se representan por $h_i A_i$ y $h_o A_o$, los productos de los coeficientes de transmisión de calor individuales interno y externo por las correspondientes superficies de transmisión de calor de un determinado tubo de un cambiador de calor, despreciando al mismo tiempo la resistencia térmica de su propia pared, se tendrá:

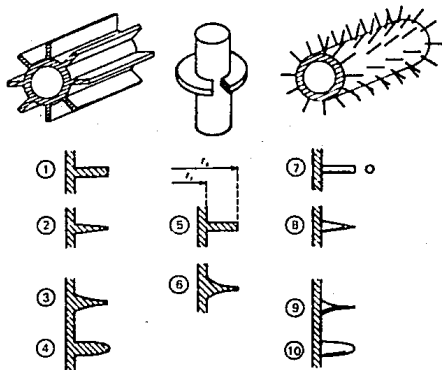
$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i \frac{A_i}{A_o}} + \frac{1}{h_o \frac{A_o}{A_i}}$$

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \frac{A_i}{A_o}}$$

(10-1.1)

En el ejemplo citado de calefacción de aire con vapor de agua, la relación $h_v/h_{\text{aire}} = h_i/h_o$ oscila entre 100 y 200; por consiguiente, de la expresión anterior se deduce que el coeficiente de transmisión de calor global U_i tendrá un valor próximo al reducido de h_o . Ahora bien, si se extiende A_o

Figura 10.1



a) Aletas longitudinales de perfil:

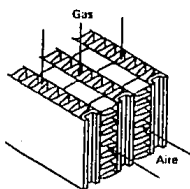
- 1 rectangular
- 2 triangular
- 3, 4 parabólico

b) Aletas anulares de perfil:

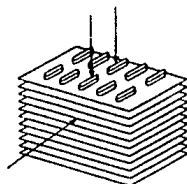
- 5 rectangular
- 6 hiperbólico

c) Clavos de sección circular y perfil:

- 7 rectangular
- 8 triangular
- 9, 10 parabólico



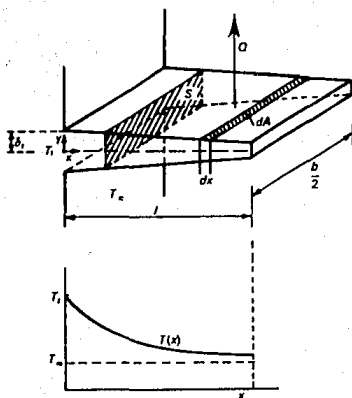
d) Placas planas extendidas en aletas (continuas onduladas)



e) Tubos de sección rectangular extendidas con aletas (continuas planas).

Aletas y clavos. Intercambiadores de calor compactos con superficies extendidas

Figura 10.2



Nomenclatura utilizada y perfil de temperaturas en una aleta.

aumentando su superficie mediante aletas hasta conseguir que $A \times A_1$, el segundo sumando del denominador de la expresión anterior disminuirá mucho, con lo que aumentará el coeficiente global U_1 , como lo hubiera hecho de haber crecido el coeficiente individual h_1 .

En la figura 10-1 se esquematizan algunos de los tipos de aletas y clavos más habituales.

Lógicamente, la superficie de las aletas o clavos no es tan eficaz como la de los tubos en que se insertan, a los efectos de transmisión de calor, debido a la resistencia que a tal transmisión por conducción opone la propia aleta. En efecto, si, por ejemplo, se considera una aleta longitudinal rectangular (Fig. 10-1.a) y se supone que la temperatura de la superficie en la que aquella se inserta es T_1 , ésta será también su temperatura en su base de inserción. Suponiendo que el calor fluye desde la superficie prolongada al fluido que la rodea a temperatura T_∞ , se comprende que el calor que se transmite al fluido desde los distintos puntos de la aleta habrá llegado a ellos transmitido por conducción desde su base, lo que presupone un gradiente de temperatura a lo largo de la misma. Por consiguiente, al ser la temperatura T_x a cualquier distancia x de la base de la aleta inferior a T_1 y por ello $(T_x - T_\infty) < (T_1 - T_\infty)$, la efectividad de la unidad de superficie de aleta será siempre menor que la correspondiente a la unidad de superficie desnuda, sin aletas.

La relación entre el calor eliminado a través de toda la superficie de una aleta o clavo (A) y el que se eliminaría a través de la misma si su temperatura fuera uniforme T_1 en toda

ella, se denomina *eficacia de aleta*, η_a . Si se supone un coeficiente de transmisión de calor individual medio para el lado del fluido externo, h_e , constante y una temperatura T_∞ de dicho fluido también constante, se tendrá:

$$\eta_a = \frac{1}{A(T_1 - T_\infty)} \int_A (T - T_\infty) dA = \frac{\bar{T}_1 - T_\infty}{T_1 - T_\infty}$$

(10-1.2)

Siendo \bar{T}_1 la temperatura media de la aleta o clavo.

De acuerdo con la nomenclatura que se establece en la figura 10-2, si se representa por S la sección transversal (constante o variable) de una aleta o clavo, a través de la que se transmite el calor por conducción y por $dA = b dx$ (siendo b el perímetro de la aleta, constante o variable, a cada distancia x de su base) la superficie diferencial de aleta, para cada longitud dx , disponible para la transmisión de calor por convección hacia el fluido, la ecuación general de balance de calor será:

$$k S \frac{d^2 T}{dx^2} dx + k dS \frac{dT}{dx} = h_e dA (T - T_\infty)$$

(10-1.3)

siendo k la conductividad calorífica de la aleta y h_e el coeficiente de transmisión de calor individual ya indicado.

Suponiendo T_∞ y h_e uniformes sobre la superficie de las aletas, la conductividad k constante y suficientemente elevada para que el único gradiente de temperatura a considerar sea el que presenta en la dirección x ó r y despreciando la pérdida de calor por los extremos de las aletas, se comprende que la integración de la ecuación anterior para las condiciones límite que procedan,

permitirá el cálculo de la eficacia de la aleta de que se trate (10-1.2).

En los casos en que la sección S y el perímetro b de la aleta sean constantes, la ecuación (10-1.3) se simplifica apreciablemente, siendo fácil su integración analítica. Cuando así no suceda, si dicha sección y perímetro pueden expresarse en función de la distancia x de la siguiente forma:

$$S = c_1 x^{1-2P_1/P_2} ; b = dA/dx = c_2 x^{2P_1/(P_2)-1} \quad (10-1.4)$$

bastará multiplicar los distintos términos de la ecuación diferencial (10-1.3) por $x^2/(k S dx)$ y substituir los valores de S y b (10-1.4) para que la misma adquiera la forma de la ecuación general de Bessel, $x^2(d^2y/dx^2) + x(dy/dx) - (x^2 + n^2)y = 0$, con sus soluciones generales ($y = AI_n(x) + BI_{-n}(x)$; $y = AI_n(x) + BK_n(x)$) expresadas mediante las funciones de Bessel.

A continuación, de acuerdo con la nomenclatura establecida en la figura 10-2, se reseñan las eficacias de las aletas y clavos representados en la figura 10-1, calculadas del modo indicado. Se reseña también, tanto la ecuación representativa del perfil de la correspondiente aleta o clavo, como el área transversal del perfil en el caso de las aletas (A_p) o el volumen en el de los clavos (V_p), en función de los cuales se representan comúnmente las eficacias de aleta o clavo.

2. EFICACIAS DE ALETAS Y CLAVOS

Aletas Longitudinales

1) Perfil Rectangular:

Ecuación del perfil, $y(x)$:

$$y = \delta = \delta_1 = \text{cte.}$$

(10-2.1)

Eficacia, η_a :

$$\eta_a = 1 / (m_1) \tanh m_1$$

$$m = (h_e / k \delta)^{1/2}$$

(10-2.2)

$$A_p = 2 \delta l$$

(10-2.3)

2) Perfil Triangular:

Ecuación del perfil, $y(x)$:

$$y = \delta_1 (1 - x/l)$$

(10-2.4)

Eficacia, η_a :

$$\eta_a = \frac{1}{m_1} \frac{I_1(2m_1 l)}{I_0(2m_1 l)}$$

$$m_1 = (h_e / k \delta_1)^{1/2}$$

(10-2.5)

$$A_p = \delta_1 l$$

(10-2.6)

3) Perfil Parabólico:

Ecuación del perfil, $y(x)$:

$$y = \delta_1 (1 - x^2/l^2)$$

(10-2.7)

Eficacia, η_a :

$$\eta_a = \frac{2}{\sqrt{4(m\ell)^2 + 1} + 1} \quad (10-2.8)$$

$$A_p = (2/3) \delta \ell \quad (10-2.9)$$

4) Perfil Parabólico:

Ecuación del perfil, $y(x)$:

$$y = \delta \ell (1 - x/\ell)^{1/2} \quad (10-2.10)$$

Eficacia, η_a :

$$\eta_a = \frac{1}{m\ell} \frac{I_{z/s} \left[\frac{4}{3} m\ell \right]}{I_{z/s} \left[\frac{4}{3} m\ell \right]} \quad (10-2.11)$$

$$A_p = (4/3) \delta \ell \quad (10-2.12)$$

Alas Anulares

5) Perfil Rectangular:

Ecuación del perfil, $y(x)$:

$$y = \delta = \delta \ell \quad (10-2.13)$$

Eficacia, η_a :

$$\eta_a = \frac{2}{m\ell (r_a/r_i + 1)} \left[\frac{I_s(mr_i)K_s(mr_a) - I_s(mr_a)K_s(mr_i)}{I_o(mr_i)K_s(mr_a) + I_s(mr_a)K_o(mr_i)} \right] \quad (10-2.14)$$

$$A_p = 2\delta (r_a - r_i)$$

(10-2.15)

6) Perfil Hiperbólico:

Ecuación del perfil, $y(x)$:

$$y = \delta_i r_i / r_a$$

(10-2.16)

Eficacia, η_a :

$$\eta_a = \frac{2}{m_i (r_a / r_i + 1)}$$

$$\left[\begin{array}{cccc} I_{2/3} \left(\frac{2}{3} m_i r_i \right) & I_{-2/3} \left(\frac{2}{3} m_i r_a \sqrt{\frac{r_a}{r_i}} \right) & -I_{2/3} \left(\frac{2}{3} m_i r_a \sqrt{\frac{r_a}{r_i}} \right) & I_{-2/3} \left(\frac{2}{3} m_i r_i \right) \\ I_{1/3} \left(\frac{2}{3} m_i r_i \right) & I_{2/3} \left(\frac{2}{3} m_i r_a \sqrt{\frac{r_a}{r_i}} \right) & -I_{-2/3} \left(\frac{2}{3} m_i r_a \sqrt{\frac{r_a}{r_i}} \right) & I_{-1/3} \left(\frac{2}{3} m_i r_i \right) \end{array} \right]$$

(10-2.17)

$$A_p = 2\delta_i r_i \ln (r_a / r_i)$$

(10-2.18)

Clavos de Sección Circular

7) Perfil Rectangular:

Ecuación del Perfil, $y(x)$:

$$y = \delta = \delta_i$$

(10-2.19)

Eficacia, η_a :

$$\eta_a = \frac{1}{\sqrt{2m_i}} \operatorname{tanh} \sqrt{2 m_i}$$

(10-2.20)

$$V_p = \pi \delta^2 l \quad (10-2.21)$$

8) Perfil Triangular:

Ecuación del Perfil, $y(x)$:

$$y = \delta_l (1-x)/l \quad (10-2.22)$$

Eficacia, η_a :

$$\eta_a = \frac{1}{2\sqrt{2} m l} \frac{I_2(2\sqrt{2} m l)}{I_1(2\sqrt{2} m l)} \quad (10-2.23)$$

$$V_p = (\pi/3) \delta_l^2 l \quad (10-2.24)$$

9) Perfil Parabólico:

Ecuación del Perfil, $y(x)$:

$$y = \delta_l (1-x)^2 / l^2 \quad (10-2.25)$$

Eficacia, η_a :

$$\eta_a = \frac{2}{\sqrt{\frac{8}{9} (m l)^2 + 1} + 1} \quad (10-2.26)$$

$$V_p = (\pi/5) \delta_l^2 l \quad (10-2.27)$$

10) Perfil Parabólico:

Ecuación del Perfil, $y(x)$:

$$y = \delta_l (1-x)^2 / l^2 \quad (10-2.28)$$

Eficacia, η_a

$$\eta_a = \frac{2 I_1\left(\frac{4}{3}\sqrt{2} ml\right)}{\left(\frac{4}{3}\sqrt{2} ml\right) I_0\left(\frac{4}{3}\sqrt{2} ml\right)}$$

(10-2.29)

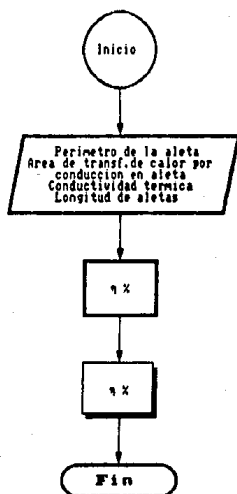
$$V_p = (\pi/2) \delta_i^2 l$$

(10-2.30)

Programa # 10-1
Eficacia de Aletas Longitudinales de Perfil Rectangular

```
10 CLS:REM eficacia de aletas longitudinales de perfil rectangular
20 DEF FWH(J)=(EXP(J)-EXP(-J))/(EXP(J)+EXP(-J))
30 DEF FNEF=FNTH(J)/J
40 DEF FNU=SQRT(HE*P/K/A)*L
50 INPUT "Perimetro de la aleta (m)":P
60 INPUT "Area de transferencia de calor por conduccion en la aleta (m^2)":A
70 INPUT "Coeficiente medio de transmision de calor externo en ausencia de aleta
  s (kcal/h m^2 C)":HE
80 INPUT "Conductividad termica (kcal/h m C)":K
90 INPUT "Longitud de aletas (m)":L
100 J=FNJ
110 PRINT :PRINT "La eficiencia de las aletas longitudinales de perfil rectangul
  ar es: ";FNEF*100;"%"
```

Diagrama de Flujo para el Programa #18-1



Problema Resuelto

Se desea enfriar 700 kg/h de aire a 1 atm desde 260 a 60°C en un cambiador de calor de doble tubo. Para ello se ha ideado un tubo exterior de 3 pulgadas Cd 40 y uno interior de 1.5 pulgadas Cd 40 en el que se montan 24 aletas longitudinales de 0.5 pulgadas de alto por 0.035 pulgadas de ancho (20 BWG).

Como medio de enfriamiento se usará agua, que va de 25 a 40°C. Se sabe que el coeficiente externo de transferencia de calor para el mismo sistema en ausencia de aletas es de 256.4 kcal/h m²°C y que la conductividad térmica del material de las aletas es de 37 kcal/h m°C. ¿Cuál será la eficacia de las aletas?

Solución

$$\text{Perímetro de aleta} = 2\pi/m$$

Área de transferencia de calor por conducción en la aleta

$$A_{ca} = 8.89 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{m}$$

$$\text{Altura de la aleta} = 0.0127 \text{ m}$$

$$B = \sqrt{\frac{h \cdot P}{k \cdot A}} = \sqrt{\frac{256.4 \cdot 2}{37 \cdot 8.89 \times 10^{-4}}} = 124.85$$

$$\eta_a = \frac{\tanh (124 \cdot 0.0127)}{124 \cdot 0.0127}$$

$$\eta_a = 0.58$$

Problema Resuelto Por La Computadora

Perimetro de la aleta (a)? 2
Area de transferencia de calor por conduccion en la aleta (m²)? 8.89E-04
Coeficiente medio de transmision de calor externo en ausencia de aletas
(kcal/h m² C)? 256.4
Conductividad termica (kcal/h m C)? 37
Longitud de aletas (a)? .0127

La eficiencia de las aletas longitudinales de perfil rectangular es: 57.98573 %

Problema Propuesto

Si en el problema anterior se requiriera alterar la altura de las aletas a 0.4 pulgadas, ¿cómo se vería afectada la eficiencia de las aletas?

3. COEFICIENTES INDIVIDUALES MEDIOS DE TRANSMISION DE CALOR PARA TUBOS CON SUPERFICIE EXTERNA EXTENDIDA CON ALETAS O CLAVOS

En la bibliografía (55) se encuentra información sobre los coeficientes de transmisión de calor individuales medios, para tubos con superficie externa extendidos con aletas o clavos de distintos tipos.

Para Aletas longitudinales cortas o clavos de pequeño perímetro (56):

$$\frac{h_{ea}}{C_p G_{max}} \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{2/3} = \left(\frac{b G_{max}}{\mu} \right)^{-0.5}$$

$$2700 < \frac{b G_{max}}{\mu} < 10000$$

(10-3.1)

En general, Kern (57), teniendo en cuenta los muchos tipos de tubos con superficies extendidas, propone referir los coeficientes de transmisión de calor individuales medios para las mismas a la superficie interna de los tubos, mediante la relación:

$$h_{ea} = (\eta A_a + A_i) h_e / A_i$$

(10-3.2)

representando por A_a y A_i las superficies de las aletas y externa del tubo desnudo, respectivamente; por A_i la superficie interna del tubo y por h_e el coeficiente de transmisión de calor individual medio para la superficie externa del tubo en ausencia de aletas o clavos.

Con ello, el coeficiente de transmisión de calor global medio, referido a la superficie interna de los tubos, podrá expresarse

del siguiente modo:

$$\frac{1}{U_c} = \frac{1}{h_c} + \frac{x}{k \frac{A_{ml}}{A_l}} + \frac{1}{h_o(\eta_o A_o + A_l)}$$

(10-3.3)

expresión fácil de evaluar conociendo la eficacia de las aletas o clavos y estimando los coeficientes de transmisión de calor individuales medios h_i y $h_o(h_o)$ por las correlaciones para tubos ordinarios.

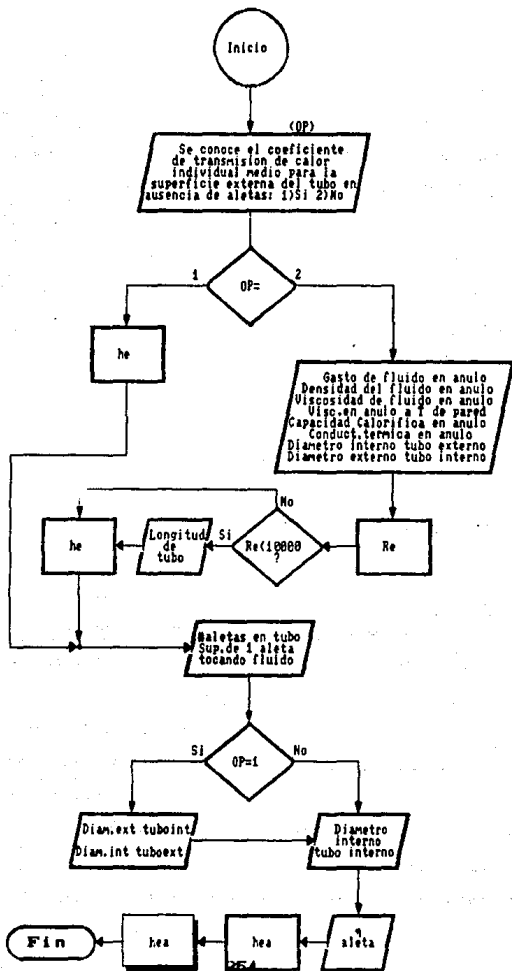
Programa # 10-2

```

10 CLS
20 REM Coeficientes individuales medios de transeisión de calor para tubos con s
uperficie externa estandada con aletas o clavos
30 DEF FINT=(.031*(D1*G/NU)^.8*FWRP*.33*(NU/PLS)^.14*(D2/D1)^.151)*K/D1
40 DEF FINTL=2.01*(W*CP/K/L)^.33*(PLS/NU)^.14*K/DE
50 DEF FINTRE=C*W/L
60 DEF FINTRE=(EF*AW*W*AT)ME/AI
70 DEF FINTRE=(EF*AW*W*AT)ME/AI
80 PRINT :INPUT "Se conoce el coeficiente de transmision de calor individual med
io para la superficie externa del tubo en ausencia de aletas: (SI 2)No";
OP
90 OP=INT(OP):IF OP<1 OR OP>2 THEN GO
100 IF OP=1 THEN INPUT "a libre de aletas (kcal/h m^2 C)";ME ELSE GOTO 120
110 GOTO 240
120 PRINT :INPUT "Gasto de fluido en el espacio anular (m^3/h) ";GA
130 PRINT :INPUT "Densidad de fluido en el espacio anular (kg/m^3) ";MD
140 PRINT :INPUT "Viscosidad media de fluido en el espacio anular (rg/s h)";MU
150 PRINT :INPUT "Viscosidad en la pared de tubo interno del fluido en el espaci
o anular (kg/s h) ";MUS
160 PRINT :INPUT "Capacidad calorifica del fluido en el espacio anular (kcal/kg
C) ";CP
170 PRINT :INPUT "Conductividad termica del fluido en el espacio anular (kcal/h
m C) ";K
180 PRINT :INPUT "Diametro interno del tubo externo (a) ";D2
190 PRINT :INPUT "Diametro externo del tubo interno (a) ";D1
200 W=GA*MD: A=.141375*(D2^2/4-D1^2/4):DE=4*A/(3.141593*D1):B=W/A*V-W/RO
210 IF FWRP<10000 THEN INPUT "Longitud de tubo (m)";L
220 IF FWRP<10000 THEN ME=FINTL ELSE ME=FINT
230 PRINT :PRINT "El coeficiente de transmision de calor individual medio para l
a superficie externa del tubo en ausencia de aletas es: ";ME;" (k
cal/h m^2 C)"
240 PRINT :INPUT "Numero de aletas en el tubo ";NA
250 PRINT :INPUT "Superficie de una aleta en contacto con el fluido anular (m^2)
";SA
260 IF D1=0 THEN INPUT "Diametro externo del tubo interno (a)";D1
270 IF D2=0 THEN INPUT "Diametro interno del tubo externo (a)";D2
280 INPUT "Diametro interno del tubo interno";DI
290 AI=D1*.3141593: AI=D1*.3141593
300 PRINT :INPUT "Eficacia de aleta (fraccional)";EF
310 PRINT :PRINT "El coeficiente de transmision de calor individual medio para l
a superficie externa del tubo en presencia de aletas es: ";FINTRE

```

Diagrama de Flujo para el Programa N1Q-2



Problema Resuelto

Se desea enfriar 700 kg/h de aire a 1 atm desde 260 a 60 °C en un cambiador de calor de doble tubo. Para ello se ha ideado un tubo exterior de 3 pulgadas Cd 40 y uno interior de 1.5 pulgadas Cd 40 en el que se montan 24 aletas longitudinales de 0.5 pulgadas de alto por 0.035 pulgadas de ancho (20 BWG).

