

**Desarrollo de material didáctico para asistir el diseño y simulación de operaciones básicas  
de procesos en plantas de gas**

**Fidel Augusto Hernández Ardila**

**Trabajo de grado para optar el título de Ingeniero de Petróleos**

**Director**

**Manuel Enrique Cabarcas Simancas**

**Magíster en Ingeniería Química**

**Universidad Industrial de Santander**

**Facultad de Ingenierías Físicoquímicas**

**Escuela de Ingeniería de Petróleos**

**Bucaramanga**

**2020**

### Dedicatoria

Primero que todo quiero agradecer a mi familia por su apoyo fundamental en todos estos años de carrera, por haberme dado el apoyo fundamental, especial y más bonito.

A mi madre y padre, que ni un solo día de sus vidas dejaron de luchar por mí que me apoyan, creen y siempre creerán en mí, que con muchos sacrificios me sacaron adelante dejando de lado muchos gustos y lujos, gracias por creer en mí y ayudarme cada día de mi vida.

A ti nona, hoy no estás conmigo, pero siempre fuiste alguien que cuidó de mí y me enseñó que es amar y ser amado y cuando más lo necesite fuiste la luz que iluminaba mi camino, nunca podré terminar de agradecerte por eso te amare siempre.

Sin restar importancia a esas personas que se convirtieron en mi familia Aura, Kathe, Saray, María paula, William hemos pasado muchas cosas juntos y nos hicimos compañeros de vida este logro tampoco sería posible sin ustedes, aún tenemos un montón de cosas que hacer juntos y sueños que cumplir.

Un mensaje especial mi hermano Juan y mi hermana Selene, gracias por estar ahí conmigo hemos pasado buenos y malos momentos, pero siempre han estado ahí para apoyar sin dudarlos un segundo.

Y para terminar para todas esas personas que no pude mencionar pero que me han ayudado de una forma u otra siempre los tengo en la mente y gracias por todo el apoyo brindado

*Fidel Augusto Hernández Ardila*

### **Agradecimientos**

*Al magister Manuel Cabarcas por ayudarme en todo este proceso resolviendo mis inquietudes y problemas sin ninguna molestia.*

*A nuestra alma mater por la dedicación y compromiso de educar unos profesionales capaces y con valores y por acogernos todo este tiempo brindándonos todas las facilidades que necesitábamos y dándonos las ventajas para crecer como persona.*

***Fidel Augusto Hernández Ardila***

**Contenido**

	<b>Pág.</b>
Introducción .....	24
1. Objetivos .....	26
1.1 Objetivo general .....	26
1.2 Objetivos específicos .....	26
2. Generalidades de un libro digital .....	27
2.1 ¿Que es un libro digital? .....	27
2.2 Uso de libros digitales.....	31
2.3 Libros electrónicos a nivel económico .....	33
2.4 Los libros electrónicos en la universidad.....	37
2.5 El futuro de los libros digitales .....	42
2.6 Creación de libros digitales.....	44
3. Revisión bibliográfica de las operaciones básicas de proceso en una planta de gas .....	49
3.1 Casos de estudio.....	50
4. Comportamiento cualitativo de fases.....	50
4.1 Generalidades del comportamiento de fases.....	50
4.2 Sistemas de un solo componente .....	52
4.2.1 Figura P-T para una sustancia pura.....	54
<i>Figura 5.</i> Diagrama P-T para un sistema de un solo componente.....	55

4.3 Sistemas multicomponentes.....	58
4.3.1 Efecto de la composición.....	63
4.3.2 Efecto de caracterización $C_7+$ .....	65
4.3.3 Efecto de impurezas.....	66
4.4 Aplicaciones de la envolvente de fases.....	67
4.4.1 Comportamiento del reservorio.....	67
4.4.2 Bombeo de líquidos.....	71
4.4.3 Procesos de refrigeración.....	74
4.4.4 Operación cerca de la región crítica.....	76
4.4.5 Sugerencias prácticas.....	77
4.5 Regla de la fase de gibbs.....	78
4.6 Predicción sobre envolvente de fase.....	80
4.6.1 Temperatura cricondentermica y presión cricondenbarica.....	80
4.6.2 Temperatura y presión critica.....	81
5. Separación bifásica.....	85
5.1 Generalidades de separadores.....	85
5.2 Componentes de un separador.....	88
5.3 Principios de separación.....	92
5.3.1 Ejemplo 1.....	97
5.3.2 Separación gravitacional.....	100
5.4 Tamaño del separador.....	103
5.4.1 Uso del flujo másico.....	107
5.4.2 Ejemplo 2.....	110