Como medio de enfriamiento se usará agua, que va de 25 a 40 °C. Se desconoce el coeficiente externo de transferencia de calor para el sistema, pero se espera obtener una eficiencia de aletas del 58%. ¿Cuáles serán los coeficientes externos de transmisión de calor para el tubo; a) desnudo b) aletado?

Solución

para el tubo interno:

$$D_o = 0.04826 \text{ m}$$

$$D_i = 0.040894 \text{ m}$$

para el tubo externo:

$$D_i = 0.07792 \text{ m}$$

$$\text{Area de flujo del tubo interno} = 1.3127706 \times 10^{-3}$$

Area de flujo en el espacio anular

$$a_s = (0.07792)^2 (0.785) - (0.04826)^2 (0.785) - 24(0.0127)(8.89E-4)$$

$$a_s = 2.66689E-3 \text{ m}^2$$

Perímetro mojado (Transferencia de Calor)

$$\pi(0.04826) - 24(8.89E-4) + 24(2)(0.0127) = 0.73987 \text{ m}$$

$$D_o = 4(2.66689E-3) / 0.73987 = 0.014418 \text{ m}$$

$$\text{Area de Aletas} = 24(0.0127)(2)(1) = 0.6096 \text{ m}^2/\text{m}$$

$$\text{Area de tubos sin aletas} = \pi(0.4826) - 24(8.89E-4) = 0.130264 \text{ m}^2/\text{m}$$

$$\text{Area de interna del tubo interior} = 0.1284725 \text{ m}^2/\text{m}$$

Area de flujo del tubo interno = $1.3127706E-3 \text{ m}^2$

$C_p \text{ aire} = 0.243 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$ $C_p \text{ agua} = 0.997 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$

$Q = 700(0.243)(260-60) = 34020 \text{ kcal/h}$

$\text{Magua} = 34020 / (0.997(40-25))$

$\text{Magua} = 2274.8 \text{ kg/h}$

Coefficiente interno

para agua:

$h = 2280 V^{0.8} (1.352 + 0.0198T) / D^{0.2}$

$\rho = 995.7 \text{ kg/m}^3$

$V = 2274.8 \text{ kg/h} / (3600 \text{ s/h} * 995.7 \text{ kg/m}^3 * 1.3127706E-3 \text{ m}^2)$

$V = 0.483 \text{ m/s}$

$h_i = 1917.82 \text{ kcal/h m}^2^\circ\text{C}$

Temperatura en la Pared

Suponiendo $h_e \cong 600 \text{ kcal/h m}^2^\circ\text{C}$

$600(160 - T_e) = 1917.82(T_e - 32.5)$

$T_e = 62.88^\circ\text{C}$

Propiedades del aire

$\mu_{\text{aio}} = 0.0245 \text{ cp}$ $Pr = 0.682$ $C_{p\text{aio}} = 0.243 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$

$\rho = 0.815 \text{ kg/m}^3$ $k = 0.03131 \text{ kcal/h m}^\circ\text{C}$

$G_e = 700 \text{ kg/h} / (3600 \text{ s/h} (2.66689E-3 \text{ m})) = 72.9 \text{ kg/m}^2\text{s}$

$Re = 72.9(0.014418) / (0.0245E-3) = 42907$

A este valor de Re corresponde un valor $J_f = 130$ (graficas de coeficiente de transferencia de calor en cambiadores de calor con aletas longitudinales.

$$J_f = \frac{h_i D_e}{k} (Pr)^{-1/3} (\mu/\mu_e)^{-0.14}$$

$$130 = h_i(0.014418) / (0.03131) (0.682)^{-1/3} (0.0245/0.0201)^{-0.14}$$

$$hr = 255.5 \text{ kcal/h m}^2\text{°C}$$

Nueva Temperatura en la Pared

$$255.5(160 - T_p) = 1917.82(T_p - 32.5)$$

$$T_p = 47.49\text{°C}$$

Nueva hr

$$\mu_p = 0.0195 \text{ cp} \quad hr = 256.4 \text{ kcal/h m}^2\text{°C}$$

Cálculo de h_{ea}

Eficiencia de Aleta = 58%

$$h_{ea} = [0.58(0.6096) + 0.1302641](256.4 / 0.128425)$$

$$h_{ea} = 965.7 \text{ kcal/h m}^2\text{°C}$$

Problema Resuelto Por La Computadora

Se conoce el coeficiente de transición de calor individual medio para la superficie externa del tubo en ausencia de aletas: 1151 21No? 2

Gasto de fluido en el espacio anular (m^3/h) ? 858.8957

Densidad de fluido en el espacio anular (kg/m^3) ? .815

Viscosidad media de fluido en el espacio anular ($\text{kg}/\text{s h}$)? $8.82\text{E}-02$

Viscosidad en la pared de tubo interno del fluido en el espacio anular ($\text{kg}/\text{s h}$) ? .07236

Capacidad calorífica del fluido en el espacio anular ($\text{kcal}/\text{kg C}$) ? .243

Conductividad térmica del fluido en el espacio anular ($\text{kcal}/\text{h m C}$) ? .03131

Diametro interno del tubo externo (a) ? .07792

Diametro externo del tubo interno (a) ? .04826

El coeficiente de transición de calor individual medio para la superficie externa del tubo en ausencia de aletas es: $242.3001 \text{ (kcal}/\text{h m}^2 \text{ C)}$

Numero de aletas en el tubo ? 24

Superficie de una aleta en contacto con el fluido anular (m^2)? .0254

Diametro interno del tubo interno? .04089

Eficacia de aleta (fraccional)? .58

El coeficiente de transición de calor individual medio para la superficie externa del tubo en presencia de aletas es: 952.8702

Problema Propuesto

Si en el problema anterior se requiriera alterar la altura de las aletas a 0.4 pulgadas, ¿cómo se vería afectado el coeficiente de transmisión de calor para el tubo aletado?

CAPITULO XI

CAMBIADORES DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS

1. CAMBIADORES DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS

Los cambiadores de calor de coraza y tubos o de haz y envolvente son los más usados en la industria de proceso. Los componentes principales de estos cambiadores son el cabezal de entrada, el envolvente o carcasa, los tubos o haz y el cabezal de retorno.

Para mejorar la transferencia de calor en el lado externo de los tubos en estos cambiadores se utilizan deflectores, también llamados mamparas o baffles. Los cuales permiten el aumento de velocidad en el exterior de los tubos.

Para mejorar la transferencia de calor en el fluido que viaja por el interior del tubo se usan también mamparas que dividen al cambiador haciendo que el fluido pase repetidamente por el mismo.

Los pasos aumentan la velocidad, el coeficiente y también las pérdidas por fricción. En ocho pasos el coeficiente es cinco veces mayor que en un paso, pero la caída de presión es 300 veces mayor.

Existe una amplia variedad de aspectos referentes al diseño de estos equipos, aunque el número de componentes básicos es relativamente pequeño.

Los tubos son los componentes básicos de los intercambiadores, ya que son los que proveen la superficie de transferencia de calor entre los fluidos que van dentro y fuera de ellos. Los tubos para intercambiadores de calor son especiales y no deben confundirse con otro tipo de tubería comercial.

La longitud de tubos va desde 8, 10, 16, 20 y 24 pies. Los tubos se arreglan con espaciamiento o distancia de centro a centro

(pitch) triangular o cuadrado; en los cambiadores los tubos suelen ser de 5/8, 3/4, 1, 1 1/4 ó 1.5 pulgadas. La envolvente está hecha comúnmente de placas de metal, las que se cortan y sueldan para dar las dimensiones requeridas. Las envolventes de diámetro menor a 24 pulgadas se pueden construir de tubería comercial.

Las mamparas tienen tres funciones: 1) soportar los tubos en la posición apropiada; 2) prevenir la vibración de los tubos causada por remolinos en el flujo; 3) guiar el fluido de la envolvente en forma transversal al haz de tubos, aumentando su velocidad y el coeficiente de transferencia de calor.

2. COLOCACION DEL FLUIDO

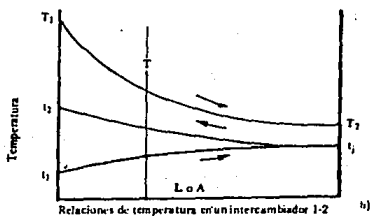
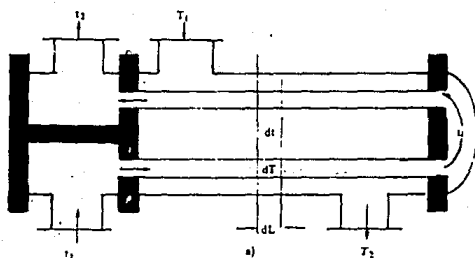
El fluido de alta presión se coloca por adentro de los tubos, también si es corrosivo, o si tiene tendencia al incrustamiento, ya que son más fáciles de limpiar.

Los fluidos de alta viscosidad se colocan del lado de la envolvente.

En general se debe aplicar la máxima velocidad posible utilizando el ΔP máximo, que suele ser de 0.7 kg/cm^2 . El número de pasos aumenta la caída de presión.

En los cambiadores de calor de coraza y tubos suele presentarse el caso de múltiple paso por los tubos. En esos cambiadores en los que el flujo no es ni en paralelo ni a contracorriente, las diferencias medias logarítmicas no se pueden usar cuando las temperaturas de los fluidos cambian (fig 11-1).

Fig. 11-1



Relaciones de temperatura en un intercambiador 1-2

En estos tipos de cambiadores la ecuación de diseño es:

$$Q = U_o A_o \Delta T_m Y$$

(11-2.1)

En donde el ΔT_m se calcula como si el cambiador estuviera a contracorriente. El factor Y es una corrección por el número de pasos y es función de las relaciones:

$$Y = \frac{\sqrt{R^2+1} \ln [(1-X)/(1-RX)]}{(R-1) \ln \frac{2-X \left[\frac{R+1 - \sqrt{R^2+1}}{R+1 + \sqrt{R^2+1}} \right]}{2-X \left[\frac{R+1 + \sqrt{R^2+1}}{R+1 - \sqrt{R^2+1}} \right]}}$$

(11-2.2)

donde:

$$X = \frac{1 - \left(\frac{1-RP}{1-P} \right)^{1/N}}{R - \left(\frac{1-RP}{1-P} \right)^{1/N}}$$

(11-2.3)

$$R = \frac{T_2 - T_1}{t_2 - t_1} = \frac{WC}{WC}$$

(11-2.4)

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

(11-2.5)

T = Temperatura de fluido caliente

t = Temperatura de fluido frío

w = razón de flujo de masa de fluido frío

W = razón de flujo de masa de fluido caliente

c, C = Capacidad calorífica de fluido frío y fluido caliente

1,2 = Entrada y salida respectivamente

Coeficientes

El coeficiente total de transferencia de calor es:

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R_{do} + \frac{nD_o}{k\omega D_{om}} + \frac{1D_o}{h_i D_i} + R_{di} \frac{D_o}{D_i}} \quad (11-2.6)$$

donde D_o y D_i son el diámetro externo e interno de los tubos.

Los coeficientes individuales deben calcularse por medio de correlaciones. Para el fluido que circula por el interior de los tubos sin cambiar la fase:

$$h_i D_i / k = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.33} (\mu / \mu_s)^{0.14} \quad (11-2.7)$$

Para fluidos que circulan por el exterior de los tubos sin cambiar la fase:

$$h_o D_o / k = 0.36 (D_o G_s / \mu)^{0.55} Pr^{0.33} (\mu / \mu_s)^{0.14} \quad (11-2.7)$$

en donde D_o = diámetro equivalente del lado de la envolvente.

Para arreglo cuadrangular:

$$D_o = \frac{4 (P_t^2 - n D_o^2 / 4)}{n D_o} \quad (11-2.8)$$

D_o = diámetro externo de los tubos

P_t = espaciamiento entre los tubos o pitch (distancia de centro a centro)

Para arreglo triangular o en tresbolillo:

$$D_o = \frac{4 [(P_t/2) (0.86 P_t) - n D_o^2 / 8]}{n D_o / 2} \quad (11-2.9)$$

G_s es la masa velocidad en el exterior de los tubos:

$$G_a = M/a_a$$

(11-2.10)

siendo:

M = masa del fluido por unidad de tiempo

a_a = área de flujo en los tubos

$$a_a = \frac{D_o C B}{P_t}$$

(11-2.11)

D_o = diámetro interno de la coraza

C = claro entre tubos (distancia libre entre tubo y tubo)

B = distancia entre mamparas

El coeficiente obtenido es para valores de Re que van de 2000 a 1×10^4 y con mamparas de 25% de corte.

Caídas de Presión

Las caídas de presión del lado de los tubos se obtienen con:

$$\frac{\Delta P_L}{\rho} = f_D \frac{V^2 L N}{2gD}$$

(11-2.12)

en donde L es la longitud de los tubos y N el número de pasos.

Como hay cambios de dirección se deben tomar en cuenta las caídas de presión adicionales por retornos:

$$\frac{\Delta P_r}{\rho} = 4N \frac{V^2}{2gc}$$

$$\Delta P_T = \Delta P_L + \Delta P_r$$

(11-2.13)

Las caídas de presión en el exterior de los tubos (la coraza) se calcula mediante:

$$\frac{\Delta P_s}{\rho} = f_s \frac{G_s^2 D_s (n+1)}{2 g_c D_s \rho^2} \quad (11-2.14)$$

n = número de manparas

f_s = factor de fricción del lado de la coraza

El factor de fricción de Darcy puede calcularse mediante la siguiente correlación:

$$f_D = \left[A - \frac{(B - A)^2}{C - 2B + A} \right]^{-2}$$

$$A = -2.0 \log \left[\frac{e/D}{3.7} + \frac{12}{Re} \right]$$

$$B = -2.0 \log \left[\frac{e/D}{3.7} + \frac{2.51A}{Re} \right]$$

$$C = -2.0 \log \left[\frac{e/D}{3.7} + \frac{2.51B}{Re} \right] \quad (11-2.15)$$

El factor de fricción, de fanning, del lado de la coraza puede calcularse mediante las siguientes correlaciones:

Para tubos en arreglo cuadrangular:

$$f_s = 0.33 Re_s^{-0.2} \quad (11-2.16)$$

Para tubos en arreglo triangular:

$$f_s = 0.75 Re_s^{-0.2} \quad (11-2.17)$$

donde :

$$Re_s = \rho V_{max} D_s / \mu$$

y D_s es el paso a través de la sección transversal más estrecha.

Una limitación importante del cambiador 1-2 es que cuando hay cruces de temperaturas no puede recuperar calor. Si el fluido de la carcasa pasa de 200 a 140°C y el fluido del tubo sube de 80 a

160°C, todo el calor del fluido caliente de 140 a 80°C se pierde en el 1-2 debido a los acercamientos requeridos entre el fluido del tubo y el final del paso paralelo. Para evitar esos cruces se usan cambiadores de varios pasos en la carcasa.

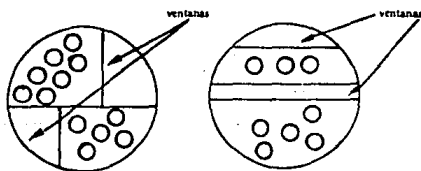
Un cambiador 2-4 se usa cuando Y es menor que 0.75 para 1-2.

Si el factor Y obtenido para un 2-4 supera a 0.9 con baffles longitudinales de 75%, un 2-4 es adecuado. Si el valor de Y está debajo será necesario usar más pasos de coraza hasta que el arreglo proporcione Y con estos valores.

Mientras más grande sea el número de pasos en la coraza mayor será el calor recuperado. Sin embargo, mecánicamente es impráctico diseñar cambiadores con más de dos pasos en la carcasa. Mayores cruces se pueden usar con tres cambiadores 1-2 en serie (arreglo 3-6) o con dos cambiadores 2-4 en serie (4-8).

Los cambiadores con números impares de pasos de tubos son imprácticos y no empleados.

Fig 11-2
Baffles en un intercambiador de calor en arreglo 2-4



El área de flujo para baffles con corte vertical es la mitad y el número de cruces de baffle para ΔP será el doble.

3. CALCULO DE CAMBIADORES DE CORAZA Y TUBO SIN CAMBIO DE FASE

Variables geométricas:

Primeramente se considerarán todos los parámetros geométricos que se tiene en un intercambiador de calor y que es necesario tomar en cuenta en los métodos de cálculo riguroso. Un equipo de tubo y coraza está constituido, como ya se vió, por tubos, espejos, mamparas, fajas de sello, boquillas, cabezales, envolvente, etc. El fluido que circula por los tubos tiene un área de flujo uniforme que permite calcular el coeficiente interno en forma relativamente fácil. Sin embargo, para el fluido que circula por la envolvente existe una variedad de situaciones mayor: un flujo normal al área de transferencia, un flujo transversal, contracciones, expansiones y áreas que provocan corrientes parásitas. Si se requiere de un método que realice un recuento bastante amplio de las pérdidas ocasionadas por las corrientes parásitas, se deberá hacer uso de el método descrito por Bell.

Los métodos descritos más adelante, a pesar de no ser demasiado sofisticados, rinden resultados razonables utilizando los parámetros de mayor importancia.

Para diseñar los cambiadores es necesario indicar los pasos, el tipo de arreglo, el tipo de deflectores, el diámetro y número de tubos, etc.

El número de pasos aumenta la velocidad, lo que a su vez incrementa el coeficiente de transferencia de calor pero también las pérdidas por fricción.

Los tubos se escogen con base al diámetro externo, siendo los

más comunes de 3/4 de pulgada y de 1 pulgada. Los arreglos más comunes son:

Arreglo cuadrado:

para tubos de 3/4 Do;

Pt = 1 pulgada

para tubos de 1 Do;

Pt = 1 1/4 pulgada

Arreglo triangular:

para tubos de 3/4 Do;

Pt = 15/16 pulgada

para tubos de 1 Do;

Pt = 1 1/4 pulgada

Las boquillas de entrada y salida se escogen de acuerdo al diámetro interno de la coraza.

Diámetro interno (pulg.)	Diámetro de boquilla
$D_i < 12$	2 pulgadas
$12 < D_i < 17 \frac{1}{4}$	3 pulgadas
$19 \frac{1}{2} < D_i < 21 \frac{1}{4}$	4 pulgadas
$23 \frac{1}{4} < D_i < 29$	6 pulgadas

El diámetro de la coraza depende del número de tubos y se escoge mediante tablas o dibujos, con base al número de tubos y al número de pasos. También pudiéndose aplicar las siguientes correlaciones:

Para arreglo triangular:

$$D_s = 1.15 P_t \sqrt{N_t}$$

(11-3.1)

Para arreglo en cuadros:

$$D_s = 1.25 P_t \sqrt{N_t}$$

(11-3.2)

Las longitudes del tubo estándar son de 8, 12 y 16 pies. Para mejorar la turbulencia se utilizan mamparas que van espaciadas de $1/5$ del diámetro interno de la coraza hasta 1 diámetro. Las más comunes son las mamparas segmentadas con 75% del diámetro de la coraza.

4. SECUENCIA DE CÁLCULO PARA EL DISEÑO TÉRMICO-HIDRAULICO
DE UN CAMBIADOR DE CALOR SIN CAMBIO DE FASE
MÉTODO DE D. KERN

1. Cálculo del potencial térmico. Para obtener el factor de corrección Y es necesario determinar en primer término los parámetros de los cuales éste depende:

$$Y = \frac{\sqrt{R^2+1} \ln [(1-X)/(1-RX)]}{(R-1) \ln \frac{2-X \left[\frac{R+1 - \sqrt{R^2+1}}{R+1 + \sqrt{R^2+1}} \right]}{2-X}}$$

(11-2.2)

donde:

$$X = \frac{1 - \left(\frac{1-RP}{1-P} \right)^{1/N}}{R - \left(\frac{1-RP}{1-P} \right)^{1/N}}$$

(11-2.3)

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{wC}{WC}$$

(11-2.4)

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

(11-2.5)

T = Temperatura de fluido caliente

t = Temperatura de fluido frío

w = razón de flujo de masa de fluido frío

W = razón de flujo de masa de fluido caliente

c, C = Capacidad calorífica de fluido frío y fluido caliente

1,2 = Entrada y salida respectivamente

Finalmente:

$$\Delta T = Y \Delta T_{ml} \quad (11-4.1)$$

2. Suponer el coeficiente de transferencia de calor y calcular el área de transferencia supuesta (A_s) de acuerdo a la ecuación de Newton y calcular el número total de tubos supuestos:

$$N_t = A_s / (a/\text{metro} \times L) \quad (11-4.2)$$

Los diámetros más frecuentes son:

para $D_o = 3/4''$ $a/\text{pie} = 0.1963 \text{ ft}^2/\text{ft-línea de tubo}$

para $D_o = 1''$ $a/\text{pie} = 0.2618 \text{ ft}^2/\text{ft-línea de tubo}$

3. Con el N_t y el espaciamiento de tubos P_t se determina el D_s de acuerdo a:

Para arreglo triangular:

$$D_s = 1.15 P_t \sqrt{N_t} \quad (11-3.1)$$

Para arreglo en cuadros:

$$D_s = 1.25 P_t \sqrt{N_t} \quad (11-3.2)$$

4. Número de mamparas.

$$n = L/B \quad (11-4.3)$$

donde:

L = longitud de tubo

B = espaciamiento entre mamparas

5. Cálculo del área de flujo por los tubos.

$$a_t = \frac{N_t \times a_f}{N}$$

(11-4.4)

N_t = número de tubos

a_f = área de flujo por tubo

N = número de pasos

6. Cálculo del número de Reynolds en los tubos.

Masa Velocidad:

$$G_t = M/a_t$$

(11-4.5)

donde M = masa del fluido/tiempo

$$Re_t = D_i G_t / \mu$$

(11-4.6)

7. Cálculo del coeficiente interno.

$$\frac{h_i D_i}{k} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.33} (\mu/\mu_s)^{0.14}$$

(11-4.7)

D_i = diámetro interno

μ = viscosidad a la temperatura media del fluido

8. Cálculo del factor de fricción por los tubos.

Con el número de Reynolds y un $\epsilon/D \cong 0.0006$ se obtiene el factor de fricción f_D mediante: (11-2.15)

$$f_D = \left[A - \frac{(B - A)^2}{C - 2B + A} \right]^{-2}$$

$$A = -2.0 \log \left[\frac{\epsilon/D}{3.7} + \frac{12}{Re} \right]$$

$$B = -2.0 \log \left[\frac{\epsilon/D}{3.7} + \frac{2.51A}{Re} \right]$$

$$C = -2.0 \log \left[\frac{\epsilon/D}{3.7} + \frac{2.51B}{Re} \right]$$

9. Caída de presión en tramos rectos.

$$\frac{\Delta P_L}{\rho} = f_D \frac{V^2 L N}{2gD} \quad (11-2.12)$$

10. Caída de presión en retornos.

$$\frac{\Delta P_r}{\rho} = 4N \frac{V^2}{2gC} \quad (11-2.13)$$

11. Caída de presión interna total.

$$\Delta P_T = \Delta P_L + \Delta P_r \quad (11-2.13)$$

12. Cálculo del área de flujo en la envolvente.

$$a_s = \frac{D_s C B}{F_t} \quad (11-2.11)$$

13. Diámetro equivalente del lado de la envolvente.

Para arreglo cuadrangular:

$$D_e = \frac{4 (P_t^2 - \pi D_o^2 / 4)}{\pi D_o} \quad (11-2.8)$$

Para arreglo triangular o en tresbolillo:

$$D_e = \frac{4 [(P_t/2) (0.86 P_t) - \pi D_o^2 / 8]}{\pi D_o / 2} \quad (11-2.9)$$

14. Obtención de h_o .

Para valores de Re de 2000 a 1×10^6 y con mamparas con corte segmentado de 25%, el coeficiente se representa por:

$$\frac{h_o D_e}{k} = 0.36 \left[\frac{D_e G_e}{\mu} \right]^{0.55} Pr^{1/3} (\mu/\mu_e)^{0.14} \quad (11-2.7)$$

15. Caída de presión en la coraza.

$$\frac{\Delta P_s}{\rho} = f_s \frac{G_s^2 D_s (n+1)}{2 g_c D_s \rho^2} \quad (11-2.14)$$

Para tubos en arreglo cuadrangular:

$$f_s = 0.33 \text{ Re}_s^{-0.2} \cdot 4 \quad (11-2.16)$$

Para tubos en arreglo triangular:

$$f_s = 0.75 \text{ Re}_s^{-0.2} \cdot 4 \quad (11-2.17)$$

$$\text{Re}_s = \rho V_{\max} D_s / \mu$$

D_s es el paso a través de la sección transversal más estrecha.

n = número de mamparas

f_s = factores de fricción del lado de la coraza con mamparas de 25% de corte.

16. Coeficiente total de transferencia de calor.

$$U_{cal} = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R_{do} + \frac{x D_o}{k D_o m} + \frac{1 D_o}{h_i D_i} + R_{di} + \frac{D_o}{D_i}} \quad (11-2.6)$$

17. Area del intercambiador.

$$A_{cal} = Q / (U_{cal} \Delta T) \quad (11-4.8)$$

Si el A_{cal} es igual al área supuesta se detiene el cálculo; si no es así, se obtiene el nuevo número de tubos, el nuevo diámetro de la coraza y se repite el cálculo.

Programa #11-1
"Método de Kern"

```

10 CLS:PI=3.141593:G=1.2737/E+08
20 REM *****Paso 1 "Cálculo del potencial termico"*****
20 DEF FNY=SQR(FNR*2+1)+LOG((1-FNX)/(1-FNR+FNX))/(FNR-1)+LOG((2-FNX)*(FNR+1)-SQR(
FNR*2+1))/(2-FNX)*(FNR+1)+SQR(FNR*2+1)
40 DEF FNI=(1-((1-FNR+FNX)/(1-FNX))^(1/N))/(FNR-((1-FNR+FNX)/(1-FNX))^(1/N))
50 DEF FNT=(TT1-T2)/(TT2-T1)
60 DEF FNP=(T2-T1)/(TT1-T1)
70 REM *****Paso 2 "Numero de tubos"*****
80 DEF FNT=GS/NV/L
90 REM *****Paso 3 "Diametro de coraza"*****
100 DEF FNDST=1.15+PT+SQR(FNNT)
110 DEF FNDSC=1.25+PT+SQR(FNNT)
120 REM *****Paso 4 "Numero de namparas"*****
130 DEF FNI=L/B
140 REM *****Paso 5 "Area de flujo por tubos"*****
150 DEF FNTAT=FNTAT+GF/N
160 REM *****Paso 6 "Numero de Reynolds en los tubos"*****
170 DEF FNT=RT/FNAT
180 DEF FNES=HS/FNAT
190 DEF FNRET=DIT*FNST/NUT
200 REM *****Paso 7 "Coeficiente interno"*****
210 DEF FNHI=.023*FNRET*.8*(CP*NU/KT)^.8*(NU/NUST)^.14*KT/DIT
220 REM *****Paso 8 "factor de friccion en tubos"*****
230 DEF FNFD=(FNA-(FNB-FNI)*2)/(FNC-2*FNB+FNI)^-2
240 DEF FNA=-2*LOG(6.00001E-04/3.7+2.51*FNRET)/LOG(10)
250 DEF FNB=-2*LOG(6.00001E-04/3.7+2.51*FNRET)/LOG(10)
260 DEF FNC=-2*LOG(6.00001E-04/3.7+2.51*FNRET)/LOG(10)
270 REM *****Paso 9 "Caida de presion interna total"*****
280 DEF FNFT=(FNFD*FNRET)*24*LN/2/G/DIT*(FNST*2/2/B)/ROD
290 REM *****Paso 12 "Area de flujo en la envolvente"*****
300 DEF FNAS=OS*CB/PT
310 REM *****Paso 13 "Diametro equivalente en envolvente"*****
320 DEF FNDEC=4*(PT*2-FI*DOT*2/4)/PI*DOT
330 DEF FNDET=4*(PT*2+.8*PT*PI*DOT*2/B)/(PI*DOT*2)
340 REM *****Paso 14 "Coeficiente externo"*****
350 DEF FNNO=.36*FNRES*.55*(CP*NU/K)^.55*(NU/NUSE)*K/DE
360 REM *****Paso 15 "Caida de presion en coraza"*****
370 DEF FNMPG=.54*FNOS*2*OS*(L/B+1)/2/G/DE/RO
380 DEF FNFSL=.33*FNRES*.244
390 DEF FNFSI=.75*FNRES*.244
400 DEF FNRES=DE*FNES/NU
410 REM *****Paso 16 "Coeficiente total"*****
420 DEF FNLT=(1/FND+1/ND+DND*DOT/FNI)/DIT*(1/HD+1/ODT/DIT)^-1
430 REM *****Paso 17 "Area de cambiador"*****
440 DEF FNAC=Q/FNI/DI
450 REM *****Entradas de datos*****
460 PRINT TAB(20)"Temperaturas del fluido caliente"
470 INPUT "Temperatura de entrada (C)";TT1
480 INPUT "Temperatura de salida (C)";TT2
490 PRINT TAB(20)"Temperaturas del fluido frio"
500 INPUT "Temperatura de entrada (C)";T1
510 INPUT "Temperatura de salida (C)";T2
520 PRINT TAB(20)"Datos del intercambiador"
530 INPUT "El fluido caliente viaja por: 1)Tubos 2)Coraza";OP:OP=INT(OP):IF OP
(1 OR OP) THEN S30
540 INPUT "Numero de pasos por los tubos";N
550 DI=(TT1-T2)-(TT2-T1)/LOG((TT1-T2)/(TT2-T1))*FNY
560 INPUT "Area de transferencia supuesta (m^2)";AS
570 INPUT "Longitud de tubos (m)";L
580 INPUT "Coeficiente de suciedad interna (kcal/h m^2 C)";HDI
590 INPUT "Coeficiente de suciedad externa (kcal/h m^2 C)";HDO
600 INPUT "Coeficiente por conduccion en la pared del tubo (kcal/h m^2 C)";COPD

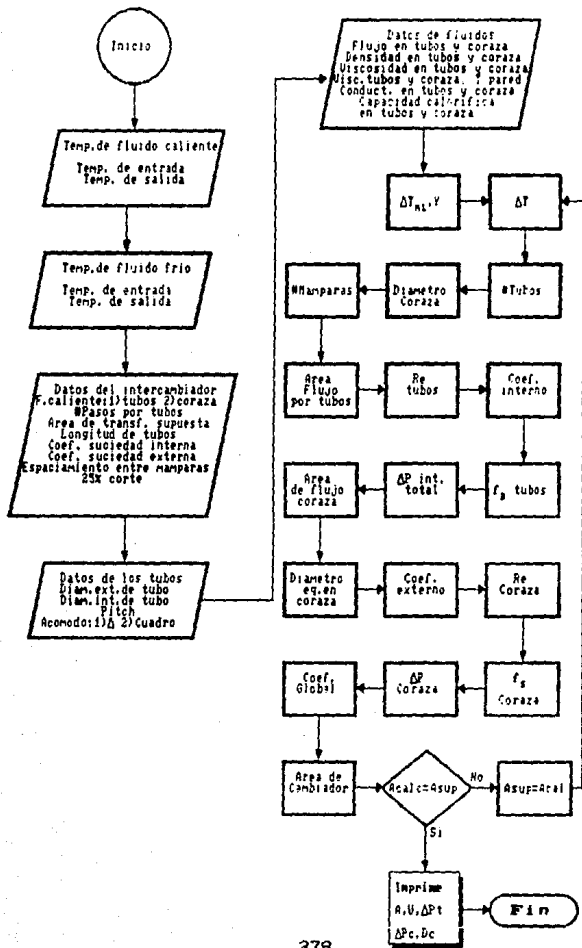
```

```

610 INPUT "Espaciamento entre manparas de ZSZ de corte (m)";B
620 PRINT TAB(20)"Datos de los tubos"
630 INPUT "Diámetro exterior de tubos (m)";DOT
640 INPUT "Diámetro interno de tubos (m)";DIT
650 INPUT "Espaciamento entre tubos (pitch) (m)";PI;C=PI-DOT
660 AM=PI*DOT
670 AF=DIT^2/4*PI
680 INPUT "Acosado de tubos: 1)Triangular 2)Cuadrangular";OP1
690 OP1=INT(OP1)+IF OP1>2 OR OP1<1 THEN 690
700 PRINT :PRINT TAB(20)"Datos de fluidos"
710 INPUT "Flujo del fluido en tubos (kg/h)";MT
720 INPUT "Flujo del fluido en coraza (kg/h)";MS
730 INPUT "Densidad media del fluido en tubos (kg/m^3)";ROT
740 INPUT "Viscosidad media del fluido en tubos (kg/m h)";MUT
750 INPUT "Viscosidad del fluido a la temp. media de pared en tubos (kg/m h)";MU
  ST
760 INPUT "Conductividad termica media del fluido en tubos (kcal/h m C)";KT
770 INPUT "Capacidad calorifica media del fluido en tubos (kcal/kg C)";DPT
780 INPUT "Densidad media del fluido en coraza(kg/m^3)";RO
790 INPUT "Viscosidad media del fluido en coraza(kg/m h)";MU
800 INPUT "Viscosidad del fluido a la temp. media de pared en coraza(kg/m h)";MU
  S
810 INPUT "Capacidad calorifica media del fluido en coraza (kcal/kg C)";CP
820 INPUT "Conductividad termica media del fluido en coraza(kcal/h m C)";K
830 REM*****CALCULOS DE AREA DE TRANSFERENCIA Y COEFICIENTE GLOBAL*****
840 IF OP1=1 THEN Q=(MT*ABS(1)-T2) ELSE Q=(MT*ABS(1)+T1)-T2)
850 IF OP1=2 THEN DE=F*DELT ELSE DE=F*DELT
860 IF OP1=2 THEN FS=F*FSCL ELSE FS=F*FSCL
870 IF OP1=2 THEN DS=F*DSCL ELSE DS=F*DSCL
880 IF ABS(F*MC-RS1).1 THEN 890 ELSE 900
890 AS=F*MC;GOTO 850
900 PRINT "El area de transferencia es ";F*MC;" (m^2)";PRINT "El coeficiente globa
l de transferencia es ";F*KL;" (kcal/h m^2 C)";
910 PRINT "La caída de presión en los tubos es ";F*ROPT;" (kg/m^2)";
920 PRINT "El diámetro de coraza es ";DS;" (m)";
930 PRINT "La caída de presión en la coraza es ";F*MSPC;" (kg/m^2)";

```

Diagrama de Flujo para el Programa M11-1



Problema Resuelto

Una solución de 50000 kg/h de dietanolamina a 127°C se debe enfriar hasta 79°C por medio de agua que entra a 32°C y sale a 46°C. Diseñe un cambiador de calor para esto si se usan tubos de 16 pies de largo de 1 pulgada de diametro y calibre 14 BWG. Por necesidades de mantenimiento se debe utilizar un arreglo cuadrado con espaciamiento de 1 1/4". Los tubos serán de acero al carbón.

Solución

Balance de calor

$$M_1 = 50000 \text{ kg/h}$$

$$Q = M_1 C_{p1} (T_1 - T_2) = M_2 C_{p2} (t_2 - t_1)$$

$$Q = 50000(0.9144)(127-79) = 2194656 \text{ kcal/h}$$

$$2194656 = M_2(1.0)(46-32)$$

$$M_2 = 156448 \text{ kg/h}$$

Diferencia de Temperaturas

$$\Delta T_{ml} = \frac{(127-46) - (79-32)}{\ln \left(\frac{127-46}{79-32} \right)}$$

$$\Delta T_{ml} = 62.46^\circ\text{C}$$

$$Z = (127-79) / (46-32) = 3.42$$

$$X = (46-32) / (127-32)$$

Y=0.97 para 1 paso en envolvente y 2 pasos en los tubos

Area

Si el agua va por el interior de los tubos y se usa una velocidad de diseño de 1.5 m/s:

$$\text{área de flujo de tubo} = 3.5226 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$D_i = 0.211836 \text{ m}$$

$$D_o = 0.0254 \text{ m}$$

$$x=2.1082 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$D_v=0.023228 \text{ m}$$

$$\text{área superficial}=0.0797986 \text{ m}^2/\text{m}$$

$$\text{flujo de agua}=156448/995=157.234 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{área por paso}=157.234/(3600 \times 1.5)=0.29116 \text{ m}^2$$

$$\text{tubos por paso}=0.29116/3.5226 \times 10^{-4}=82.65 \text{ tubos}$$

De valores tabulados para arreglo de intercambiadores de tubo y coraza:

$D_e=21$ pulgadas, 2 pasos, 166 tubos en arreglo cuadrado.

$$\text{área del cambiador}=166 \times 0.079798 \times 4.88=64.64 \text{ m}^2$$

Coefficiente interno

a Temp. media de 39°C :

$$\rho=995 \text{ kg/m}^3 \quad \mu=0.682 \times 10^{-3} \text{ kg/m s} \quad k=0.5383 \text{ kcal/h m}^\circ\text{C}$$

$$C_p=1 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$$

$$Gt = \frac{156 \times 2}{166 \times 3.5225 \times 10^{-4} \times 3600} = 14865 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

$$Re_t = \frac{1486.5 \times 0.0211836}{0.682 \times 10^{-3}} = 46169.3$$

$$Pr = \frac{1 \times 0.692 \times 10^{-3} \times 3600}{0.5383} = 4.56$$

$$Nu = 0.023(46169.3)^{0.8}(4.56)^{0.4} = 227$$

$$h=5776 \text{ kcal/h m}^2\text{C}$$

Coefficiente externo

$$D_s=0.5334 \text{ m} \quad D_c=0.0254 \text{ m} \quad Pr=0.03175 \text{ m} \quad C=6.35 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$\text{si } B=D_s/2$$

$$a_s = \frac{0.5334 \times 6.35 \times 10^{-3} \times 0.2667}{0.03175} = 0.02845 \text{ m}^2$$

$$D_e=0.25146 \text{ m}$$

$$T_m=(127+74)/2 = 103^\circ\text{C} \quad \mu=0.5329 \times 10^{-3} \text{ kg/m s} \quad k=0.4763 \text{ kcal/hm}^\circ\text{C}$$

$$C_p = 0.9149 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$$

Con ventanas del 25%

$$G_s = (50000) / (0.02845 \times 3600) = 488 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

$$Re = (488 \times 0.025146) / (0.5229 \times 10^{-3}) = 23476$$

$$Pr = 3.685$$

$$Nu = 0.36(23476)^{0.55} (3.685)^{0.99} = 140.77$$

$$h_o = 2666 \text{ kcal/h m}^2\text{C}$$

Coefficientes de suciedad

$h_{do} = 3000 \text{ kcal/h m}^2\text{C}$ (para agua de torre de enfriamiento sin tratar)

$h_{di} = 1480 \text{ kcal/h m}^2\text{C}$ (para dietanolamina)

Coefficiente Global

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{3000} + \frac{1}{2666} + \frac{2.1082E-3 \times 0.0254}{37 \times 0.023228} + \frac{0.0254}{0.0211836 \times 5776} + \frac{0.0254}{0.02118 \times 1480}}$$

$$U_o = 559.3 \text{ kcal/h m}^2\text{C}$$

Area nueva

$$2194656 = 559.3 (A_o) (62.46) (0.97)$$

$$A_o = 64.76 \text{ m}^2$$

El área calculada es aproximadamente igual a la supuesta.

Caída de presión en los tubos

$$Re_t = 46069.3 \quad f_D = 0.02592 \text{ (de tablas)}$$

$$\frac{\Delta P_L}{\rho} = f_D \frac{V^2 L N}{2gD}$$

$$\frac{\Delta P_r}{\rho} = 4N \frac{V^2}{2g_c}$$

$$\Delta P_T = \Delta P_L + \Delta P_r$$

$$\Delta P_T = 0.225 \text{ kgf/cm}^2$$

Caida de presión en la coraza

$$\frac{\Delta P_s}{\rho} = f_s \frac{G_s^2 D_s (n+1)}{2 g_c D_s \rho^2}$$

Res=23476

$f_s=0.2592$

$\rho=970 \text{ kg/m}^3$

$G_s=448$

$$\Delta P_s = 0.11 \text{ kgf/cm}^2$$

Problema resuelto por la computadora

Temperaturas del fluido caliente

Temperatura de entrada (C)? 127

Temperatura de salida (C)? 79

Temperaturas del fluido frio

Temperatura de entrada (C)? 32

Temperatura de salida (C)? 46

Datos del intercambiador

El fluido caliente viaja por: 1)Tubos 2)Coraza? 2

Numero de pasos por los tubos? 2

Area de transferencia supuesta (m²)? 50

Longitud de tubos (m)? 4.68

Coefficiente de suciedad interna (kcal/h m² C)? 1480

Coefficiente de suciedad externa (kcal/h m² C)? 3000

Coefficiente por conduccion en la pared del tubo (kcal/h m² C)? 0

Espaciamiento entre zaparras de 25% de corte (a)? .25

Datos de los tubos

Diametro exterior de tubos (a)? .0254

Diametro interno de tubos (a)? .0211836

Espaciamiento entre tubos (pitch) (a)? .03175

Acomodo de tubos: 1)Triangular 2)Cuadrangular? 2

Datos de fluidos

Flujo del fluido en tubos (kg/h)? 156448

Flujo del fluido en coraza (kg/h)? 50000

Densidad media del fluido en tubos (kg/m³)? 995

Viscosidad media del fluido en tubos (kg/m h)? 2.4552

Viscosidad del fluido a la temp. media de pared en tubos (kg/m h)? 2.4552

Conductividad termica media del fluido en tubos (kcal/h m C)? .5383

Capacidad calorifica media del fluido en tubos (kcal/kg C)? 1

Densidad media del fluido en coraza(kg/m³)? 970

Viscosidad media del fluido en coraza(kg/m h)? 1.91844

Viscosidad del fluido a la temp. media de pared en coraza(kg/m h)? 1.91844

Capacidad calorifica media del fluido en coraza (kcal/kg C)? .9149

Conductividad termica media del fluido en coraza(kcal/h m C)? .4763

El area de transferencia es 61.47667 (m²)

El coeficiente global de transferencia es 574.5213 (kcal/h m² C)

La caída de presion en los tubos es 2020.116 (kg/m²)

El diametro de coraza es .4985733 (m)

La caída de presion en la coraza es 940.3646 (kg/m²)

Problema propuesto

Calcule el tamaño que debe tener un cambiador 1-2 requerido para enfriar 68000 kg/h de etilenglicol de 121°C a 104°C usando tolueno como líquido enfriador. El tolueno se calienta desde 27°C hasta 63°C. Use tubos de acero de 3/4 de pulgada 14 BWG con 8 pies de longitud y arreglo triangular de 1 pulgada. La envolvente tendrá saoparas con 25% de corte segmental espaciadas 6 pulgadas. El etilenglicol debe fluir por los tubos por ser el más corrosivo.

$$A = 25 \text{ m}^2$$

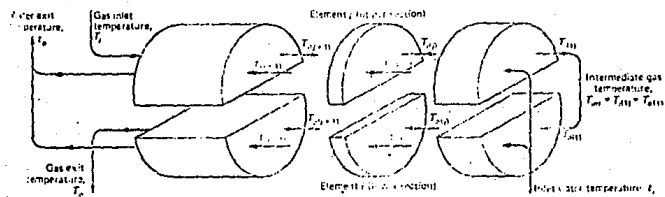
$$U = 489 \text{ kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

5.PREDICCIÓN DEL FUNCIONAMIENTO DE UN CAMBIADOR DE CALOR
 MEDIANTE EL MÉTODO DE SUMAS SUCESIVAS (MÉTODO DE SPENCER)

Muchas operaciones de transferencia de calor, en la industria, no son bien representadas por métodos de diferencia media logarítmica de temperaturas para el cálculo de transferencia de calor. Para mejorar esta situación, el método siguiente es utilizado para calcular los coeficiente de transferencia mediante el empleo de la computación electrónica.

Este método requiere de una cantidad limitada de datos de entrada, lo cual es especialmente práctico en situaciones de planta, en las cuales es raro contar con series de datos completas.

Fig. 11-3



Método de Sumas Sucesivas

Los factores de corrección se evitan mediante el empleo directo de la ecuación diferencial:

$$dq = U dA (T - t) \quad (11-5.1)$$

la cual puede manejarse en elementos diferenciales y, entonces, a través de sumas sucesivas, el valor numérico de la integral se obtiene sin usar una T_m .

Para ejemplificar este método, se desarrollará un algoritmo para determinar (a) el coeficiente global de transferencia de calor, U , o (b) la temperatura de salida, T_o , del gas para un intercambiador de doble paso.