5.4.3 Tiempo de retención de líquidos.....	113
6. Separación trifásica.....	116
6.1 Generalidades de separadores trifásicos .....	116
6.1.1 Ejemplo 1.....	118
6.2 Tiempos de retención.....	120
6.3 Velocidad de asentamiento .....	121
6.3.1 Ejemplo 2.....	125
6.4 Recipientes internos .....	127
6.4.1 Extractor de niebla.....	128
6.4.2 Separacion centrifuga.....	134
6.4.3 Dispositivos internos.....	138
6.4.4 Boquillas.....	140
6.5 Limpieza de gas .....	142
6.6 Controles.....	146
6.6.1 Generalidades.....	146
6.6.2 Tiempo de residencia de líquidos y controles.....	150
6.6.3 Control de separación trifásica.....	152
6.7 Resumen.....	159
7. Compresores .....	159
7.1 Generalidades de los compresores .....	159
7.2 Requerimientos de potencia del compresor .....	167
7.2.1. Uso de correlaciones de entalpia para obtener requerimientos de potencia. ....	168
7.2.2 Factores de conversión útiles.....	173

7.2.3 Ejemplo 1.....	174
7.2.4. Calculo de potencia a partir de la integral P-V.....	176
7.2.5 Ejemplo 2.....	179
7.2.6 Ejemplo 3.....	182
7.2.7 Ejemplo 4.....	183
7.2.8 Eficiencia isentropica vs eficiencia politropica.....	184
7.3 Compresor centrífugo y axial.....	185
7.3.1 Generalidades del compresor centrífugo.....	185
7.3.2 Calculo de potencia del compresor centrífugo.....	191
7.3.3 Numero de impulsores y velocidad.....	192
7.3.4 Ejemplo 5.....	196
7.3.5 Surge y Choke.....	200
7.3.6 Curvas Características.....	202
7.3.7 Generalidades de compresor axial.....	203
7.4 Compresores reciprocantes y de tornillo rotatorio.....	205
7.4.1 Generalidades del compresor reciprocante.....	205
7.4.2 Relación de compresión por etapa.....	208
7.4.3. Eficiencia global "E".....	214
7.4.4 Ejemplo 6.....	217
7.4.5. Eficiencia volumétrica.....	219
7.4.6 Ejemplo 7.....	222
7.4.7 Cargas de varilla, pasador y bastidor.....	226
7.4.8 Consideraciones generales.....	227

7.4.9 Generalidades del compresor de tornillo rotatorio.....	229
7.5 Compresores de gas multietapa .....	235
7.5.1 Compresores de gas en serie.....	235
7.5.2 Teoría de relaciones de compresión iguales para compresores de gas en serie.....	236
7.5.3 Ejemplo 8.....	240
7.5.4 Ejemplo 9.....	242
7.5.5 Efecto de la caída de presión del refrigerador intermedio sobre la relación de compresión. ... .....	244
7.5.6 Ejemplo 10.....	246
7.5.7 Regla de relaciones de compresión iguales para más de dos compresores en serie.. .....	248
8. Transferencia de calor.....	250
8.1 Mecanismos de transferencia de calor .....	251
8.2 Ecuaciones básicas de conducción y convección .....	252
8.2.1 $\Delta T$ Efectivo.....	254
8.2.2 Aproximación.....	257
8.3 Líquidos de vaporización.....	258
8.4 balance de calor básico .....	261
8.4.1 Unidades de calor.....	261
8.4.2 Ejemplo 1.....	263
8.4.3 Ejemplo 2.....	268
8.5 Coeficiente global de transferencia de calor.....	269
8.5.1 Conductividad térmica de sólidos.....	271
8.5.2 Coeficientes de película del fluido.....	273