El equipo mostrado en la figura 11-3 permite el paso de un gas caliente en una trayectoria en U a través del intercambiador. Un cabezal con baffles controla el flujo de gas. El lado de la coraza contiene un paso de agua de enfriamiento, la cual entra a la derecha y sale a la izquierda. (Por simplicidad, el flujo cruzado del agua debido a los baffles dentro de la coraza será ignorado, pero podría ser incorporado a los cálculos.) El agua entra a la coraza a la temperatura t_i , y aumenta su temperatura al avanzar por cada elemento según:

$$\Delta t = \Delta q / m v C_{p v} \quad (11-5.2)$$

Escrito de acuerdo a la figura, la temperatura del agua abandonando el elemento diferencial, j , es igual a la temperatura de entrada más Δt :

$$t_{(j+1)} = t_j + \Delta t$$

(11-5.3)

La rapidez de la transferencia de calor en el elemento diferencial, $dq_{(j)}$, es igual a la suma de las rapidezces en las secciones superior e inferior:

$$dq_{(j)} = dq_{(j)}(\text{inf}) + dq_{(j)}(\text{sup})$$

(11-5.4)

Las secciones deben analizarse por separado, ya que contienen gas a diferentes temperaturas. Refiriéndonos a la figura, $T_{(j)}$ es la temperatura de entrada del gas al equipo, y $T_{(j)}$ es la temperatura a través de el elemento j del primer paso de gas. T_o es la temperatura de salida del gas del equipo y $T_{o(j)}$ es la temperatura del segundo paso del gas a través del elemento j . En la sección superior del elemento, la rapidez de transferencia de calor es:

$$dq_{(j)}(\text{sup}) = U(A/2) (T_{(j)} - t_{(j)}) / N$$

(11-5.5)

y en la sección inferior:

$$dq_{(j)}(\text{inf}) = U(A/2) (T_{o(j)} - t_{(j)}) / N$$

(11-5.6)

El Δt de el agua de enfriamiento a través del elemento diferencial se calcula de las ec. (11-5.2) a (11-5.4):

$$\Delta t = t_{(j+1)} - t_{(j)} = \frac{dq_{(j)}(\text{inf}) + dq_{(j)}(\text{sup})}{m v C_{p w}}$$

(11-5.4)

De forma similar, para la sección superior:

$$\Delta T_i = T_{(j+1)} - T_{(j)} = \frac{dq_{(j)}(\text{sup})}{mgC_p g} =$$

$$\frac{U(A/2) (T_{i(j)} - t_{(j)})}{NmgC_p g}$$

(11-5.8)

Para la sección inferior:

$$\Delta T_o = T_{(j)} - T_{(j+1)} = \frac{dq_{(j)}(\text{inf})}{mgC_p g} =$$

$$\frac{U(A/2) (T_{o(j)} - t_{(j)})}{NmgC_p g}$$

(11-5.9)

Las ecuaciones (11-5.3) a (11-5.9) son los componentes de cálculo para los casos (a) y (b).

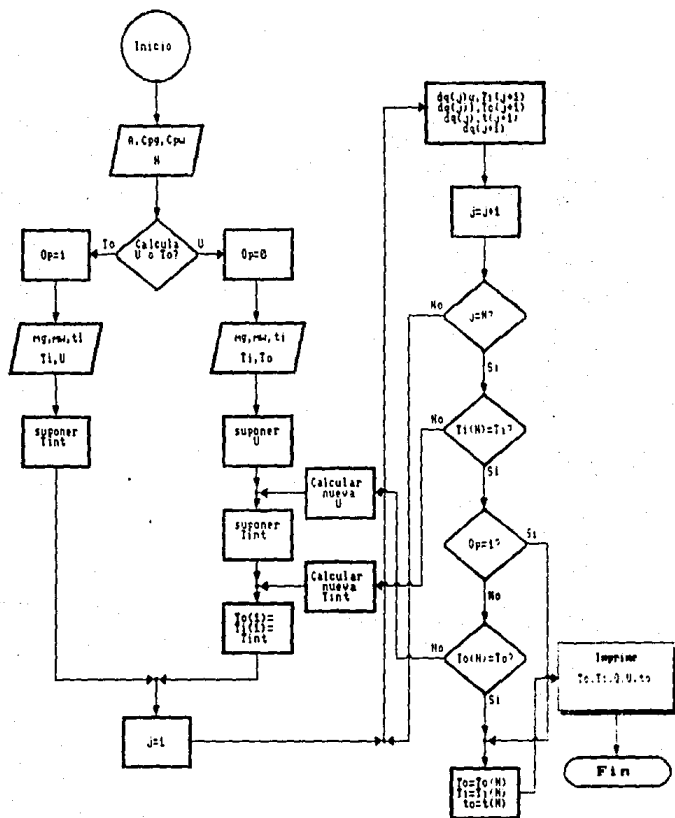
Programa #11-2
"Método de Spencer"

```

10 CLS:DT3=0:DT4=0:DT1=0:DT2=0:BI=0:B2=0:A1=0:A2=0:
20 A1=0:BI=0
30 INPUT "Area Ft^2 ";A
40 INPUT "Cp (gas) BTU/hr-F ";CG
50 INPUT "Cp (liquido) ";CL
60 INPUT "Se desea Calcular (1) U (2) To";D
70 IF D=1 THEN 90
80 IF D<2 THEN 60
90 INPUT "Flujo masico de gas (lb/h)";MG
100 INPUT "Flujo masico de agua (lb/h)";MW
110 INPUT "Temperatura de entrada de agua (coraza) (F)";TI
120 INPUT "Temperatura de entrada del gas (tubos) (F)";TTI
130 IF D=1 THEN INPUT "Temperatura de salida del gas (tubos) (F)";TTO
140 INPUT "Numero de elementos diferenciales deseados ";N
150 IF D=2 THEN INPUT "Coeficiente global de transferencia de calor (BTU/h ft^2 F)";US
160 COLOR 3:PRINT :PRINT :PRINT TAB(20) "Iterando valores de Tint y/o U !!!":PR
170 :PRINT :COLOR 14
180 IF D=2 THEN TTINT=(TTI+TTO)/2
190 IF D=2 THEN TIO
200 #M1=1
210 TTIJ=TTINT:TTOJ=TTINT:TJ=T1:REM Inicia Calculos
220 USQ=US*A/2/N
230 DQJL=0:DQJL=0:QJ=0
240 FOR I=1 TO N
250 DQJL=(TTIJ-TJ)*UNQ:ST=DQJL/MG/CG:TTIJ=TTIJ+ST
260 DQJL=(TTOJ-TJ)*UNQ:ST=DQJL/MW/CL:TTOJ=TTOJ-ST
270 SQ=DQJL+DQJL:QJ=QJ+SQ:STJ=SQ/MW/CL:TJ=TJ+STJ
280 NEXT I
290 DTI=TTIJ-TTI:#SOR(DI*2)-1:IF SGN(HI)>0 THEN 300
300 IF D=1 THEN 320
310 GOTO 440
320 DTI=TTOJ-TTO:#SOR(DI*2)-1:IF SGN(HI)>0 THEN 350
330 GOTO 440
340 GOTO 440
350 REM Correccion de Us
360 IF D=2 THEN GOTO 440
370 US=(DT/TTOJ+1)*US:GOTO 210
380 REM
390 DT3=DT1:SMAP DT3,DT4:A2=TTINT:SMAP B2,A2
400 IF MW1=2 THEN 420
410 TTINT=TTINT-S:MW1=2:GOTO 210
420 #=(B2-A2)/(DT4-DT3):TTINT=B2+#DT4:GOTO 210
430 IF D=2 THEN TIO=TTIO
440 IF D=2 THEN TIOJ=TTIOJ
450 PRINT "La temperatura de Salida del gas (tubos) es ";TTO;" (F)"
460 PRINT "La temperatura de Entrada del gas (tubos) es ";TTI;" (F)"
470 PRINT "La temperatura de Salida del agua (coraza) es ";TJ;" (F)"
480 PRINT "La temperatura de Entrada del agua (coraza) es ";TI;" (F)"
490 PRINT "El flujo de calor es ";QJ;" (BTU/hr)"
500 PRINT "El coeficiente global de transferencia de calor es ";US;" (BTU/hr ft^2 F)"
510 END

```

Diagrama de Flujo para el Programa M11-2



Problema resuelto

Se cuenta con un intercambiador de doble paso por el haz de tubos, el cual cuenta con un área de transferencia de 1000 ft^2 , que ha de enfriar una corriente de gas, que pasa por los tubos, de 300 a 150°F ; usando una corriente de agua a 70°F .

Datos:

$C_p \text{ agua} = 1 \text{ BTU/h } ^\circ\text{F}$

$C_p \text{ gas} = 0.5 \text{ BTU/h } ^\circ\text{F}$

Flujo de gas = $30,000 \text{ lb/h}$

Flujo de agua = *Desconocido*

Temperatura Entrada de gas = 300°F

Temperatura Salida del gas = 150°F

Temperatura de Entrada del agua = 70°F

Temperatura de Salida del agua = *Desconocida*

Área de intercambio de calor = 1000 ft^2

Basándose en la información dada, calcular:

El coeficiente de transferencia de calor, U , así como la temperatura de salida del agua.

Solución

Requerimos de valores para el flujo de agua, temperatura intermedia del gas, y coeficiente global de transferencia de calor.

El cálculo del flujo de agua está basado en el balance de calor:

$$m_v C_{pv} \Delta T_v = m_g C_{pg} \Delta T_g$$

$$m_v (1.0) (115-70) = 30000 (0.5) (300-150)$$

$$m_v = 50000 \text{ lb/h}$$

Para el cálculo del coeficiente global se realiza una suposición de T_{int} de la siguiente manera:

$$T_{int} = (T_i + T_o) / 2 = 225^\circ\text{F}$$

También se supone como primera iteración un valor de U :

$$U = 30$$

Sólo queda fijar el número de elementos diferenciales:

$$N = 5$$

Así tenemos los siguientes datos iniciales:

$$A = 1000 \text{ ft}^2 \quad T_{int} = 225^\circ\text{F} \quad t_i = 70^\circ\text{F} \quad t_o = 115^\circ\text{F}$$

$$U = 30 \text{ Btu/h ft}^2\text{F} \quad T_i = 300^\circ\text{F} \quad T_o = 150^\circ\text{F}$$

$$T_o(1) = 225^\circ\text{F} \quad T_i(1) = 225^\circ\text{F} \quad t(1) = 70^\circ\text{F}$$

Para $j = 1$ hasta N

- 1) $dq(\text{sup}) = U(A/2) (T_{ij} - t_j) / N$
- 2) $T_{i(j+1)} = dq(\text{sup}) / (m_g C_{pg}) + T_{ij}$
- 3) $dq(\text{inf}) = U(A/2) (T_o(j) - t_j) / N$
- 4) $T_o(j+1) = T_o(j) - dq(\text{sup}) / (m_g C_{pg})$
- 5) $dq(j) = dq(\text{sup}) + dq(\text{inf})$
- 6) $t_{i(j+1)} = dq(j) / (m_v C_{pv}) + t_j$
- 7) $q_{i(j+1)} = q_{ij} + dq(j)$
- 7') Proxima j y regresar al paso (1)
- 8) $T_{i(N)} = T_i ?$

Si no es así elegir un nuevo T_{int} , hacer $T_o(1) = T_{i(N)} = T_{int}$ y $t(1) = t_i$. Repetir los cálculos empezando en el paso (1).

- 9) $T_o(N) = T_o ?$

Si no es así elegir un nuevo U, y repítanse los cálculos empezando en el paso (1)

10) Se dan por concluidos los cálculos.

$T_o = T_{o(N)}$; $T_i = T_{i(N)}$; $t_o = t_{o(N)}$; $U = U$ supuesta en la última iteración.

Primera iteración:

J	$dq(j)_{sup}$	$T_i(j+1)$	$dq(j)_{inf}$	$T_o(j+1)$	$dq(j)$	$t(j+1)$	$q(j+1)$
1	465000	256	465000	225	930000	88.6	930000
2	502200	289.5	409110	197.7	911310	106.8	1841310
3	548040	326.0	272640	179.5	820680	123.2	2661990
4	608400	366.6	168900	168.2	777.3	138.7	3439290
5	Finaliza el ciclo						

$$T_{i(N)} = T_i ?$$

$$T_{i(N)} = 366.6 \quad T_i = 300$$

$$T_{i(N)} \neq T_i$$

Debemos corregir T_{int} y reiniciar cálculos en el paso (1)

Una vez que $T_{i(N)} \cong T_i$, encontraremos que $T_{o(N)} \neq T_o$. Por lo que deberemos cambiar U.

Después de hacer $U = 19.5$, encontramos que después de algunas iteraciones de T_{int} :

$$T_{i(N)} \cong T_i$$

$$y \quad T_{o(N)} \cong T_o$$

asi que:

$$U = 19.5 \text{ Btu/h ft}^2\text{F}$$

y damos por concluidos nuestros cálculos.

Problema resuelto por la computadora

Area Ft²? 1000
Cp(gas) BTU/hr-F? .5
Cp(líquido)? 1
Se desea Calcular (1) U (2) To? 1
Flujo masico de gas (lb/hr)? 30000
Flujo masico de agua (lb/hr)? 50000
Temperatura de entrada de agua (coraza) (F)? 70
Temperatura de entrada del gas (tubos) (F)? 300
Temperatura de salida del gas (tubos) (F)? 150
Numero de elementos diferenciales deseados? 10

Iterando valores de Tint y/o U !!!

La temperatura de Salida del gas (tubos) es 150 (F)
La temperatura de Entrada del gas (tubos) es 300 (F)
La temperatura de Salida del agua (coraza) es 115.2163 (F)
La temperatura de Entrada del agua (coraza) es 70 (F)
El flujo de calor es 2260815 (BTU/hr)
El coeficiente global de transferencia de calor es 19.33735 (BTU/hr ft² F)

Problema propuesto

Se cuenta con un intercambiador de doble paso por el haz de tubos, el cual cuenta con un área de transferencia de 1000 ft^2 , que ha de enfriar una corriente de gas, que pasa por los tubos, de 300 a 150°F ; usando una corriente de agua a 70°F .

Datos:

$C_p \text{ agua} = 1 \text{ BTU/h } ^\circ\text{F}$

$C_p \text{ gas} = 0.5 \text{ BTU/h } ^\circ\text{F}$

Flujo de gas = $35,000 \text{ lb/h}$

Flujo de agua = 50000 lb/h

Temperatura Entrada de gas = 300°F

Temperatura Salida del gas = *Desconocida*

Temperatura de Entrada del agua = 80°F

Temperatura de Salida del agua = *Desconocida*

Area de intercambio de calor = 1000 ft^2

Coefficiente global de transferencia = $19.45 \text{ BTU/h ft}^2 ^\circ\text{F}$

Basandose en la información dada, calcular los valores desconocidos.

Salida del gas = 168°F

CAPITULO XII

CONDENSADORES

1. CONDENSADORES

Los equipos llamados condensadores se emplean para hacer pasar un vapor o una mezcla de vapores al estado líquido mediante la extracción de calor.

Estos aparatos son muy utilizados en las operaciones de destilación, evaporación, refrigeración y licuefacción. Con frecuencia el calentamiento de muchos fluidos se hace mediante vapor de agua, que se condensa al transferir su calor latente. Estos equipos no reciben el nombre de condensadores, ya que no es esa su principal función; en realidad se presenta en ellos el mismo fenómeno de condensación al igual que en los condensadores típicos.

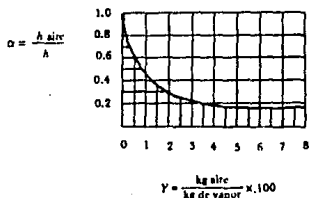
Muchos condensadores son del tipo de los cambiadores de haz de tubos y envolvente, por lo que su cálculo es semejante, con la excepción del fenómeno de condensación, que afectará a uno de los coeficientes y a las pérdidas de presión.

En los condensadores de haz y envolvente el vapor se condensa en la envolvente y de allí debe ser drenado, para evitar que inunde a los tubos.

Los condensadores pueden ser verticales u horizontales, lo cual depende del espacio disponible.

Cuando el vapor contiene aire u otros gases no condensables, la emisión calorífica durante la condensación se reduce. Esto ocurre porque en la superficie fría se condensa el vapor solo y el aire permanece sin cambio. Si no hay convección, a medida que pasa el tiempo el aire se acumula cerca de la pared de los tubos y obstaculiza el movimiento del vapor hacia la pared.

Las curvas experimentales de la variación del coeficiente de transferencia de calor en relación con la concentración del aire en el vapor es semejante a la figura siguiente:



La cual obedece a la ecuación obtenida por regresión polinomial, dentro del rango $0 \leq Y \leq 8$:

$$\alpha = 1 - 10.54779(Y/10) + 76.85306(Y/10)^2 - 339.76578(Y/10)^3 + 879.79285(Y/10)^4 - 1292.34167(Y/10)^5 + 987.81891(Y/10)^6 - 292.63708(Y/10)^7 - 12.40756(Y/10)^8$$

(12-1.1)

En la ilustración se advierte que a lo largo de las abscisas se ha trazado el valor de la concentración del aire en el vapor y en las ordenadas la relación h_{aire}/h , donde h_{aire} es el coeficiente de transferencia de calor para una mezcla de vapor con aire y h es el coeficiente de transferencia de calor del vapor puro.

Como se puede ver, si el vapor contiene incluso el 1% de aire, su coeficiente de transferencia se verá reducido en un 60%.

Los coeficientes de condensación en la envolvente dependen del número de hileras de tubos si es un condensador horizontal, o de la longitud de los tubos si se trata de un condensador vertical.

En condensación las mamparas no se toman en cuenta para el cálculo del coeficiente, pero, realmente, se utilizan para

espaciar bien el vapor y distribuirlo.

Si la condensación se da en la envolvente, la caída de presión se calcula con:

$$\frac{\Delta P}{\rho} = \frac{1}{2} \frac{f_0 G_0^2 D_0 (n+1)}{2D_0 g c \rho^2} \quad (12-1.2)$$

en donde ρ es la densidad del vapor y n el número de mamparas.

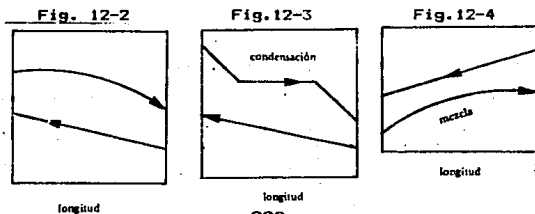
Si la condensación ocurriera dentro de los tubos no es aconsejable dar más de un paso, pues el condensado se acumularía y anegaría los tubos de los siguientes pasos.

Para condensación en tubos:

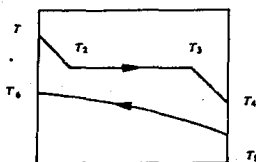
$$\frac{\Delta P}{\rho} = \frac{1}{2} \frac{f_0 G_0^2 L}{2D_0 g c \rho^2} \quad (12-1.3)$$

Como ya se ha mencionado, existen variaciones no lineales de la temperatura de los fluidos con respecto a la longitud del cambiador. Dentro de estas variaciones se pueden distinguir tres casos:

- 1) Condensación de mezclas de vapores con o sin gases condensables. (Fig. 12-2)
- 2) Vaporización de mezclas de multicomponentes. (Fig. 12-3)
- 3) Equipos en los que se producen varios fenómenos simultáneos de sobrecalentamiento, condensación y enfriamiento. (Fig. 12-4)



En el caso de que se tengan varias zonas en un condensador, tales como las de eliminación de sobrecalentamiento, condensación y subenfriamiento, se debe computar el calor transferido en cada una de las zonas. Refiriéndose a la figura 12-5.



$$Q_d = U_d A_d (\Delta t)_d$$

$$Q_c = U_c A_c (\Delta t)_c$$

$$Q_s = U_s A_s (\Delta t)_s$$

en donde Q_c es el calor de condensación, Q_d el de sobrecalentamiento y Q_s el de subenfriamiento.

El uso de zonas permite el cálculo de valores individuales de U_c , U_d y U_s para cada zona.

El cálculo de esos valores se hace en función de los coeficientes individuales y sin tomar en cuenta los ensuciamientos:

$$U_d = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{D_o}{D_i h_i}} = \frac{h_i h_o}{h_i + h_o}$$

(12-1.4)

donde:

$$h_i = h_i \frac{D_i}{D_o} ; U_c = \frac{h_i h_o}{h_i + h_o}$$

(12-1.5)

De allí se obtienen las superficies limpias

$$A_d = \frac{Q_d}{U_d \Delta t_d} ; A_c = \frac{Q_c}{U_c \Delta t_c} ; A_e = \frac{Q_e}{U_e \Delta t_e} \quad (12-1.6)$$

la superficie total será:

$$A_L = A_d + A_c + A_e \quad (12-1.7)$$

El coeficiente total limpio balanceado será:

$$U_L = \frac{\Sigma UA}{A_L} = \frac{U_d A_d + U_c A_c + U_e A_e}{A_L} \quad (12-1.8)$$

De allí el coeficiente sucio se obtiene de:

$$R_d = \frac{U_L - U_D}{U_L U_D} \quad (12-1.9)$$

en donde U_L es el coeficiente limpio, U_D el coeficiente sucio y R_d son las resistencias por ensuciamiento.

Aun cuando la condensación reduce el volumen del vapor, aquella ocurre a presión constante excepto por la caída de presión, debida a la fricción entre la entrada y la salida.

En un condensador horizontal los deflectores o mamparas segmentados son de corte vertical para facilitar el drenado del condensado.

El valor del coeficiente de película se afecta significativamente por la posición del condensador, por lo que deberá tomarse en cuenta la posición para la selección de los coeficientes de condensación. En un condensador vertical puede existir régimen turbulento.

Si se desea no sólo condensar sino también subenfriar, el condensador vertical es el más adecuado. Subenfriar es la

operación de enfriar el condensado por debajo de su temperatura de saturación.

Los condensadores verticales son muy apropiados para el regreso del condensado por gravedad en las columnas de destilación. Por otra parte, los condensadores horizontales permiten una mejor distribución del vapor y eliminación del condensado.

Si se quiere subenfriar es necesario instalar un sello o pierna barométrica para asegurarse de que el condensado inunde algunos de los tubos y se logre el subenfriamiento.

2. CONDENSACION DE VAPORES POR MEZCLA DE VARIOS COMPONENTES

Cuando se deben condensar mezclas de varios vapores la temperatura de condensación ya no es una constante, pues la mezcla varía con la temperatura de rocío.

El punto de rocío de una mezcla es la temperatura a la cual se forma la primera gota de condensado al bajar la temperatura a presión constante.

Para mezclas ideales:

La presión que ejerce un líquido en una solución está dada por:

$$\tilde{P}_{AL} = P_A^{\circ} \tilde{x}_A \quad \text{Ley de Raoult} \quad (12-2.1)$$

La presión parcial que ejerce un gas en una mezcla es:

$$\tilde{P}_{AG} = P_T \tilde{y}_A \quad (12-2.2)$$

P_T = presión total

P_A° = presión de vapor de A

\tilde{P}_{AL} = presión parcial

\tilde{x}_A = fracción mol de A en el líquido

\tilde{y}_A = fracción mol de A en el vapor

En el equilibrio:

$$\begin{aligned} \tilde{P}_{AG} &= \tilde{P}_{AL} \\ P_A^{\circ} \tilde{x}_A &= P_T \tilde{y}_A \end{aligned} \quad (12-2.3)$$

En una mezcla se debe cumplir:

$$\begin{aligned} \tilde{x}_A + \tilde{x}_B + \tilde{x}_C + \dots &= 1 \\ \tilde{y}_A + \tilde{y}_B + \tilde{y}_C + \dots &= 1 \end{aligned}$$

$$\sum_{i=1}^n \frac{P_i \tilde{y}_i}{P_i} = 1$$

(12-2.4)

Esta es la ecuación del punto de rocío.

La ecuación es la del punto de rocío para una mezcla de vapores ideales a una presión dada.

Si las mezclas no son ideales se utiliza el concepto de coeficiente de equilibrio vapor líquido.

$$K = \tilde{y}/\tilde{x}$$

(12-2.5)

K = coeficiente de equilibrio, que es función de la presión y la temperatura.

$$\sum \frac{\tilde{y}_i}{K_i} = 1 \text{ para el punto de rocío}$$

A medida que la temperatura desciende se van condensando los vapores, especialmente los menos volátiles, por lo que se va alterando la composición de la mezcla.

Para determinar la cantidad de calor retirado entre cada temperatura de rocío, y por lo tanto el vapor condensado, es necesario efectuar un balance de energía y de calor en cada parte del cambiador.

Si se toma una parte del cambiador para su estudio:

El balance total de materia será:

$$\dot{F} = \dot{V} + \dot{L}$$

(12-2.6)

\dot{F} = moles alimentadas

\dot{V} = moles que salen con vapor

\dot{L} = moles que se condensaron

El balance por componente será:

$$\dot{F} z_i = \dot{V} y_i + \dot{L} x_i \quad (12-2.7)$$

En el equilibrio:

$$y_i = K_i x_i \quad (12-2.8)$$

substituyendo (12-2.8) en (12-2.7) y despejando $\dot{L} x_i$, tenemos:

$$L x_i = \frac{\dot{F} z_i}{(\dot{V}/\dot{L}) K_i + 1} \quad (12-2.9)$$

La resolución de esta ecuación proporciona la cantidad de condensado obtenido en cada etapa.

Balance de energía:

$$\dot{F} \dot{H}_f = \dot{V} \dot{H}_v + \dot{L} \dot{H}_L \quad (12-2.10)$$

La resolución de esta ecuación proporciona la cantidad de calor que hay que retirar en cada etapa.

Para el cálculo de un condensador que maneja mezclas la ecuación que debe utilizarse es:

$$Q = U_o A_o \Delta T \text{ ponderada o balanceada} \\ \Delta T_{\text{ponderada}} = \frac{\sum q}{\sum UA} \quad (12-2.11)$$

en donde :

$$\sum UA = \sum_{i=1}^N \frac{q_i}{\Delta T_i} \quad (12-2.12)$$

Para ello primero se deberá obtener la temperatura y composición de la mezcla a la entrada y salida del cambiador; posteriormente se supondrán intervalos entre esas dos temperaturas, obteniendo para cada temperatura la cantidad de condensado a partir de la ec. (12-2.9)

Luego se calcula el calor perdido en cada intervalo a partir de las entalpías y con él la temperatura de salida del líquido refrigerante. En seguida se puede obtener el ΔT_m en cada intervalo y luego $q/\Delta t = U A$.

Cuando se trata con mezclas binarias se puede hacer uso de los diagramas H vs. x, y si se tienen a mano, pues en ellos se encuentran todos los datos de temperatura, entalpía y composición que se requieren.

Para el cálculo del coeficiente se obtiene el peso molecular promedio y con él las propiedades del compuesto más cercano, siendo este procedimiento una buena aproximación.

Como el condensado se va acumulando e inundando, el condensado también va cediendo calor sensible, lo que reduce el área de transferencia para calor latente.

$$\text{Sumergencia} = (\text{Calor sensible})/(\text{Calor total})$$

(12-2.13)

$$\text{Area total} = A_{\text{condensacion}} + A_{\text{subenfriada}}$$

(12-2.14)

5. CONSTRUCCION DE DIAGRAMAS H VS. x,y

MEZCLAS BINARIAS IDEALES

Con el fin de contar con una rápida aproximación de valores de Entalpía a diferentes composiciones de un compuesto en una mezcla binaria, se pueden aprovechar una serie de correlaciones para realizar los cálculos necesarios para llegar a un diagrama para una solución ideal de la siguiente manera:

1) Contar con un valor de Presión de trabajo.

2) Calcular las temperaturas de ebullición de los dos componentes haciendo uso de la ecuación de Antoine.

$$\ln P^{\circ} = A - B/(T+C)$$

(12-5.1)

3) Obtener los valores de los calores latentes de vaporización para ambos componentes a la temperatura de ebullición, haciendo uso de la correlación de Riedel para tal efecto:

$$\lambda_b = T_b \left[\frac{2.17(\ln P_c - 1)}{0.930 - T_{br}} \right]$$

(12-5.2)

4) Para temperaturas comprendidas entre las temperaturas de ebullición de los componentes de la solución:

a) Calcular las fracciones molares, (x,y), del componente de referencia deseado.

$$x_A = \frac{P_T - P_B^{\circ}}{P_A^{\circ} - P_B^{\circ}}$$
$$y_A = \frac{P_A^{\circ} x_A}{P_T}$$

(12-5.3)

b) Los valores de la capacidad calorífica de los componentes

puros.

$$C_{pv} = A + BT + CT^2 + DT^3$$
$$C_{pL} = \left\{ 2.56 + \frac{0.436}{1 - T_r} + \left[2.91 + \frac{4.28 (1 - T_r)^{1/3}}{T_r} + \frac{0.296}{1 - T_r} \right] \right\}$$

* R + C_{pv}

(12-5.4)

c) Los calores latentes de vaporización, empleando la correlación de Watson.

$$\lambda = \lambda_b \left[\frac{1 - T_{r2}}{1 - T_{br}} \right]^{0.38}$$

(12-5.5)

d) Calcular las entalpías de líquido y vapor de la mezcla.

$$H_L = x_A [C_{pLA} (T - T_0)] + (1 - x_A) [C_{pLB} (T - T_0)]$$

(12-5.6)

$$H_V = y_A [C_{pVA} (T - T_0) + \lambda_{A,T}] + (1 - y_A) [C_{pVB} (T - T_0) + \lambda_{B,T}]$$

(12-5.7)

donde T₀ es una temperatura de referencia elegida arbitrariamente.

Programa # 12-1

Construcción de un diagrama H vs x,y para mezclas ideales

```

10 CLS:COLOR 14:REM Diagrama H vs. x,y para soluciones liquidas ideales *****
*****
20 DEF FNLABA=TBAO*(2.17*(LOG(PCAI-1))/(.93-TBAO))
30 DEF FNLABB=TBOO*(2.17*(LOG(PCB-1))/(.93-TBOO))
40 DEF FNLAA=FNLABA*((1-TRB)/(1-TBAO))^.38
50 DEF FNLAB=FNLABB*((1-TRB)/(1-TBOO))^.38
60 DEF FNPDA=EIP*(AA-BV/(CA+1))/760
70 DEF FNPDB=EIP*(AB-BB/(CB+1))/760
80 DEF FNI=(P-FNPDB)/(FNPDA-FNPDB)
90 DEF FNY=(FNPDA-FNI)/P
100 DEF FNCPLA=(B1+T*CI)*2+D1*T^3
110 DEF FNCPLB=(B2+T*CI)*2+D2*T^3
120 DEF FNCPLA=(2.5*+.436/(1-TRB)+DPA*(2.91+.28*(1-TRB)^(1/3))/TRB+.296/(1-TRB))
    J+.98+FNCPLA
130 DEF FNCPLB=(2.5*+.436/(1-TRB)+DPB*(2.91+.28*(1-TRB)^(1/3))/TRB+.296/(1-TRB))
    J+.98+FNCPLB
140 DEF FNLH=FNI+FNCPLA*(T-T0)+(1-FNI)*FNCPLB*(T-T0)
150 DEF FNY=FNY*(FNCPLA*(T-T0)+FNLAA)+(1-FNY)*(FNCPLB*(T-T0)+FNLAB)
160 PRINT TAB(10):COLOR 30:PRINT "I";:COLOR 14:PRINT "ntroducir constantes o ";
COLOR 30:PRINT "L";:COLOR 14:PRINT "eer archivo";:INPUT OP$:IF OP$="L" OR OP$="I
" THEN $10 ELSE $70
170 REM constantes de los componentes *****
180 INPUT "Nombre del Componente #1 ";B$
190 INPUT "Nombre del Componente #2 ";B$
200 PRINT "Presion Critica de ";B$;INPUT " (ata) ";PCA
210 PRINT "Presion Critica de ";B$;INPUT " (ata) ";PCB
220 PRINT "Temperatura Critica de ";B$;INPUT " (Kelvin) ";TCA
230 PRINT "Temperatura Critica de ";B$;INPUT " (Kelvin) ";TCB
240 PRINT "Factor acentrico de ";B$;INPUT OMA
250 PRINT "Factor acentrico de ";B$;INPUT OMB
260 PRINT "Constantes de Antoine de la forma: lnP = A-B/(C+T) T=OO;P=(ata)"
270 PRINT "Para ";B$;INPUT "A ";AA;INPUT "B ";BB;INPUT "C ";CA
280 PRINT "Para ";B$;INPUT "A ";AB;INPUT "B ";BB;INPUT "C ";CB
290 PRINT "Constantes para CpV de la forma: Cp=A+BT+CT^2+D1*T^3 ; T=OO;Cp=cal/gm
    ol K)
300 PRINT "Para ";B$;INPUT "A ";A1;INPUT "B ";B1;INPUT "C ";C1;INPUT "D ";D1
310 PRINT "Para ";B$;INPUT "A ";A2;INPUT "B ";B2;INPUT "C ";C2;INPUT "D ";D2
320 REM Alacera los datos en disco *****
330 ARCH=LEFT$(AA,J)+"-LEFT$(BB,J):PRINT TAB(15)"Creando el archivo ";ARCH$:
COLOR 30:PRINT "!!!";:COLOR 14:OPEN "o",#1,ARCH$
340 WRITE#1,AA,BB,PCA,PCB,TCA,TCB,OMA,OMB,AA,BA,CA,AB,BB,CB,A1,B1,C1,D1,A2,B2,C2
    ,D2
350 CLOSE
360 REM Calculo de Temperaturas de Ebullicion *****
365 PRINT TAB(10)"Numero de calculos = 0 Finaliza Programa)
370 INPUT "Numero de Calculos deseados ";N:IF N=0 THEN END
375 INPUT "Temperatura de referencia (K)";T0
376 INPUT "Presion de trabajo (ata) ";P
380 TBAO=BA/(LOG(P*760)-AA)-CA:TBBO=TBAO/TCA
381 TBAO=BA/(LOG(P*760)-AA)-CA:TBBO=TBAO/TCA
370 TBOO=BB/(LOG(P*760)-AB)-CB:TBBO=TBOO/TCB
371 TBOO=BB/(LOG(P*760)-AB)-CB:TBBO=TBOO/TCB
400 IF TBAO>TBBO THEN I=(TBAO-TBOO)/N ELSE I=(TBOO-TBAO)/N

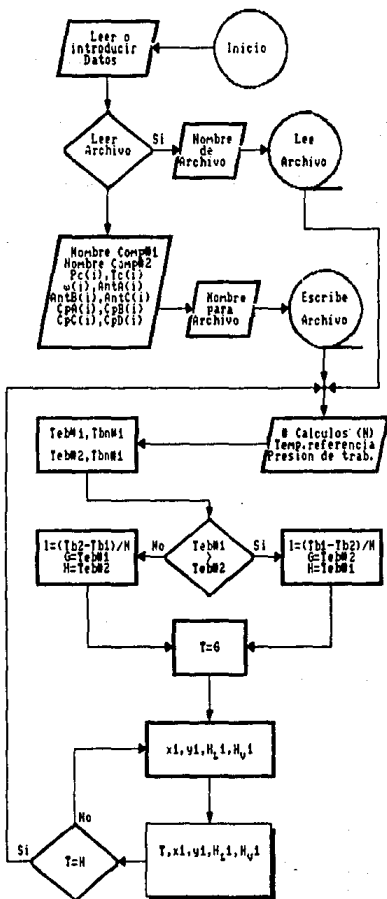
```

```

410 IF TBA>TBB THEN Q=TBB ELSE Q=TBA
420 IF TBA>TBB THEN H=TBA ELSE H=TBB
430 PRINT " T(K) Ia Ya H(kcal/gmo) Hv(kcal/g
mo)"
440 FOR T=6 TO H STEP 1
450 TRM=T/YCA;TRB=T/TCB
460 PRINT USING " 0000.0000";T;PRINT USING " 0.00000";FNT;PRINT USING "
0.00000";FNT;PRINT USING " 00000.00000";FNL;PRINT USING " 0000
0.00000";FNV
470 NEXT T
480 IF T<H THEN 490 ELSE 500
490 T=H;PRINT USING " 0000.0000";T;PRINT USING " 0.00000";FNT;PRINT USING "
0.00000";FNT;PRINT USING " 00000.00000";FNL;PRINT USING "
00000.00000";FNV
500 BOTO 360
510 INPUT "Nombre del Archivo";ARCH#
520 COLOR 30:PRINT TAB(20)"Leyendo archivo !!!":COLOR 14:PRINT :PRINT
530 OPEN "I",#1,ARCH#
540 INPUT#1,M,BB,PCA,PCB,TCA,TCB,OPA,OPB,OA,OB,CA,CB,AB,OB,CB,A1,B1,C1,D1,A2,B2,C2
B2
550 CLOSE :BOTO 360

```


Diagrama de Flujo para El Programa # 12-1



Problema Resuelto

Construya el diagrama H vs x,y para el sistema benceno - etilbenceno a 586 mm de Hg.

Datos

Para benceno:

Constantes de Antoine: A=6.90565 B=1211.033 C=220.79

Para etilbenceno:

Constantes de Antoine: A=6.95719 B=1424.255 C=213.206

$$\log P^{\circ} = A - B / (C + T)$$

$$P^{\circ} = \text{mm Hg}, T = ^{\circ}\text{C}$$

Solución

$$x_A = \frac{P_T - P_B^{\circ}}{P_A^{\circ} - P_B^{\circ}} \quad y = \frac{P_A^{\circ} x_A}{P_T}$$

Entalpías:

$$H_L = x_A [C_{pLA}(t_e - t_0)] + (1 - x_A) [C_{pB}(t_e - t_0)]$$

$$H_v = y_A [C_{pLA}(t_e - t_0) + \lambda_{A,1e}] + (1 - y_A) [C_{pB}(t_e - t_0) + \lambda_{B,1e}]$$

A partir del benceno y etilbenceno puros se obtendrán los datos de las temperaturas límite para el sistema. Después, dando valores a temperaturas intermedias y obteniendo las presiones de vapor correspondientes, se generarán los datos de equilibrio. El sistema es ideal.

$$C_{pA} = 36.2 \text{ kcal/kgmol}^{\circ}\text{C}$$

$$C_{pB} = 55.12 \text{ kcal/kgmol}^{\circ}\text{C}$$

$$\lambda_A = 7176 \text{ kcal/kgmol}$$

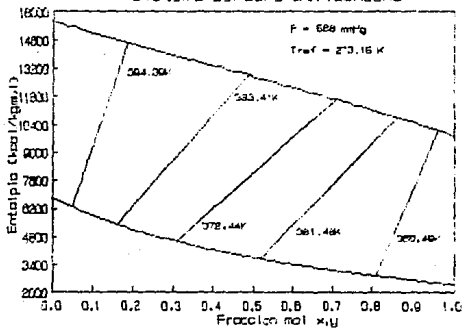
$$\lambda_B = 9135 \text{ kcal/kgmol}$$

T	x_A	y_A	HL	Hv
71.9	1.000	1.000	2552.0	10040
75	0.887	0.980	2840.0	10236
80	0.728	0.942	3220.0	10629
85	0.595	0.895	3665.0	10805
90	0.482	0.839	4069.0	11262
95	0.385	0.772	4523.0	11645
100	0.301	0.694	4942.5	11974
105	0.228	0.600	5429.0	12666
110	0.165	0.494	5830.0	13272
115	0.109	0.369	6354.0	13956
120	0.059	0.226	6865.0	14751
126.8	0.000	0.000	7345.8	16197

Gráfica H vs x, y

Diagrama H vs. y, x

Sistema Benzona-Et. Ibanceno



Problema resuelto por la computadora

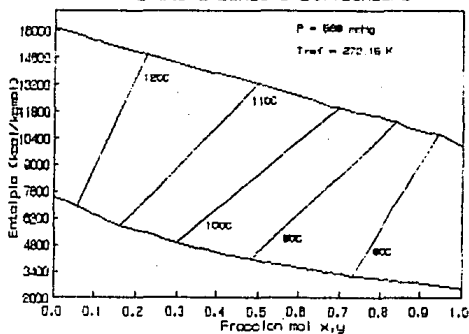
Introducir constantes o Leer archivo? L
 Nombre del Archivo? BEN-ETI
 Leyendo archivo !!!

(Numero de calculos = 0 Finaliza Programa)
 Numero de Calculos deseados ? 10
 Temperatura de referencia (K)? 273.15
 Presion de trabajo (ata) ? .77

T (K)	Xa	Ya	Hl (kcal/kgmol)	Hv (kcal/kgmol)
344.9788	1.00000	1.00000	2449.2250	9872.3420
330.4667	0.89784	0.96273	2878.6300	10136.3300
325.9746	0.84915	0.91611	3306.6400	10440.8200
361.4625	0.51691	0.85868	3733.9440	10792.8800
366.9505	0.40572	0.78884	4161.2980	11201.1300
372.4384	0.31140	0.70484	4589.4700	11675.7900
377.9263	0.23070	0.60477	5019.1940	12227.7400
383.4142	0.16104	0.49637	5451.1660	12869.5200
388.9021	0.10039	0.37799	5886.0260	13615.0600
394.3900	0.04715	0.26666	6324.3580	14479.9900
399.8779	0.00000	0.00000	6765.3440	15363.2500

(Numero de calculos = 0 Finaliza Programa)
 Numero de Calculos deseados ? 0

Diagrama H vs. y,x Sistema Benceno-Etilbenceno



Problema Propuesto

Construya el diagrama H vs x_1, y para el sistema benceno -
cloroformo a 760 mm de Hg.

Programa # 12-2

Calculo de constantes de equilibrio liquido vapor

```

10 DLS
20 REM Calcula K para liquidos puros *****
30 DEF FMO=AO+A1/TR+A2/TR+AS*TR-2+A4*TR^3+(A5+A6*TR+A7*TR^2)+PR+(A8+A9*TR)*PC^2
-LDB(PR)/LDB(10)
40 DEF FMI=-1.23873+8.45808*TR-1.2206/TR-3.15224*TR^3-.025*(PR-.6)
50 DEF FMI0=(FMO+H*FMI)
60 DEF FMI=FMI/22
70 DEF FMB=.08674*TC/PC/1
80 DEF FMA=SR(.4278*TC^2.5/PC/TC^2.5)
90 DEF FMI=1/(1-FMI)-FMI^2/FMB*FMI/(1+FMI)
100 DEF FMP=EXP((FMI-1)-LDB(FMI-FMB*P)-FMI^2/FMB*LDB(1+FMI*P/FMI))
110 DEF FMI=FMI/FMI
115 IF M(1) <> 0 THEN ZZZ
120 IF M(0) THEN 140
121 COLOR 30:PRINT "L";COLOR 14:PRINT "eer constantes de disco o ";:COLOR 30:PR
INT "1";:COLOR 14:INPUT "ntroducir datos";A0:IF A0="L" OR A0="1" THEN GOTO 400
130 INPUT "Numero de Compuestos";N
140 FOR I=1 TO N
150 IF M(I) <> 0 THEN 170
160 PRINT "Nombre del Compuesto #";I:INPUT M(I)
170 PRINT "Presion Critica (ata) del ";M(I):INPUT PC(I)
180 PRINT "Temperatura Critica (C) del ";M(I):INPUT TC(I)
190 PRINT "Factor acentrico de Pitzer del ";M(I):INPUT M(I)
200 NEXT
210 INPUT "Presion de Trabajo (ata)";P
215 IF T <> 0 THEN ZZZ
220 INPUT "Temperatura de Trabajo (C)";T
222 T=(+273.15
223 IF U=3 THEN T=T-273.15
230 FOR I=1 TO N
240 IF M(I)="hidrogeno" OR M(I)="Hidrogeno" OR M(I)="HIDROGENO" THEN CTE=3
250 IF M(I)="etano" OR M(I)="etano" OR M(I)="METANO" THEN CTE=2 ELSE CTE=1
260 IF CTE=1 THEN 300
270 IF CTE=2 THEN 290
280 AO=1.96718;A1=1.42972;A2=-.054009;A3=-.0005298;A5=8.583001E-03;BOTO 310
290 AO=2.4384;A1=-2.2435;A2=-.34084;A3=.00212;A4=-.00223;A5=.10486;A6=-.03691;BO
TO 310
300 AO=5.75748;A1=-3.01761;A2=-4.785;A3=2.02299;A4=0;A5=.08421;A6=-.26667;A7=-.31
138;A8=-.02655;A9=.02883
310 PR=P/PC(I);TR=T/TC(I);M=M(I);PC=PC(I);TC=TC(I)
320 Z2=1
330 IF ABS(FMI-Z2).0001 THEN Z2=FMI ELSE 330
340 BOTO 330
350 K(I)=FMI
355 PRINT "La constante de equilibrio para ";M(I);" es (K=y/x) ";:FNK
360 NEXT
362 IF PROC#="12-3" THEN CHAIN "12-3",120,ALL
363 IF PROC#="12-4" THEN CHAIN "12-4",120,ALL
364 IF PROC#="12-5" THEN CHAIN "12-5",150,ALL
370 INPUT "Se desea otra temperatura?";SI 2)No";OP:IF OP=1 THEN 220
380 INPUT "Se desea cambiar de componentes?";SI 2)No";OP:IF OP=1 THEN RUN
390 END
400 INPUT "Nombre del archivo deseado";ARCH#
410 OPEN "i",#1,ARCH#
420 INPUT #1,N
430 FOR I=1 TO N
440 INPUT #1,M(I),Z(I),PC(I),TC(I),ZC(I),M(I),TB(I),PH(I),VIB(I),VISTO(I),CP#(
I),CPB(I),CPC(I),CPD(I)
450 NEXT
460 BOTO 210