---

8.5.3 Propiedades del fluido.....	275
8.5.4 Efecto de la velocidad.....	278
8.5.5 Factores de ensuciamiento.....	280
9. Tipos de Intercambiadores de calor.....	281
9.1 Generalidades de intercambiadores de tubos y coraza.....	281
9.2 Factor de corrección de LMTD.....	290
9.2.1 Ejemplo 1.....	291
9.3 Colocación de fluidos.....	297
9.4 Estimación del diseño Mecánico.....	298
9.5 Intercambiadores compactos.....	301
9.5.1 Intercambiadores de placas y marcos.....	301
9.5.2 El factor Theta.....	304
9.5.3 Determinación de LMTD.....	304
9.5.4 Coeficientes de transferencia de calor.....	305
9.5.5 Caída de presión.....	307
9.5.6 Corrosión / Ensuciamiento.....	307
9.5.7 Consideraciones Generales.....	307
9.6 Intercambiadores de aluminio brazado.....	309
9.6.1 Intercambiadores de aletas de placa.....	309
9.7 Intercambiadores de calor de circuito impreso.....	316
9.8 Intercambiadores de tubo en tubo.....	319
9.9 Calentadores indirectos.....	323
9.10 Calentadores directos.....	325

---

9.10.1 Configuraciones comunes de calentadores .....	330
9.10.2 Suministro de aire y extracción de gases de combustión.....	333
9.10.3 Secciones radiantes y de convección. ....	334
9.10.4 Quemadores. ....	335
9.10.5 Diseño de pila. ....	338
9.11 Enfriadores aéreos.....	341
9.11.1 Cálculos de transferencia de calor. ....	344
9.12 Enfriadores combinados.....	360
9.13 Elección de intercambiadores de calor .....	361
10. Conclusiones .....	363
11. Recomendaciones .....	364
Referencias bibliográficas.....	365

## Lista de figuras

	<b>Pág.</b>
<i>Figura 1.</i> Figura de producción de un libro .....	35
<i>Figura 2.</i> Estadísticas de ventas de libros digitales 2008-2016.....	36
<i>Figura 3.</i> Requerimientos para comprar una colección de libros digitales .....	41
<i>Figura 4.</i> Diagrama P-V-T para un sistema de un único componente .....	53
<i>Figura 5.</i> Diagrama P-T para un sistema de un solo componente.....	55
<i>Figura 6.</i> Figura de presión de vapor para hidrocarburos de parafínicos.....	59
<i>Figura 7.</i> Gráfica de presión de vapor para hidrocarburos parafínicos normales basados en el punto de ebullición normal .....	60
<i>Figura 8.</i> Diagrama T-P-x para un sistema C <sub>2</sub> -nC <sub>7</sub> .....	60
<i>Figura 9.</i> Diagrama de fase típico para una mezcla de gases multicomponente.....	61
<i>Figura 10.</i> Efecto de la composición en la envolvente de fase para el sistema metano-propano	64
<i>Figura 11.</i> Efecto de la caracterización del C <sub>6</sub> + en una envolvente de fase de un gas no retrogrado.....	65
<i>Figura 12.</i> Efecto del CO <sub>2</sub> y el H <sub>2</sub> S en la envolvente de fase de un gas natural.....	69
<i>Figura 13.</i> Uso de la envolvente de fases en la predicción de reservorios.....	70
<i>Figura 14.</i> Envoltentes de fases características para cuatro reservorios.....	71
<i>Figura 15.</i> Diagramas de fase y bombeo .....	72

<i>Figura 16.</i> Tuberías de alta presión .....	73
<i>Figura 17.</i> Efecto de la presión en el procesamiento del control de la temperatura de rocío.....	75
<i>Figura 18.</i> Proceso de refrigeración .....	76
<i>Figura 19.</i> Ejemplo de separador trifásico .....	88
<i>Figura 20.</i> Separador vertical. ....	90
<i>Figura 21.</i> Separador horizontal. ....	90
<i>Figura 22.</i> Tipica distribucion de particulas.....	94
<i>Figura 23.</i> Tipica distribucion de particulas.....	95
<i>Figura 24.</i> Ejemplo de distribución de partícula en un separador .....	98
<i>Figura 25.</i> Viscosidad de una emulsion agua-aceite .....	118
<i>Figura 26.</i> Ventana diseño generalizado para separadores primarios .....	122
<i>Figura 27.</i> Datos ejemplo 2. ....	125
<i>Figura 28.</i> Factor de corrección para separación líquido – líquido .....	127
<i>Figura 29.</i> Single pocket vane.....	129
<i>Figura 30.</i> Double pocket vane. ....	129
<i>Figura 31.</i> Ejemplos de extractores de niebla. ....	134
<i>Figura 32.</i> Extractor de niebla centrifugo.....	135
<i>Figura 33.</i> Extractor de niebla axial .....	135
<i>Figura 34.</i> Eficiencia efectiva de un extractor de niebla centrifugo.....	137
<i>Figura 35.</i> Tuberia medio-abierta interna.....	138
<i>Figura 36.</i> Dispositivo interno tipo paleta.....	139
<i>Figura 37.</i> Dispositivo interno tipo ciclon.....	139
<i>Figura 38.</i> Diferentes tipos de dispositivos rompe-vórtices.....	141