```


Problema Resuelto Por la Computadora

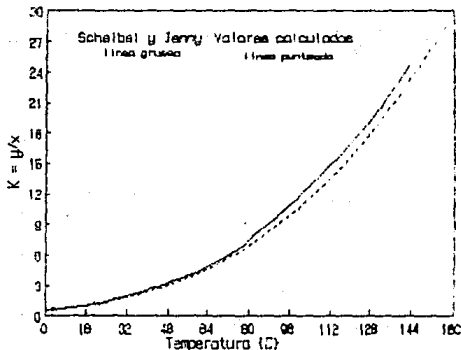
Realice una comparación de valores calculados por el método de Chao-Seader (AIChE J. Vol.7, pag.598, 1961) (utilizando la ec. de Redlich-Kwong) y los reportados por Scheibel y Jenny (Ind.Eng.Chem. Vol.37, pag.81, 1945). ala presión de 0.45 atm, para el n-pentano. Scheibel y Jenny:

T °C	2	14	33	56	72	82	92	112	130	144
K	0.6	1.0	2.0	4.0	6.0	8.0	10	15	20	25

Chao-Seader:

T °C	0	20	40	60	80	100	120	140	150	160
K	0.56	1.22	2.37	4.21	6.96	10.8	15.8	22.1	25.7	29.7

Gráfica comparativa



Programa # 12-3

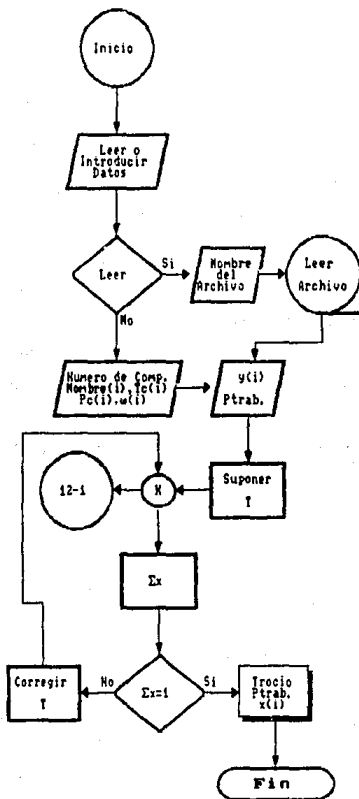
Calculo de temperaturas de burbuja en mezclas multicomponentes

```

10 CLS:T2=0;D12=0;U=0:PRINT TAB(20)"***** Temperatura de rocío *****"
20 PROC=12-3*
21 COLOR 30:PRINT "L";:COLOR 14:PRINT "eer constantes de disco o ";:COLOR 30:PR
NT "I";:COLOR 14:INPUT "introducir datos";R#:IF R#="L" OR R#="I" THEN GOTO 400
40 INPUT "Numero de componentes en la mezcla";N
41 FOR I=1 TO N
42 PRINT "Nombre del componente #";I;:INPUT N#(I)
43 NEXT I
50 FOR I=1 TO N
70 PRINT "fraccion de ";N#(I);" en la mezcla";:INPUT Y(I)
60 NEXT I
89 INPUT "Presion de trabajo (ata)";P
90 T=(0:U=1:GOTO 110
100 T=15
110 CHAIN "12-2",10,ALL
120 SE=0
130 FOR I=1 TO N
140 SX=Y(I)/K(I)+SX
150 NEXT I
160 FI=SE-1
170 IF ABS(DI1).00001 THEN 100 ELSE 250
180 SUMP T,T2:GOMP 80,DI2
190 IF U=1 THEN 220 ELSE 200
200 IF U=2 THEN U=3:GOTO 230
210 IF U=3 THEN GOTO 230
220 U=2:GOTO 100
230 M=(T-T2)/(D1-D12):T=T+M*D1:GOTO 110
250 FOR I=1 TO N
260 PRINT "La fraccion mol del ";N#(I);" en fase liquida es: x=";Y(I)/K(I)
270 NEXT I
280 PRINT "La temperatura de rocío es: T=";T-273.15;" (C)"
290 PRINT "La presion de trabajo es: P=";P;" (ata)"
300 END
400 INPUT "Nombre del archivo deseado";ARCH#
410 OPEN "I",ARCH#
420 INPUT #1,N
430 FOR I=1 TO N
440 INPUT #1,N#(I),Z(I),PC(I),TC(I),ZC(I),M(I),TB(I),PW(I),V1SB(I),V1STO(I),CPA
(I),CPB(I),CPC(I),CPD(I)
450 NEXT I
460 GOTO 50

```

Diagrama de Flujo Para El Programa # 12-3



Problema Resuelto

Una mezcla saturada de hidrocarburos sale a $13.6 \text{ kg/in}^2 \text{ abs.}$ de una torre de destilación y se quiere condensar. La mezcla consiste en 2000 kgmol/h con una composición de 8% etano, 22% propano, 53% n-butano y 17% de n-pentano.

¿Cuál será la temperatura de rocío de la mezcla?

Solución

Haciendo uso del nomograma presentado por Scheibel y Jenny (*Ind. Eng. Chem. Vol. 37, pag. 81, 1945*), y suponiendo una temperatura de 95°C y 100°C obtenemos los resultados mostrados en la tabla siguiente:

Componente	x	$K_{100^\circ\text{C}}$	x	$K_{95^\circ\text{C}}$	x
etano	0.08	6.0	0.0133	5.5	0.0145
propano	0.22	2.5	0.088	2.4	0.09166
n-butano	0.53	1.1	0.4818	1.0	0.5300
n-pentano	0.17	0.5	0.340	0.45	0.3777
	<u>1.00</u>		<u>0.9231</u>		<u>1.0139</u>

de donde podemos concluir que la temperatura de rocío de la mezcla se encuentra cercana a los 95°C .

Problema resuelto por la computadora

***** Temperatura de rocío *****
Leer constantes de disco o introducir datos? L
Nombre del archivo deseado? COND.081
Fraccion de etano en la mezcla? .08
Fraccion de propano en la mezcla? .22
Fraccion de n-butano en la mezcla? .53
Fraccion de n-pentano en la mezcla? .17
Presion de trabajo (ata)? 13.6

La constante de equilibrio para etano es $K(y/x)$: 5.842178
La constante de equilibrio para propano es $K(y/x)$: 2.323238
La constante de equilibrio para n-butano es $K(y/x)$: 1.017731
La constante de equilibrio para n-pentano es $K(y/x)$: .4584097
La fraccion mol del etano en fase liquida es: $x = 1.36933E-02$
La fraccion mol del propano en fase liquida es: $x = 9.46954E-02$
La fraccion mol del n-butano en fase liquida es: $x = .5207665$
La fraccion mol del n-pentano en fase liquida es: $x = .3708474$
La temperatura de rocío es: $T = 101.8919$ (C)
La presion de trabajo es: $P = 13.6$ (ata)

Problema Propuesto

Para el sistema binario n-pentanol(1) - n-hexanol(2) a 177.81 mm Hg. Calcule la composición del líquido en equilibrio con el vapor con una composición de 1.03% mol de n-pentanol.

$$x_1 = 20\% \text{ mol}$$

$$T_{\text{oculo}} = 30^\circ \text{C}$$

Programa # 12-4

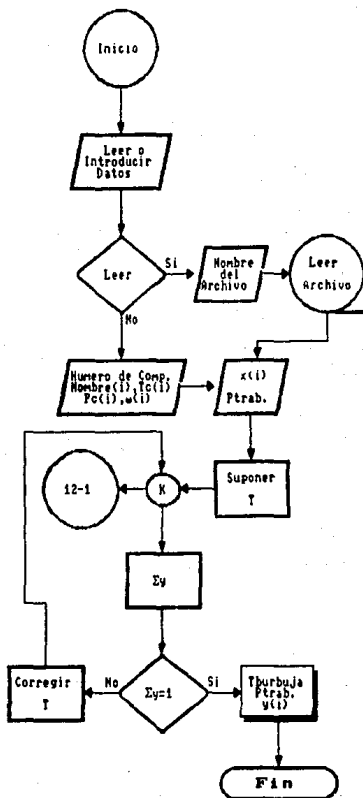
Calculo de temperaturas de rocío en mezclas multicomponentes

```

10 CLS:T2=0:DY2=0:U=0:PRINT TAB(20)"***** Temperatura de burbuja *****"
20 PROG#="12-4"
21 COLOR 30:PRINT "L:":COLOR 14:PRINT "ver constantes de disco o ":COLOR 30:PRI
NT "1:":COLOR 14:INPUT "introducir datos";A$:IF A$="L" OR A$="1" THEN GOTO 400
40 INPUT "Numero de componentes en la mezcla";N
50 FOR I=1 TO N
60 PRINT "Nombre del componente #":INPUT M$(I)
70 PRINT "Fraccion de ";M$(I); " en la mezcla":INPUT X(I)
80 NEXT
90 T=10:U=1:GOTO 110
100 T=15
110 CHAIN "12-2",10,ALL
120 SY=0
130 FOR I=1 TO N
140 SY=X(I)*K(I)+SY
150 NEXT
160 DY=SY-1
170 IF ABS(DY)>.00001 THEN 180 ELSE 250
180 SWAP T,T2:SWAP DY,DY2
190 IF U=1 THEN 220 ELSE 200
200 IF U=2 THEN U=3:GOTO 230
210 IF U=3 THEN GOTO 230
220 U=2:GOTO 190
230 M=(T-T2)/(DY-DY2):T=T-M*DY:GOTO 110
240 FOR I=1 TO N
250 PRINT "La fraccion mol del ";M$(I); " en fase gas es: y=";X(I)*K(I)
270 NEXT
280 PRINT "La temperatura de burbuja es: T=";T-273.15;" (C)"
290 PRINT "La presion de trabajo es: P=";P;" (ata)"
300 END
400 INPUT "Nombre del archivo deseado";ARCH#
410 OPEN "i",#1,ARCH#
420 INPUT #1,N
430 FOR I=1 TO N
440 INPUT #1,M$(I),X(I),PC(I),TC(I),ZC(I),M(I),TB(I),PW(I),VISB(I),VISTO(I),CPA
(I),CPB(I),CPC(I),CPD(I)
450 NEXT
460 INPUT "Presion de trabajo (ata)";P:GOTO 50

```

Diagrama de Flujo Para El Programa # 12-4



Problema Resuelto

Una mezcla saturada de hidrocarburos sale a $13.6 \text{ kg/in}^2 \text{ abs.}$ de una torre de destilación y se quiere condensar. La mezcla consiste en 2000 kgmol/h con una composición de 8% etano, 22% propano, 53% n-butano y 17% de n-pentano.

¿Cuál será la temperatura de burbuja de la mezcla?

Solución

Haciendo uso del nomograma presentado por Scheibel y Jenny (*Ind. Eng. Chem. Vol. 37, pag. 81, 1945*), y suponiendo una temperatura de 60°C y 65°C obtenemos los resultados mostrados en la tabla siguiente:

Componente	y	K_{s0c}	y	K_{s5c}	y
etano	0.08	3.7	0.296	3.8	0.304
propano	0.22	1.6	0.352	1.65	0.363
n-butano	0.53	0.54	0.2862	0.58	0.3074
n-pentano	0.17	0.22	0.0374	0.24	0.0408
	<u>1.00</u>		<u>0.9716</u>		<u>1.0152</u>

de donde podemos concluir que la temperatura de burbuja de la mezcla se encuentra cercana a los 65°C .

Problema resuelto por la computadora

***** Temperatura de burbuja *****
Leer constantes de disco o Introducir datos? L
Nombre del archivo de datos? CIND.DAT
Presion de trabajo (ata)? 13.6
Nombre del componente # 1 ? etano
Fraccion de etano en la mezcla? .08
Nombre del componente # 2 ? propano
Fraccion de propano en la mezcla? .22
Nombre del componente # 3 ? n-butano
Fraccion de n-butano en la mezcla? .53
Nombre del componente # 4 ? n-pentano
Fraccion de n-pentano en la mezcla? .17

La constante de equilibrio para etano en $K(y/x)$: 4.086377
La constante de equilibrio para propano en $K(y/x)$: 1.497874
La constante de equilibrio para n-butano en $K(y/x)$: .5746726
La constante de equilibrio para n-pentano en $K(y/x)$: .2257474
La fraccion mol del etano en fase gas es: $y = .3267661$
La fraccion mol del propano en fase gas es: $y = .3295373$
La fraccion mol del n-butano en fase gas es: $y = .3053185$
La fraccion mol del n-pentano en fase gas es: $y = 3.837707E-02$
La temperatura de burbuja es: $T = 70.08466$ (C)
La presion de trabajo es: $P = 13.6$ (ata)

Problema Propuesto

Calcular en base a la información siguiente la temperatura de burbuja y la composición de cada componente en fase vapor. La presión de trabajo es de 1atm.

Componente	x
n-hexano	0.731
etanol	0.035
MCP	0.111
benceno	0.123
	<u>1.000</u>

Componente	y _{exp}
n-hexano	0.597
etanol	0.221
MCP	0.086
benceno	0.096
	<u>1.000</u>

$$T_{\text{burb}} = 335.96 \text{ K}$$

Programa # 12-5

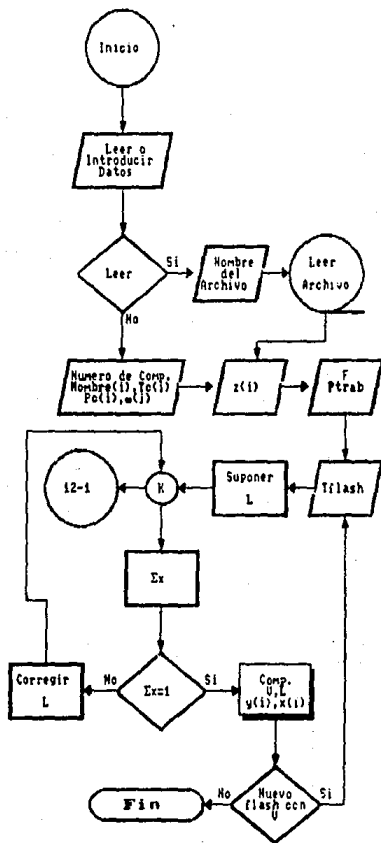
Cálculo de flash isotérmico

```

10 CLS:REM *****Flash isotermico*****
20 LA=0:DS12=0:L2=0:PRODA="12-5"
21 COLOR 30:PRINT " ":COLOR 14:PRINT "eer constantes de disco a ";COLOR 30:PRINT
NI " ";COLOR 14:INPUT "Introducir datos";A0:IF A0="L" OR A0="1" THEN GOTO 500
30 INPUT "Numero de componentes";N
50 FOR I=1 TO N
60 PRINT "Nombre del compuesto ";I:INPUT N0(I)
80 PRINT "Presion critica (ata) del ";N0(I):INPUT PC(I)
90 PRINT "Temperatura critica (Kelvin) del ";N0(I):INPUT TC(I)
100 PRINT "Factor acentrico de Pitzer del ";N0(I):INPUT N(I)
110 NEXT
111 FOR I=1 TO N
112 PRINT "fraccion molar del vapor de ";N0(I); en la mezcla";:INPUT Y(I)
113 NEXT
115 INPUT "Moles totales de entrada";F
120 INPUT "Presion de trabajo (ata);P
130 INPUT "temperatura de Flash";T
140 CHAIN "12-2",10,ALL
150 L=F*.8:PASO=1:GOTO 170
160 L=F*.5:PASO=2
170 SX=0
180 FOR I=1 TO N
190 X(I)=F*Y(I)/(L*N(I)*(F-L))
200 SX=X(I)+SX
210 NEXT
220 DS1=SX-1
230 IF ABS(DS1)<.00001 THEN Z70
240 SWP DS1,DS12:SWP L,L2
250 IF PASO=1 THEN 160
260 N=(L2-1)/(DS12-DS1):L=L2-N*DS12:GOTO 170
270 PRINT " compuesto liquido(mol) fraccion en liq. "
280 SWP=0:FOR I=1 TO N
290 LIQ(I)=X(I)*L
300 WVP(I)=F*Y(I)-X(I)*L
310 SWP=WVP(I)+SWP
320 NEXT
325 PRINT " A T=";T-273.15;" (C)"
330 FOR I=1 TO N
340 Y(I)=WVP(I)/SWP
350 PRINT " ";N0(I):PRINT TAB(13):PRINT USING"000000.0000";LIQ(I):PRINT USE
NI" 0.0000";X(I)
360 NEXT
370 PRINT :PRINT " compuesto Vapor(mol) fraccion en vap. "
380 FOR I=1 TO N
390 PRINT " ";N0(I):PRINT TAB(13):PRINT USING"000000.0000";WVP(I):PRINT USE
NI" 0.0000";Y(I)
395 NEXT
410 LA=L/LA:F=SWP:PRINT "El total de moles liquidas es: ";LA:PRINT "El t
otal de moles vapor es: ";F
420 PRINT "Se desea realizar un nuevo flash con la nueva cantidad de vapor"
430 INPUT " 1)Si 2)No";NF
440 IF NF<1 AND NF>2 THEN 420
450 IF NF=2 THEN END ELSE GOTO 130
500 INPUT "Nombre del archivo deseado";ARCHS
510 OPEN "a",ARCHS
520 INPUT #1,
530 FOR I=1 TO N
540 INPUT #1,N0(I),Z(I),PC(I),TC(I),ZC(I),N(I),TB(I),PH(I),VISR(I),VISTO(I),CPA
I,CPB(I),CPC(I),CPD(I)
550 NEXT
560 GOTO 111

```

Diagrama de Flujo Para El Programa # 12-5



Problema Resuelto

Una mezcla de hidrocarburos a una presión de 13.6 atm se somete a un flash isotérmico a 90°C. Si el número total de moles entrantes como vapor saturado es de 2000 kgmol/h y la mezcla tiene una composición de 8% etano, 22% propano, 53% n-butano y 17% de n-pentano. Calcule la cantidad de moles que salen como líquido y vapor para cada compuesto.

Solución

Haciendo uso del nomograma presentado por Scheibel y Jenny (Ind. Eng. Chem. Vol. 37, pag. 81, 1945), y suponiendo una relación V/L de 4 y 3 obtenemos los resultados mostrados en la tabla siguiente:

Componente	Fz	K _{00c}	x L=400	x L=500
etano	160	5.0	0.0190	0.0200
propano	400	2.4	0.1037	0.1073
n-butano	1060	0.9	0.5760	0.4729
n-pentano	340	0.4	0.3269	0.3090
	<u>2000</u>		<u>1.02562</u>	<u>1.0092</u>

de donde podemos concluir:

	Vapores	Líquidos	
etano	150	10	
propano	386.35	53.65	
n-butano	773.55	286.45	
n-pentano	<u>185.5</u>	<u>154.4</u>	
	1495.4	504.6	kmol/h

Problema Resuelto Por la Computadora

Leer constantes de disco o introducir datos? L
 Nombre del archivo deseado? COND.DAT
 Fraccion molar del vapor de etano en la mezcla? .08
 Fraccion molar del vapor de propano en la mezcla? .22
 Fraccion molar del vapor de n-butano en la mezcla? .53
 Fraccion molar del vapor de n-pentano en la mezcla? .17
 Moles totales de entrada? 2000
 Presion de trabajo (ata)? 13.6

Temperatura de Flash (C)?

90

La constante de equilibrio para etano es $(K=y/x)$: 5.142828
 La constante de equilibrio para propano es $(K=y/x)$: 1.993049
 La constante de equilibrio para n-butano es $(K=y/x)$: .6352133
 La constante de equilibrio para n-pentano es $(K=y/x)$: .338191

compuesto	liquido(mol)	fraccion en liq.
A T= 90 (C)		
etano	26.4234	0.0262
propano	146.5949	0.1473
n-butano	582.1013	0.5771
n-pentano	251.4625	0.2493

compuesto	Vapor(mol)	fraccion en vap.
etano	133.5766	0.1347
propano	291.4052	0.2939
n-butano	477.8998	0.4820
n-pentano	88.5376	0.0893

El total de moles liquidas es: 1008.589

El total de moles vapor es: 991.418

Se desea realizar un nuevo flash con la nueva cantidad de vapor

1181 27mo? 2

Problema Propuesto

Se tiene una mezcla de hidrocarburos que cuenta con: Metano 10%, Etano 20% y Propano 70%, a la cual se le someterá a un proceso "Flash" isotérmico a 50°F y 200 psia. Calcule la composición de cada componente tanto en el líquido como en fase vapor, así como la relación L/V a esa temperatura.

Solución

Componente	Fz	K _{rac}	x _{L=0.728}	y _{L=0.728}
Metano	0.1	10.0	0.029	0.290
Etano	0.2	1.76	0.166	0.292
Propano	0.7	0.52	0.805	0.418

Programa # 12-6

Propiedades diversas de liquido y vapor

```

10 REM ***** Propiedades diversas de liquido y vapor *****
20 CLS: ON ERROR GOTO 560
25 INPUT "Nombre del archivo de datos para los compuestos elegidos";ARCHIVO
30 OPEN ":",#1,ARCHIVO
40 INPUT#1,N
50 FOR I=1 TO M
60 INPUT#1,NB(I),Z(I),PC(I),TC(I),IC(I),M(I),TB(I),PM(I),VISB(I),VISTO(I),CPM(I),CPB(I),CPC(I),CPD(I)
70 NEXT I
80 CLOSE
90 PRINT:PRINT "***** Calculo de Propiedades Diversas *****"
*****:INPUT "Temperatura de trabajo (C)";T:T=1+273.15
100 PRINT:PRINT "Se desea calcular:";PRINT TAB(10)"1" Viscosidad de gases "
110 PRINT TAB(10)"2" Viscosidad de liquidos
120 PRINT TAB(10)"3" Densidad de liquidos
130 PRINT TAB(10)"4" Cp de liquidos
140 PRINT TAB(10)"5" Cp de vapores
150 PRINT TAB(10)"6" Conductividad termica de liquidos
160 PRINT TAB(10)"7" Conductividad termica de gases
170 PRINT TAB(10)"8" Calor latente de vaporizacion
180 INPUT CP:=BNT(CP):IF CP<1 OR CP>8 THEN 100
190 ON CP GOTO 200,250,410,300,360,460,700,510
200 FOR I=1 TO M
210 MU=(4.16*(T/TC(I))^6.618-2.04*EXP(-.449*T/TC(I)))+1.94*EXP(-4.058*T/TC(I))+1
/TC(I)^(1/6)/PM(I)^(1/2)/PC(I)^(2/3)
220 PRINT "La viscosidad del ";NB(I);" gas es: ";MU;" milipoises"
230 NEXT I
240 GOTO 90
250 FOR I=1 TO M
260 MU=10*(VISB(I)+(1/T-1/VISTO(I)))
270 PRINT "La viscosidad del ";NB(I);" liquido es: ";MU;" centipoises"
280 NEXT I
290 GOTO 90
300 FOR I=1 TO M
310 CP=CPM(I)+CPB(I)+CPC(I)+T^2*CPD(I)+T^3
320 CPL=(2.56+.436*(1-T/TC(I))-1*(1+2.91+4.28*(1-T/TC(I))^(1/3)+TC(I)/T)+.2
96*(1-T/TC(I))^(1/3))+.987*CPV
330 FC=INT "El Cp del ";NB(I);" liquido es: ";CPL;" cal/gmol K "
340 NEXT I
350 GOTO 90
360 FOR I=1 TO M
370 CP=CPM(I)+CPB(I)+CPC(I)+T^2*CPD(I)+T^3
380 PRINT "El Cp del ";NB(I);" gas es: ";CPV;" cal/gmol K "
390 NEXT I
400 GOTO 90
410 FOR I=1 TO M
420 DEN=PM(I)+82.07*TC(I)/PC(I)+TC(I)^(1+(1-T/TC(I))^(2/7)))^(1/3)
430 PRINT "La densidad del ";NB(I);" liquido es: ";DEN;" g/cm^3"
440 NEXT I
450 GOTO 90
460 FOR I=1 TO M
470 KL=.00264/PM(I)*.5*(3+20*(1-T/TC(I))^(2/3))/(3+20*(1-TB(I)/TC(I))^(2/3))
480 PRINT "La conductividad del ";NB(I);" liquido es: ";KL;" cal/s.ca C"
490 NEXT I
500 GOTO 90

```



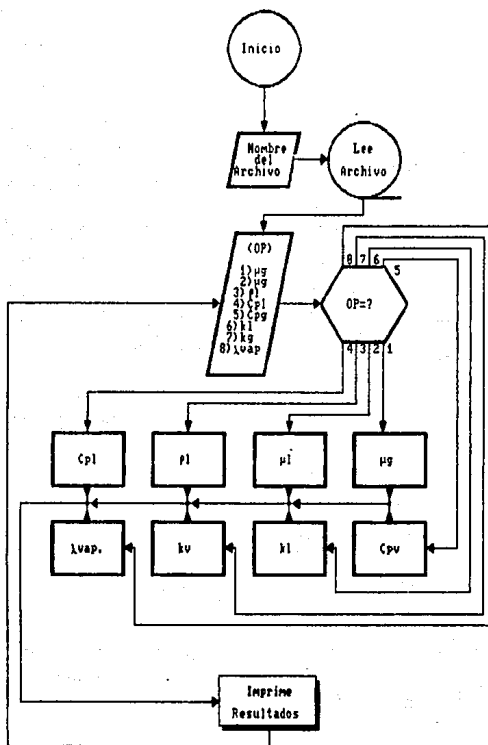
```

510 FOR I=1 TO N
520 LB=TB(I)*(2.17*(LOG(PC(I))-1)/(1.93-TB(I)/TC(I)))+(LA-LB*((1-T/TC(I))/(1-TB(I)
/TC(I)))^-.38)
530 PRINT "El calor latente de vaporizacion del ";N(I);" liquido es: ";LA;" cal
/mol C"
540 NEXT
550 BDTD 90
560 PRINT TAB(20)"Valor fuera de rango":I+1:IF I<=N THEN RESUME ELSE RESUME 90

700 FOR I=1 TO N
710 CPV=CPB(I)+CPB(I)*T+CPB(I)*T^2+CPB(I)*T^3
720 MU=(4.61*(T/TC(I))^.618-2.04*EXP(-.449*T/TC(I))+1.94*EXP(-4.058*T/TC(I)))+.1
/TC(I)*(1/61/PW(I)*(1/2)/PC(I)^(2/3))
730 KG=MU*.000001*(1.15*CPV+.04)/PW(I)
740 PRINT "La conductividad del ";N(I);" gas es: ";KG;" cal/s cm C"
750 NEXT
760 BDTD 90

```

Diagrama de Flujo Para El Programa #12-6



Problema resuelto por la computadora

Calcular para etano, propano, n-butano y n-pentano; líquidos. La densidad, la viscosidad, el calor específico, la conductividad térmica, el calor latente de vaporización. a 0°C . y atm .

Nombre del archivo de datos para los compuestos elegidos? CDMO.DAT

***** Calculo de Propiedades Diversas *****
Temperatura de trabajo (C)? 0

Se desea calcular:

- 1) Viscosidad de gases
- 2) Viscosidad de líquidos
- 3) Densidad de líquidos
- 4) Cp de líquidos
- 5) Cp de vapores
- 6) Conductividad térmica de líquidos
- 7) Conductividad térmica de gases
- 8) Calor latente de vaporización

? 2

La viscosidad del etano líquido es: 8.60424E-02 centipoises
La viscosidad del propano líquido es: .14 centipoises
La viscosidad del n-butano líquido es: .209774 centipoises
La viscosidad del n-pentano líquido es: .2688026 centipoises

Nombre del archivo de datos para los compuestos elegidos? CDMO.DAT

***** Calculo de Propiedades Diversas *****
Temperatura de trabajo (C)? 0

Se desea calcular:

- 1) Viscosidad de gases
- 2) Viscosidad de líquidos
- 3) Densidad de líquidos
- 4) Cp de líquidos
- 5) Cp de vapores
- 6) Conductividad térmica de líquidos
- 7) Conductividad térmica de gases
- 8) Calor latente de vaporización

? 3

La densidad del etano líquido es: .3927114 g/cm³
La densidad del propano líquido es: .5146334 g/cm³
La densidad del n-butano líquido es: .5983669 g/cm³
La densidad del n-pentano líquido es: .6760161 g/cm³

Nombre del archivo de datos para los compuestos elegidos? CDMO.DAT

***** Calculo de Propiedades Diversas *****
Temperatura de trabajo (C)? 0

Se desea calcular:

- 1) Viscosidad de gases
- 2) Viscosidad de líquidos
- 3) Densidad de líquidos
- 4) Cp de líquidos
- 5) Cp de vapores
- 6) Conductividad térmica de líquidos
- 7) Conductividad térmica de gases
- 8) Calor latente de vaporización

? 4

El Cp del etano líquido es: 26.56151 cal/gmol K
El Cp del propano líquido es: 27.04271 cal/gmol K
El Cp del n-butano líquido es: 32.64796 cal/gmol K
El Cp del n-pentano líquido es: 38.29508 cal/gmol K

Nombre del archivo de datos para los compuestos elegidos? COND.DAT

***** Calculo de Propiedades Diversas *****
Temperatura de trabajo (C)? 0

Se desea calcular:

- 1) Viscosidad de gases
- 2) Viscosidad de líquidos
- 3) Densidad de líquidos
- 4) C_p de líquidos
- 5) C_p de vapores
- 6) Conductividad térmica de líquidos
- 7) Conductividad térmica de gases
- 8) Calor latente de vaporización

? 6

La conductividad del etano líquido es: 2.608651E-04 cal/s cm C
La conductividad del propano líquido es: 3.315219E-04 cal/s cm C
La conductividad del n-butano líquido es: 3.457536E-04 cal/s cm C
La conductividad del n-pentano líquido es: 3.452199E-04 cal/s cm C

Nombre del archivo de datos para los compuestos elegidos? COND.DAT

***** Calculo de Propiedades Diversas *****
Temperatura de trabajo (C)? 0

Se desea calcular:

- 1) Viscosidad de gases
- 2) Viscosidad de líquidos
- 3) Densidad de líquidos
- 4) C_p de líquidos
- 5) C_p de vapores
- 6) Conductividad térmica de líquidos
- 7) Conductividad térmica de gases
- 8) Calor latente de vaporización

? 8

El calor latente de vaporización del etano líquido es: 2138.048 cal/gmol C
El calor latente de vaporización del propano líquido es: 3919.711 cal/gmol C
El calor latente de vaporización del n-butano líquido es: 5374.014 cal/gmol C
El calor latente de vaporización del n-pentano líquido es: 6686.276 cal/gmol C

Programa # 12-6 anexo

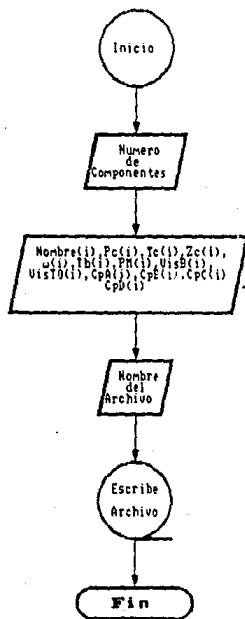
Banco de datos para cálculo de Flash, Temperaturas de burbuja y rocío y propiedades diversas de líquido y vapor

```

10 CLS:PROG1#="13-1"
20 REM *****
30 REM Almacén en disco de las propiedades necesarias para el cálculo de condensación de mezclas de hidrocarburos
40 REM *****
60 INPUT "Número de componentes ";N
70 FOR I=1 TO N
80 PRINT "Nombre del componente #";I;:INPUT N#(I)
100 PRINT "Presión Crítica (atm) de ";N#(I);:INPUT PC(I)
110 PRINT "Temperatura Crítica (C) de ";N#(I);:INPUT TC(I)
120 PRINT "Factor de Compresibilidad crítico de ";N#(I);:INPUT ZC(I)
130 PRINT "Factor acentrico de Pitzer de ";N#(I);:INPUT W(I)
140 PRINT "Temperatura normal de ebullición de ";N#(I);:INPUT TB(I)
150 PRINT "Peso molecular de ";N#(I);:INPUT PW(I)
160 PRINT "Constantes para la ecuación  $\ln(VIS)=VISM+(1/T - 1/VISTO)*$ 
170 PRINT "VISTO para ";N#(I);:INPUT VISTO(I)
180 PRINT "VISTO para ";N#(I);:INPUT VISTO(I)
190 PRINT "Constantes para la ecuación  $Q=A+BT+CT^2+DT^3$ 
200 PRINT "A para ";N#(I);:INPUT CPA(I)
210 PRINT "B para ";N#(I);:INPUT CPB(I)
220 PRINT "C para ";N#(I);:INPUT CPC(I)
230 PRINT "D para ";N#(I);:INPUT CPD(I)
240 NEXT
250 INPUT "Nombre deseado para el archivo";ARCHIVO
260 OPEN "a",#1,ARCHIVO
270 WRITE#1,N
280 FOR I=1 TO N
290 WRITE#1,N#(I),Z(I),PC(I),TC(I),ZC(I),W(I),TB(I),PW(I),VISTO(I),VISTO(I),CPA(I),CPB(I),CPC(I),CPD(I)
300 NEXT
310 CLOSE

```

Diagrama de Flujo Para El Programa #12-6Anexo

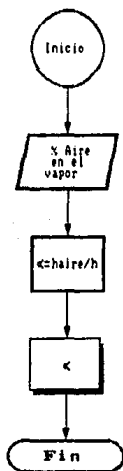


Programa # 12-7

Coefficiente de correccion α en función de la concentración
del aire en el vapor

```
10 DEF FNALFA=1-10.54779*Y/10+76.85306*(Y/10)^2-339.76578*(Y/10)^3+879.79254*(
Y/10)^4-1292.34167*(Y/10)^5+987.81891*(Y/10)^6-292.63708*(Y/10)^7-12.40756*(Y
/10)^8
15 CLS
20 INPUT "Porcentaje de aire en el vapor ";Y
30 PRINT "El factor de correccion (Chaire/h) es: ";FNALFA
40 GOTO 20
```

Diagrama de Flujo Para El Programa #12-7



Problema Resuelto

Determine el coeficiente de corrección A para vapor de agua que contiene 0.5% en masa de aire.

Solución

Leyendo de la gráfica presentada por K.F. Pávlov "Problemas y Ejemplos Para El Curso de Operaciones Básicas y Aparatos en Tecnología Química" Ed.MIR. Moscú,1981. Obtenemos el valor de:

$$\alpha = h_{aire}/h = 0.6$$

Problema resuelto por la computadora

Porcentaje de aire en el vapor ? 0.5
El factor de correccion $(h(\text{aire})/h)$ es: .6273825

Programa # 12-8

Condensador de coraza y tubos horizontal

```

10 REM *****Condensador horizontal*****
20 REM *****Condensacion en coraza*****
30 CLS:P1=3,141593:G=1,27137E+08:SUPERFICIA=1
40 REM *****Paso 1 "Calculo del potencial termico"*****
50 DEF FNR=SQR(FNR*2+1)*LOG((1-FNR)/(1-FNR+FNR))/(1-FNR-1)*LOG((2-FNR)*(FNR+1-SQR
FNR*2+1))/(2-FNR*(FNR+1-SQR(FNR*2+1)))
60 DEF FNI=(1-(1-FNR)*FNR)/(1-FNR)^(1/NR)/(FNR-(1-FNR)*FNR)/(1-FNR)^(1/NR)
70 DEF FNI=(TT1-T2)/(TT2-T1)
80 DEF FNI=(T2-T1)/(T1-T1)
90 REM *****Paso 2 "Numero de tubos"*****
100 DEF FNNT=AG/AR/L/SUPERFICIA
110 REM *****Paso 3 "Diametro de coraza"*****
120 DEF FNDS1=1,15*PT+SQR(FNNT)
130 DEF FNDS=1,25*PT+SQR(FNNT)
140 REM *****Paso 4 "Numero de pasapas"*****
150 DEF FNI=L/B
160 REM *****Paso 5 "Area de flujo por tubos"*****
170 DEF FNAT=FNNT*FNI
180 REM *****Paso 6 "Numero de reynolds en los tubos"*****
190 DEF FNRE=FNAT
200 DEF FNRS=FNAT
210 DEF FNRE=DOT*FNRE/NU
220 REM *****Paso 7 "Coeficiente interno"*****
230 DEF FNRI=.023*FNRE*.8*(PT*NU/KTI)*.33*KT/DOT
240 REM Paso 8 "factor de friccion en tubos"*****
250 DEF FNFD=(FNR*(FNR-FNR))/2*(FNR-2*FNR*FNR)^(1/2)
260 DEF FNI=2*LOG(6,000001E-04/3,7+2,51*FNRE)/LOG(110)
270 DEF FNI=2*LOG(6,000001E-04/3,7+2,51*FNRE)/LOG(110)
280 DEF FNI=2*LOG(6,000001E-04/3,7+2,51*FNRE)/LOG(110)
290 REM *****Paso 9,10,11 "Caida de presion interna total"*****
300 DEF FNPT=(FNFD*FNRE)*2*LN*NU/2/G/DT+4*FNRE*2/2/G/DT
310 REM *****Paso 12 "Area de flujo en la envoltura"*****
320 DEF FNRS=DE*CA/PT
330 REM *****Paso 13 "Diametro equivalente en envoltura"*****
340 DEF FNDE=4*(PT*2-FIDOT*2/4)/PI/DT
350 DEF FNDE=4*(PT*2,66*PT-FIDOT*2/8)/PI*DOT/2
360 REM *****Paso 14 "coeficiente externo"*****
370 DEF FNHD=(,73*(DOT*3*RD*2*64*LA/K/NU)/(TV-TS)/NR)^(1/4)*G/DT
380 REM *****Paso 15 "Caida de presion en coraza"*****
390 DEF FNDC=FNI*FNRS*2*DE*(L/B+1)/2/G/DE/RD
400 DEF FNDC=.33*FNRS*.2*4
410 DEF FNST=.75*FNRS*.2*4
420 DEF FNRS=DE*FNRS/NU
430 REM *****Paso 16 "Coeficiente total"*****
440 DEF FNH=(1/FNDS+1/AG+CDND*DOT/FNAT/DT+1/FD)*DOT/DT)^(1/2)
450 REM *****Paso 17 "Area de cambiador"*****
460 DEF FNAC=Q/FNI/DT
470 REM *****Entradas de datos*****
480 PRINT TAB(20)"Temperuras del fluido caliente"
490 INPUT "Temperatura de entrada (C):"TT1:TV=TT1
500 INPUT "Temperatura de salida (C):"TT2
510 PRINT TAB(20)"Temperuras del fluido frio"
520 INPUT "Temperatura de entrada (C):"T1
530 INPUT "Temperatura de salida (C):"T2
540 PRINT:PRINT TAB(20)"Datos del intercambiador"
550 PRINT TAB(20)"El vapor viaja por Coraza !!!"
560 IF TT1<TT2 THEN INPUT "Sumergancia: SUPERFICIA
570 INPUT "Numero de pasos por los tubos"NR
580 DT=(TT1-T2)-(T1-T1)*LOG((TT1-T2)/(T1-T1))/FNI
590 INPUT "Area de transferencia externa (m^2):"AG
600 INPUT "Longitud de tubos (m):"L

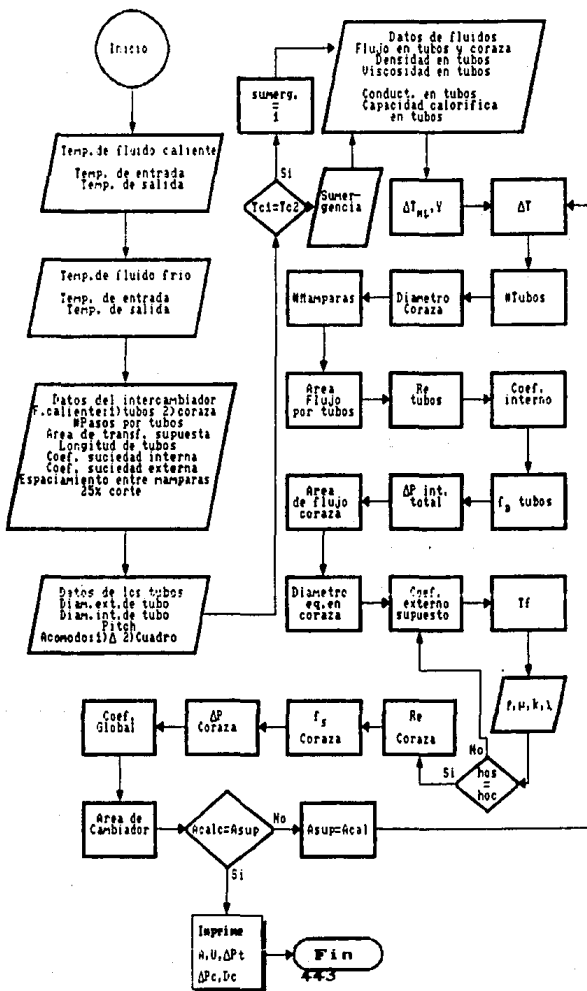
```

```

610 INPUT "Coeficiente de suciedad interna (kcal/h m2 C)";HD1
620 INPUT "Coeficiente de suciedad externa (kcal/h m2 C)";HDO
630 INPUT "Coeficiente por conduccion en la pared del tubo (kcal/h m2 C)";COND
640 INPUT "Espaciamiento entre aamparas de 25% de corte (m)";B
650 PRINT TAB(20)"Datos de los tubos"
660 INPUT "Diametro exterior de tubos (m)";D0T
670 INPUT "Diametro interno de tubos (m)";DIT
680 INPUT "Espaciamiento entre tubos (pitch) (m)";PT;C=PT-D0T
690 AF=PI*D0T
700 AF=DIT2/4*PI
710 INPUT "Acotado de tubos: 1)Triangular 2)Cuadrangular";OP1
720 OP1=INT(OP1);IF OP1>2 OR OP1<1 THEN 710
730 PRINT ;PRINT TAB(20)"Datos de fluidos"
740 INPUT "Flujo del fluido en tubos (kg/h)";MT
750 INPUT "Flujo del fluido en coraza (kg/h)";MS
760 INPUT "Densidad media del fluido en tubos (kg/m3)";RDT
770 INPUT "Viscosidad media del fluido en tubos (kg/m h)";MUT
780 INPUT "Conductividad termica media del fluido en tubos (kcal/h m C)";KT
790 INPUT "Capacidad calorifica media del fluido en tubos (kcal/kg C)";CPT
800 GOTO 930
810 PRINT "Se desea continuar con las propiedades anteriores (solo si ya fueron
dadas)";PRINT TAB(20) 1)Si 2)No";;INPUT OP;IF OP<1 AND OP>2 THEN 810
820 IF OP=1 THEN 960
830 INPUT "Densidad del fluido en coraza(kg/m3)";RO
840 INPUT "Viscosidad del fluido en coraza(kg/m h)";MO
850 INPUT "Calor latente de vaporizacion del fluido en coraza (kcal/kg C)";LA
860 INPUT "Conductividad termica del fluido en coraza(kcal/h m C)";K
870 REM*****CALCULOS DE AREA DE TRANSFERENCIA Y COEFICIENTE GLOBAL*****
880 Q=MT+CPT*ABS(T1-T2)
890 HD=FMH1
900 IF OP=2 THEN DE=FMDC ELSE DE=FMDE
910 IF OP=2 THEN FS=FMFC ELSE FS=FMFS
920 IF OP=2 THEN DS=FMDC ELSE DS=FMDS
930 HD=HD1
940 TS=(HD*(T1+T2))/2+FMH1*(T1+T2)/2)/(FMH1+HD) ; TF=T1-3/4*(T1-TS)
950 PRINT "La temperatura a la que deben evaluarse la propiedades es: T=";TF;
GOTO 810
960 HD1=FMHD; IF ABS(HD-HD1)<1 THEN 970 ELSE 890
970 IF ABS(FMFC-AS)>1 THEN 980 ELSE 990
980 AS=FWC;GOTO 900
990 PRINT"El area de transferencia es ";FMFC;" (m2):PRINT"El coeficiente globa
l de transferencia es ";FMU;" (kcal/h m2 C)
1000 PRINT "La caida de presion en los tubos es ";FMDEPT;" (kg/m2)
1010 PRINT "El diametro de coraza es ";DS;" (m)
1020 PRINT "La caida de presion en la coraza es ";FMDC;" (kg/m2)

```

Diagrama de Flujo para el Programa #12-8



Problema Resuelto

Se desea calentar 5000 kg/h de una solución al 25% de CaCl_2 de 18°C a 93°C usando como medio de calentamiento vapor saturado a 5 kgf/cm²abs.

Para ello se dispone de tubos de 10 pies de longitud y de 1"16 BWG. ¿Cuál será el cambiador requerido?

Solución

Balance de calor:

$$C_{p_{\text{CaCl}_2}} = 0.79 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C} \quad H_1=656 \quad H_2=152$$

$$\text{Temperatura de vapor} = 152^\circ\text{C}$$

$$5000(0.79)(93-18) = M_s(656-152)$$

$$M_s = 587.79 \text{ kg/h} \quad Q = 296250 \text{ kcal/h}$$

Diferencia de temperaturas:

$$\Delta T_{\text{ml}} = 91.42^\circ\text{C}$$

Flujo de salmuera por los tubos. Velocidad de 1m/s.