<i>Figura 39.</i> Figura de un separador vertical típico.....	144
<i>Figura 40.</i> Figura de un separador horizontal típico. ....	145
<i>Figura 41.</i> Ejemplo de control de nivel Split-range .....	148
<i>Figura 42.</i> Ejemplo de control de nivel con bomba .....	149
<i>Figura 43.</i> Guía para control de volúmenes en un separador .....	151
<i>Figura 44.</i> Métodos de control para un separador trifásico (1) .....	154
<i>Figura 45.</i> Métodos de control para un separador trifásico (2) .....	154
<i>Figura 46.</i> Métodos de control para un separador trifásico (3) .....	155
<i>Figura 47.</i> Métodos de control para un separador trifásico (4) .....	155
<i>Figura 48.</i> Métodos de control para un separador trifásico (5) .....	156
<i>Figura 49.</i> Métodos de control para un separador trifásico (6) .....	156
<i>Figura 50.</i> Métodos de control para un separador trifásico (7) .....	157
<i>Figura 51.</i> Separación trifásica horizontal con bota .....	157
<i>Figura 52.</i> Rango general de aplicaciones para compresores.....	162
<i>Figura 53.</i> Compresor centrífugo tipo barril. Single-shaft Centrifugal Compressors.....	162
<i>Figura 54.</i> Compresor recíprocante separable.....	164
<i>Figura 55.</i> Compresor recíprocante tipo integral. ....	165
<i>Figura 56.</i> Compresor tornillo rotatorio. ....	166
<i>Figura 57.</i> Rotor de tornillo doble.....	167
<i>Figura 58.</i> Representación compresión por etapas.....	170
<i>Figura 59.</i> Diagrama entalpía – entropía para un gas natural dulce con una densidad relativa entre 0.65 – 0.75.....	171
<i>Figura 60.</i> Relación entre eficiencia isentrópica y politrópica.....	185

<i>Figura 61.</i> Carcasa dividida horizontalmente de un compresor centrífugo.....	187
<i>Figura 62.</i> Carcasa dividida verticalmente de un compresor centrífugo.....	188
<i>Figura 63.</i> Impulsor abierto de palas hacia atrás.....	189
<i>Figura 64.</i> Impulsor cerrado de palas hacia atrás.....	189
<i>Figura 65.</i> Relación entre velocidad específica y diámetro para compresores centrífugos.....	191
<i>Figura 66.</i> Pérdidas estimadas de sellado y rodamientos en compresores centrífugos.....	192
<i>Figura 67.</i> Curva de rendimiento para un compresor centrífugo.....	203
<i>Figura 68.</i> Compresor Axial.....	203
<i>Figura 69.</i> Compresor Centrífugo vs Axial multietapa.....	205
<i>Figura 70.</i> Eficiencia de compresor centrífugo vs axial.....	205
<i>Figura 71.</i> Corte de un compresor reciprocante.....	206
<i>Figura 72.</i> Comportamiento ideal de la curva PV de un compresor reciprocante.....	207
<i>Figura 73.</i> Descripción del compresor reciprocante (1).....	209
<i>Figura 74.</i> Descripción del compresor reciprocante (2).....	210
<i>Figura 75.</i> Descripción del compresor reciprocante (3).....	211
<i>Figura 76.</i> Descripción del compresor reciprocante (4).....	211
<i>Figura 77.</i> Descripción del compresor reciprocante (5).....	212
<i>Figura 78.</i> Diseño típico de planta de compresión de dos etapas.....	213
<i>Figura 79.</i> Válvula de compresor reciprocante.....	215
<i>Figura 80.</i> Eficiencia general para compresores reciprocantes de aire.....	215
<i>Figura 81.</i> Corrección de densidad relativa del gas para la figura 57.....	216
<i>Figura 82.</i> Cuadro de características de un compresor.....	227
<i>Figura 83.</i> Diagrama P-V de un compresor rotatorio.....	230