Datos de los tubos:

$$D_o = 1 \text{ pulgada} = 0.0254 \text{ m}$$

$$D_i = 0.87 \text{ pulgadas} = 0.022098 \text{ m}$$

$$x = 0.065 \text{ pulgadas} = 0.001651 \text{ m}$$

$$D_w = 0.02371 \text{ m}$$

$$\text{Área de flujo} = 3.833 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{tubo}$$

$$\text{Área de transferencia de calor por metro de tubo} = 0.07979 \text{ m}^2/\text{m}$$

$$T_m \text{ salmuera} = (18+93)/2 = 55.5^\circ\text{C}$$

$$C_p = 0.72 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C} \quad \mu = 0.82 \text{ cps} \quad k = 0.4982 \text{ kcal/hm } ^\circ\text{C}$$

$$\text{Volumen de Salmuera} = (5000)(1/3600)(1/1200) = 0.0011574 \text{ m}^3/\text{m}$$

$$\text{Área de flujo por paso} = 1.1574 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} / 1\text{m/s} = 1.1574 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$\text{Tubos por paso} = 1.1574 \times 10^{-3} / 3.833 \times 10^{-4} = 3.019$$

De las tablas de disposición de tubos:

Arreglo cuadrado:

$$D_o = 8'' \quad 4 \text{ pasos} \quad 14 \text{ tubos}$$

Arreglo triangular:

$$D_o = 8'' \quad 6 \text{ pasos} \quad 14 \text{ tubos}$$

Se escogerá el arreglo cuadrado.

Area nueva por paso

$$[14/4][3.833 \times 10^{-4}] = 1.34155 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Velocidad nueva

$$0.0011574 / 1.34155 \times 10^{-3} = 0.8627 \text{ m/s}$$

Coefficiente interno

$$Nu = 0.023 (Re)^{0.8} (Pr)^{0.4}$$

$$Re = (0.022098) (0.8627) (1200) / (0.82 \times 10^{-3}) = 2.789 \times 10^4$$

$$Pr = (0.72) (0.82 \times 10^{-3}) (3600) / (0.4982) = 4.266$$

$$Nu = 147.94$$

$$h_i = 3335.4 \text{ kcal/hm}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Coefficiente externo

$$L=3.1 \quad Pr=0.03175 \quad D_o=0.0254\text{m} \quad D_s=0.2032\text{m}$$

$$D_o=0.02551\text{m} \quad C=0.00635\text{m} \quad B=D_s=0.2032 \quad n=15$$

$$T_f = T_v - 3/4 (T_v - T_s)$$

$$T_v = 152^\circ\text{C}$$

Para obtener T_s si $h_i = 3335$ y $h_o = 6000$

$$3335 (T_s - 55.5) = 6000 (152 - T_s)$$

$$T_s = 117.52^\circ\text{C}$$

$$h D_o / k = 0.73 \left(\frac{D_o^3 \rho^2 g \lambda}{k \mu \Delta T N} \right)^{1/4}$$

$$N_{\max} = 4$$

$$T_f = 126^\circ\text{C}$$

Propiedades del condensado a T_f

$$\rho = 940 \text{ kg/m}^3 \quad \lambda = 522 \text{ kcal/1g}^\circ\text{C} \quad k = 0.645 \text{ kcal/hm}^2\text{C}$$

$$\mu = 0.22 \times 10^{-3} \text{ kg/ms} \quad \Delta T = T_v - T_s = 24.4 \text{ B}$$

$$\text{Nu} = 249.47$$

$$h_o = 6334.96 \text{ kcal/hm}^2\text{C}$$

Como el coeficiente es cercano al supuesto, se acepta como verdadero.

Coeficiente de ensuciamiento

$$R_{di} = 3.07 \times 10^{-4} \quad R_{do} = 6.14 \times 10^{-5}$$

Coeficiente total

$$U_o = 1037 \text{ kcal/hm}^2\text{C}$$

Area nueva

$$296250 = 1037 (A_o) (91.42)$$

$$A_o = 3.1248 \text{ m}^2$$

$$\text{Número de tubos} = 12.63$$

$$\text{Porcentaje de área en exceso} = [(14 - 12.63) / 14] \times 100 = 9.76\%$$

Caídas de presión en los tubos

$$\Delta P_{\text{total}} = (0.447 + 0.6069) (1200 / 10000) = 0.1264 \text{ kg/cm}^2$$

Caída de presión en la coraza

$$\rho_{\text{vapor a } 152^\circ\text{C y 5atm}} = 2.63 \text{ kg/cm}^3$$

$$D_s = 0.2032 \text{ m} \quad D_e = 0.02551 \text{ m}$$

$$a_e = (D_o C B) / P_T = 8.25 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$\mu_{152\text{C}} = 1.475 \times 10^{-3} \text{ kg/ms} \quad G_s = 19.77 \text{ kgm}^2/\text{sm}^2$$

$$\text{Re}_e = 3.4192 \times 10^4$$

$$\Delta P = 0.0111 \text{ kg/cm}^2$$

Problema resuelto por la computadora

Temperaturas del fluido caliente

Temperatura de entrada (C)? 152

Temperatura de salida (C)? 152

Temperaturas del fluido frio

Temperatura de entrada (C)? 18

Temperatura de salida (C)? 93

Datos del intercambiador

El vapor viaja por Coraza !!!

Numero de pasos por los tubos? 4

Area de transferencia suguesta (m²)? 50

Longitud de tubos (m)? 3.1

Coefficiente de suciedad interna (kcal/h m² C)? 3257.329

Coefficiente de suciedad externa (kcal/h m² C)? 18286.65

Coefficiente por conduccion en la pared del tubo (kcal/h m² C)? 0

Espaciamiento entre cuamparas de .253 de corte (a)? .2032

Datos de los tubos

Diametro exterior de tubos (a)? .0254

Diametro interno de tubos (a)? .022098

Espaciamiento entre tubos (pitch) (a)? .03175

Acoado de tubos: 1)Triangular 2)Cuadrangular? 2

Datos de fluidos

Flujo del fluido en tubos (kg/h)? 5000

Flujo del fluido en coraza (kg/h)? 387.79

Densidad media del fluido en tubos (kg/m³)? 1200

Viscosidad media del fluido en tubos (kg/m h)? 2.952

Conductividad termica media del fluido en tubos (kcal/h m C)? .4982

Capacidad calorifica media del fluido en tubos (kcal/kg C)? .72

La temperatura a la que deben evaluarse las propiedades es: Tf= 79.625

Se desea continuar con las propiedades anteriores (solo si ya fueron dadas)

1)Si 2)No? 2

Densidad del fluido en coraza(kg/m³)? 940

Viscosidad del fluido en coraza(kg/m h)? .792

Calor latente de vaporizacion del fluido en coraza (kcal/kg C)? 522

Conductividad termica del fluido en coraza(kcal/h m C)? .645

La temperatura a la que deben evaluarse las propiedades es: Tf= 79.625

Se desea continuar con las propiedades anteriores (solo si ya fueron dadas)

1)Si 2)No? 1

La temperatura a la que deben evaluarse las propiedades es: Tf= 125.2667

Se desea continuar con las propiedades anteriores (solo si ya fueron dadas)

1)Si 2)No? 1

El area de transferencia es 2.61579 (m²)

El coeficiente global de transferencia es 1128.947 (kcal/h m² C)

La caída de presión en los tubos es 1945.266 (kg/m²)

El diametro de coraza es .1310427 (a)

La caída de presión en la coraza es 20.89238 (kg/m²)

Problema Propuesto

Se desea condensar 27000kg/h de isobutano puro a la temperatura de 58.5°C en un condensador horizontal usando agua que entrará a 28°C y saldrá a 43°C. Se pretende utilizar tubos de 3/4 de pulgada 16 BWG en arreglo triangular con espaciamento de 1 pulgada. Calcule el condensador apropiado.

$$Q=1849500 \text{ kcal/hm}^2 \cdot \text{C}$$

$$U_{\text{total}}=423 \text{ kcal/hm}^2 \cdot \text{C}$$

$$D_s=787 \text{ mm} \quad \# \text{ Tubos}=678 \quad \text{Número de pasos de tubos}=4$$

$$\Delta P_{\text{tubos}}=0.3 \text{ kgf/cm}^2$$

CAPITULO XIII

CONCLUSIONES

1. CONCLUSIONES

A través del trabajo presenté una larga serie de programas en el lenguaje GW-BASIC con el fin de facilitar la comprensión así como la solución de diversos problemas relacionados con la transferencia de calor.

Estos programas requieren, para su completa aplicación, de un conocimiento previo de el tema abordado en ellos; razón por la cual procuré proporcionar una descripción amplia, previa a la presentación de todo programa.

En la aplicación de los programas desarrollados se hace evidente la gran ventaja que ofrece la computación para el cálculo de fenómenos no descriptibles mediante ecuaciones sencillas, como se pudo apreciar en el capítulo de transferencia de calor por conducción en régimen transitorio y por radiación, así como para cálculos largos e iterativos, especialmente en el cálculo de coeficientes de transmisión de calor al presentarse varios mecanismos de transferencia de calor simultáneamente, o en los casos de diseño térmico e hidráulico de cambiadores de calor de doble tubo con coeficientes de transferencia variables, así como en los cambiadores de coraza y tubos. Dicha ventaja es apreciable también al realizar cálculos de equilibrio líquido-vapor para los casos en los cuales la transferencia de calor se lleva a cabo con cambio de fase.

Es innegable la posibilidad de generación de valores erróneos a partir de correlaciones, por lo que hay que observar un particular cuidado al intentar utilizarlas dentro de un intervalo de aplicación en el cual los resultados sean dudosos o problemáticos.

Es recomendable también, en los casos en los que se requiera de un valor lo más cercano posible a la realidad, contar con valores medidos experimentalmente por medio de métodos de alta confiabilidad. Pero ya que esto no es posible en todos los casos, se debe uno conformar con la confiabilidad establecida por las correlaciones con las que se cuenta.

La ventaja que ofrece el contar con programas respaldados por una introducción en el tema, se ve aumentada con la presentación de un problema resuelto paso a paso, dentro del cual se pueden apreciar las etapas necesarias para la solución de un problema típico dentro del campo tratado.

Los programas presentados en este trabajo no deben ser vistos como programas absolutos, ya que ofrecen, mediante el uso de los diagramas de flujo presentados, la posibilidad de ser concatenados y/o ampliados, generando un gran número de posibilidades para la programación de problemas específicos de mayor complejidad.

BIBLIOGRAFIA

1- CAPITULO II

- (1)...Bennett, C.O., Myers, J.E., "Momentum, Heat, and Mass Transfer", McGraw-Hill Book Company, Inc., New York, 1962
- (2)...Bondi, A., *Ind. Eng. Chem. Fundamentals*, Vol.5, 1966, p.442
- (3)...Bridgman, P.W., *Proc. Am. Acad. Arts Sci.*, Vol.59, 1923, p.154
- (4)...Brown, G.C., Katz D., Foust A.S., Scheidewind R., "Unit Operations", John Wiley & Sons, Inc., New York, 1967
- (5)...Carmichael, L.T., Jacobs, J., and Sage, B.H., *J. Chem. Eng. Data*, Vol.13, 1968, p.489
- (6)...Carmichael, L.T., Reamer, H.H., and Sage, B.H., *J. Chem. Eng. Data*, Vol.11, 1966, p.52
- (7)...Challoner, A.R., and Powell, R.W., *Proc. R. Soc. Lond.*, Vol.A238, 1956, p.90
- (8)...Chang, H.Y., *Chem. Eng.*, Vol.80, No.9, 1973, p.122
- (9)...Cheung, H., Bromley, L.A., and Wilke, C.R.
"Thermal Conductivity and Viscosity of Gas Mixtures"
Univ. California Rad. Lab., Berkeley, 1959.
- (10)...Gray, P., Holland, S., and Maczek, A.O.S., *Trans. Faraday Soc.*, Vol.65, 1969, p.1032
- (11)...Gray, P., Holland, S., and Maczek, A.O.S., *Trans. Faraday Soc.*, Vol.66, 1970, p.107
- (12)...Gray, P., and Wright P.G., *Proc. R. Soc. Lond.*, Vol.A263, 1961, p.161
- (13)...Junk, W.A., and Comings, E.W., *Chem. Eng. Prog.*, Vol.49, 1953, p.263
- (14)...Lenoir, J.M., *Pet. Refiner*, No.8, 1957, pp.162-164

- (15)...Li, C.C., *AIChEJ.*, Vol.22, 1976, p.927
- (16)...Liley, P.E., *Symp. Thermal Prop., Purdue Univ. Lafayette, Ind.*, Feb. 23-26, 1959, p.40
- (17)...Lindsay, A.L., and Bromley, L.A., *Ind. Eng. Chem.*, Vol.42, 1950, p.1508
- (18)...Lu, *Chem. Eng.*, May 4, 1959, pp.137-138
- (19)...Maczek, A.O.S., and Gray, P., *Trans. Faraday Soc.*, Vol.65, 1969, p.1473
- (20)...Maczek, A.O.S., and Gray, P., *Trans. Faraday Soc.*, Vol.66, 1970, p.127
- (21)...Misic, D., and Thodos, G., *AIChEJ.*, Vol.7, 1961, p.264
- (22)...Misic, D., and Thodos, G., *J. of Chem. Eng. Data*, Vol.9, 1963, p.540
- (23)...Missenard, A., *Comptes Rendus*, Vol.260, No.5, 1965, p.5521
- (24)...Missenard, A., "Conductivite Thermique des Solides, Liquides, Gaz et de leurs Melanges", Editions Eyrolles, Paris, 1965.
- (25)...Owens, E.J., and Thodos, G., *AIChEJ.*, Vol.6, 1960, p.676
- (26)...Rastorguev, Y.L., Ganier, Y.A., *J. Phys. Chem.*, Vol.41, No.6, 1967, p.717.
- (27)...Rea, H.E., Spencer C.F., and Danner R.P., *J. Chem. Eng. Data*, Vol.18, 1973, p.227
- (28)...Redlich, O., and Kwong, J.N.S., *Chem. Rev.*, Vol.44, 1949, p.233
- (29)...Reid, R.C., Prausnitz, J.M., and Sherwood, T.K., "The Properties of Gases and Liquids", 3rd ed., McGraw-Hill, New York, 1977

- (30)...Richter, G.N., and Sage, B.H., *J. Chem. Eng. Data*, Vol.2, 1957, p.61
- (31)...Riedel, L. *Chem. Ing. Tech.*, Vol.21, 1949, p.321
- (32)...Rosenbaum, B.M, and Thodos, G., *J. Chem. Phys.*, Vol.51, 1969, p.1361
- (33)...Roy, D., and Thodos, G., *Ind. Eng. Chem. Fundamentals*, Vol.7, 1966, p.529
- (34)...Roy, D., and Thodos, G., *Ind. En. Chem. Fundamentals*, Vol.9, 1968, p.71
- (35)...Sakiadis, B.C., and Coates, J., *AIChEJ.*, Vol.1, 1955, p.275
- (36)...Sakiadis, B.C., and Coates, J., *AIChEJ.*, Vol.3, 1957, p.121
- (37)...Spencer, C.F., and Danner, R.P., *J. of Chem. Eng. Data*, Vol.17, 1972, p.236
- (38)...Stiel, L.I., and Thodos, G., *AIChEJ.*, Vol.10, 1964, p.26
- (39)...Tondon, P.K. and Saxena S.C., *Appl. Sci. Res.*, Vol.19, 1968, p.163
- (40)...Valiente, A., "Problemas de Transferencia de Calor", LIMUSA, México D.F., 1988
- (41)...Wassiljewa, A., *Physik.*, Vol.5, 1904, p.737.
- (42)...Watson, K.M., *Ind. Eng. Chem.*, Vol.35, 1943, p.398
- (43)...Weber, J.H., *Chem. Eng.*, Vol.88, Jan.12, 1981, pp 127-132
- (44)...Weber, J.H., *Chem. Eng.*, Vol.88, Mar.9, 1981, pp. 91-96
- (45)...Welty, J.R.,
"Engineering Heat Transfer"
John Wiley, New York, 1974
- (46)...Yoon, P., and Thodos, G., *AIChEJ.*, Vol.16, 1970, p.300

2- CAPITULO III

- (1)...Brunner, C.R., *Chem. Eng.*, Vol.87, 1980, p.119
- (2)...Fishenden, M., and Saunders D.A.,
"An Introduction to Heat Transfer"
Oxford, New York, 1950
- (3)...Jakob, M.
"Heat Transfer"
Vol.1, pp.534-542
Wiley, New York, 1949
- (4)...McAdams, W.H.
"Heat Transmission" 3rd.Ed.
pp.165-184
McGraw-Hill, New York, 1954
- (5)...McChesney, M., and McChesney, P., *Chem. Eng.*, Vol.89,
1982, p.70
- (6)...Rice, C.W., *Trans. AIEE*, Vol.42, 1923, p.653
Ind. Eng. Chem., Vol.16, 1924, p.460
- (7)...Saunders, D.A., *Proc. Roy. Soc.*, Vol.A157, 1936,
pp.278-291
- (8)...Schroder, F.S., *Chem. Eng.*, Vol.89, 1982, p.111
- (9)...Valiente A.,
"Problemas de Transferencia de Calor"
Limusa, México D.F, 1988
- (10)...Weise, R., *Gebiete Ingenieurw.*, Vol.6, 1935, pp.281-292

3.- CAPITULO IV

- (1)...Goodman, T.R., *Trans. ASME*, Vol.80, 1958, p.335
- (2)...Gurney, H.P., and Lurie J., *Ind. Eng. Chem.*, Vol.15, 1923,
p.1170
- (3)...Isachenko V.P., Osipova V.A., Sukomel A.S.
"Heat Transfer"
MIR Publishers, Moscow, 1977
- (4)...Krasnoschiokov E.A., Sukomel A.S.
"Problemas de Termotransferencia"
Editorial Mir, Moscú, 1977
- (5)...Valiente A.,
"Problemas de Transferencia de Calor"
Limusa, México D.F, 1988
- (6)...Watson, D.,
"Theory of Bessel Functions"
Cambridge University Press, Great Britain, 1922

4.- CAPITULO V

- (1)...Costa, E.,
"Ingeniería Química"
Vol.4, "Transmisión del Calor"
Alhambra Universidad, Madrid, 1986
- (2)...Ede, A.J.,
"Advances in Free Convection" in "Advances in Heat
Transfer", Vol.4,
Academic Press, New York, 1968

- (3)...Valiente, A.,
"Problemas de Transferencia de Calor"
Limusa, México D.F, 1988

5- CAPITULO VI

- (1)...Colburn, A.P., *Trans. AIChE*, Vol.29, 1933, p.174
- (2)...Costa, E.,
"Ingeniería Química"
Vol.4, "Transmisión del Calor"
Alhambra Universidad, Madrid, 1986
- (3)...Eckert, E.R.G.,
"Introduction to the Transfer of Heat and Mass"
McGraw-Hill, New York, 1950
- (4)...Kern, D.Q.
"Process Heat Transfer"
McGraw-Hill, New York, 1950
- (5)...Mc.Adams, W.
"Heat Transmission"
McGraw-Hill, New York, 1954
- (6)...Sieder, E.N., and Tate, G.F., *Ind. Eng. Chem.*, Vol.18,
1936, p.1429
- (7)...Valiente A.,
"Problemas de Transferencia de Calor"
Limusa, México D.F, 1988

6.- CAPITULO VII

(1)...Costa, E.,

"Ingeniería Química"

Vol.4, "Transmisión del Calor"

Alhambra Universidad, Madrid, 1986

(2)...Shekridze, I.G. and Gomelauri, V.I., *Int. J. Heat & Mass*

Transf., Vol.9, 1966, p.581

(3)...Valiente A.,

"Problemas de Transferencia de Calor"

Limusa, México D.F., 1988

7.- CAPITULO VIII

(1)...Costa, E.,

"Ingeniería Química"

Vol.4, "Transmisión del Calor"

Alhambra Universidad, Madrid, 1986

(2)...Hottel, H.C., and Sarofim, A.F.

"Radiative Transfer"

McGraw-Hill, New York, 1967

(3)...Krasnoschiokov E.A., Sukomel A.S.

"Problemas de Termotransferencia"

Editorial Mir, Moscú, 1977

(4)...Sparrow, E.M.,

"Radiant Interchange Between Surfaces Separated by Nonabsorbing and Nonemitting Media" in "Handbook of Heat Transfer"

McGraw-Hill, New York, 1973

(5)...Valiente A.,

"Problemas de Transferencia de Calor"

Limusa, México D.F., 1988

8.- CAPITULO IX

(1)...Costa, E.,

"Ingeniería Química"

Vol.4, "Transmisión del Calor"

Alhambra Universidad, Madrid, 1986

(2)...Valiente A.,

"Problemas de Transferencia de Calor"

Limusa, México D.F., 1988

9.- CAPITULO X

(1)...Costa, E.,

"Ingeniería Química"

Vol.4, "Transmisión del Calor"

Alhambra Universidad, Madrid, 1986

(2)...Valiente A.,

"Problemas de Transferencia de Calor"

Limusa, México D.F., 1988

(3)...Varios, *Trans. ASME*, Vol.67, 1945, p.601

10.- CAPITULO XI

- (1)...Bowman, R.A., *Ind. Eng. Chem.*, Vol.28, 1936, pp 541-544
- (2)...Broeck, H., *Ind. Eng. Chem.*, Vol.30, 1938, pp 1041-1042
- (3)...Costa, E.,
"Ingeniería Química"
Vol.4, "Transmisión del Calor"
Alhambra Universidad, Madrid, 1986
- (4)...Herkenhoff, R.G., *Chem. Eng.*, Vol.88, 1981, pp 213-215
- (5)...Kern, D.Q.
"Process Heat Transfer"
McGraw-Hill, New York, 1950
- (6)...Turton, R., Ferguson, D. and Levenspiel, O., *Chem. Eng.*,
August 18, 1986, pp 81-88
- (7)...Valiente A.,
"Problemas de Transferencia de Calor"
Limusa, México D.F., 1988

11.- CAPITULO XII

- (1)...Balzhiser, R.E., Samuels, M.R., y Eliassen, J.D.
"Termodinámica Química para Ingenieros"
Prentice Hall Hispanoamericana, México, 1980
- (2)...Chao, K.C. and Seader, J.D., *AIChE J.*, Vol.7, 1961, p.598
- (3)...Costa, E.,
"Ingeniería Química"
Vol.4, "Transmisión del Calor"
Alhambra Universidad, Madrid, 1986
- (4)...Riedel, L., *Chem. Ing. Tech.*, Vol.26, 1974, p.679

(5)...Smith, J.M. y Van Ness

"Introducción a la Termodinámica en Ingeniería Química"

McGraw-Hill, México D.F., 1980

(6)...Valiente A.,

"Problemas de Transferencia de Calor"

Limusa, México D.F., 1988

(7)...Watson, K.M., *Ind. Eng. Chem.*, Vol.35, 1943, p.398