<i>Figura 84.</i> Eficiencias típicas para compresores de tornillo rotatorio lubricado.....	232
<i>Figura 85.</i> Posibles combinaciones de relaciones de compresión para dos compresores en serie para comprimir un gas de 100 <i>psia</i> a 1600 <i>psia</i> .....	236
<i>Figura 86.</i> Compresor en serie sin caída de presión en el enfriador .....	236
<i>Figura 87.</i> Compresor en serie con caída de presión en el enfriador .....	245
<i>Figura 88.</i> Compresor en serie cambio de presión por enfriador .....	246
<i>Figura 89.</i> Tres compresores en serie.....	248
<i>Figura 90.</i> Equipos de transferencia de calor .....	250
<i>Figura 91.</i> Cambio de temperatura en diferentes tipos de transferencia de calor .....	254
<i>Figura 92.</i> Aproximación para intercambiadores de tubos y coraza. ....	257
<i>Figura 93.</i> Comportamiento relación Q/A con respecto al cambio de temperatura.....	258
<i>Figura 94.</i> Comportamiento de burbujas de gas.....	259
<i>Figura 95.</i> Configuraciones de tubos en intercambiadores. ....	260
<i>Figura 96.</i> Configuración de tubos para enfriadores .....	261
<i>Figura 97.</i> Eficiencia de la temperatura para intercambiadores contraflujo .....	267
<i>Figura 98.</i> Características mecánicas básicas de TEMA.....	283
<i>Figura 99.</i> Guía de números para usar con los Figuras 23-28.....	284
<i>Figura 100.</i> Un tipo de intercambiador tubular .....	285
<i>Figura 101.</i> Tipo de intercambiador tubular (1).....	285
<i>Figura 102.</i> Tipo de intercambiador tubular (2).....	285
<i>Figura 103.</i> Tipo de intercambiador tubular (3).....	286
<i>Figura 104.</i> Tipo común de caldera (1).....	286
<i>Figura 105.</i> Tipo común de caldera (2).....	286

<i>Figura 106.</i> Deflector segmentario individual.....	289
<i>Figura 107.</i> Factor de corrección MTD 1 pase de coraza, 2 o más pases de tubo .....	292
<i>Figura 108.</i> Factor de corrección de MTD 2 pases de coraza, 4 o más pases de tubo .....	293
<i>Figura 109.</i> Factor de corrección de MTD 3 pases de coraza, 6 o más pases de tubo .....	294
<i>Figura 110.</i> Factor de corrección de MTD 4 pases de coraza, 8 o más pases de tubo .....	295
<i>Figura 111.</i> Factor de corrección de MTD (1 paso, tubo de 1 o más filas paralelas) .....	296
<i>Figura 112.</i> Factor de corrección de MTD (2 pasadas, 2 filas de tubos: para más de 2 pasadas use $F = 1.0$ ) .....	296
<i>Figura 113.</i> Estimación del tamaño de un intercambiador de tubos y coraza.....	300
<i>Figura 114.</i> Características generales de un intercambiador de platos. ....	303
<i>Figura 115.</i> Correlación para F en intercambiador de platos .....	305
<i>Figura 116.</i> Relación costo por área de trabajo metro cuadrado en intercambiador de platos... ..	308
<i>Figura 117.</i> Componentes de un intercambiador de calor de aleta de placa de aluminio soldado... ..	310
<i>Figura 118.</i> Intercambiador de aluminio brasado.....	311
<i>Figura 119.</i> Aplicación BAHX en un servicio de refrigeración mecánica.....	314
<i>Figura 120.</i> Curvas de Enfriamiento/Calentamiento para BAHX en Figura 29 .....	315
<i>Figura 121.</i> Orientación de la boquilla para BAHX en Figura 29 .....	316
<i>Figura 122.</i> Intercambiador de calor de circuito impreso. ....	318
<i>Figura 123.</i> Algunos detalles de tubos con aletas y en intercambiadores tubo a tubo. ....	322
<i>Figura 124.</i> Calentador indirecto.....	324
<i>Figura 125.</i> Tipos básicos de calentadores de combustión directa con tubos horizontales .....	326
<i>Figura 126.</i> Tipos básicos de calentadores de combustión directa con tubos verticales.....	328

---

<i>Figura 127.</i> Calentador de tubo horizontal de cabina.....	331
<i>Figura 128.</i> Calentador vertical de tubo recto .....	333
<i>Figura 129.</i> Variación del tiro de pila con elevación para un calentador encendido .....	340
<i>Figura 130.</i> Los dos tipos básicos de enfriadores aéreos. ....	343
<i>Figura 131.</i> Correlación aproximada de potencia del ventilador .....	351
<i>Figura 132.</i> Combinación de enfriador de aire-agua.....	361

## Lista de tablas

	Pág.
Tabla 1. <i>Comparación separador vertical y horizontal</i> .....	87
Tabla 2. <i>Tensiones superficiales típicas</i> .....	96
Tabla 3. <i>Valores A y N para ecuación</i> .....	102
Tabla 4. <i>Valores de Ks para separadores</i> .....	105
Tabla 5. <i>Valor de m</i> .....	109
Tabla 6. <i>Valores de F como función de la altura de un líquido en un separador horizontal</i> ....	112
Tabla 7. <i>Tiempos de tención típicos</i> .....	114
Tabla 8. <i>Guía para la separación gas-aceite</i> .....	114
Tabla 9. <i>Tiempos de retención de acuerdo a la densidad relativa del aceite.</i> .....	121
Tabla 10. <i>Criterios de dimensionamiento.</i> .....	130
Tabla 11. <i>Guía comparativa de selección de compresores</i> .....	160
Tabla 12. <i>Unidades comúnmente empleadas</i> .....	172
Tabla 13. <i>Eficiencia de compresores.</i> .....	173
Tabla 14. <i>Valores de <math>\Delta h</math> y R para ecuación 7.5</i> .....	177
Tabla 15. <i>Capacidad calorífica molar de hidrocarburos <math>Btu/(lbmol - R)</math></i> .....	178
Tabla 16. <i>Valores típicos de coeficientes globales de transferencia de calor</i> .....	270
Tabla 17. <i>Conductividad térmica en diferentes materiales</i> .....	272

Tabla 18. <i>Coefficientes para la ecuación para flujo turbulento en intercambiadores de carcasa y tubo</i> .....	276
Tabla 19. <i>Conductividad térmica de materiales líquidos y gaseosos</i> .....	277
Tabla 20. <i>Factores de incrustación típicos</i> .....	281
Tabla 21. <i>Comparación entre intercambiar de tubos y carasa con uno de platos</i> .....	308
Tabla 22. <i>Coefficientes generales de transferencia de calor típicos (basados en el área del tubo desnudo)</i> .....	344
Tabla 23. <i>Altitud y presiones atmosféricas</i> .....	350
Tabla 24. <i>Área aproximada del tubo desnudo versus tamaño de la unidad</i> .....	352
Tabla 25. <i>Efecto del espesor de pared al costo</i> .....	356
Tabla 26. <i>Efecto del número de filas en el costo</i> .....	356
Tabla 27. <i>Efecto de la longitud del tubo en el costo</i> .....	357

## Resumen

**Título:** Desarrollo de material didáctico para asistir el diseño y simulación de operaciones básicas de procesos en plantas de gas.\*

**Autor:** Fidel Augusto Hernández Ardila \*\*

**Palabras claves:** Plantas de gas, diseño, metodología, simulación, libros digitales

## Descripción

Este proyecto pretende desarrollar un libro digital didáctico enfocado en las operaciones básicas de procesos de plantas de gas cuyo libro servirá para tener los conocimientos teóricos requeridos en la elaboración de casos de estudios o simulación. Para lograr este objetivo este libro cuenta con Figuras, Figuras, y ejemplos prácticos que evidencian el diseño y el proceso detallado de estas operaciones. La manera en la que están estructurados estos textos digitales es para que el estudiante pueda seguir un camino efectivo, conciso y detallado en el diseño y aplicación de las operaciones básicas de una planta de gas y así adquirir el conocimiento con mayor facilidad obteniendo la información exacta y puntual.

Con el fin de ayudar al entendimiento y comprensión de estos temas cada texto digital cuenta con ejemplos a condiciones reales de operación, con el fin de que el aprendiz pueda ver de manera práctica como se realizan los procesos de selección de separadores, compresores e intercambiadores de calor y también para poder obtener los criterios básicos de selección de acuerdo con la operación que se esté realizando.

Finalmente los resultados están evidenciados en 6 libros digitales que comprenden cada uno de los temas de las operaciones básicas en una planta de gas tales como compresión, separación bifásica, separación trifásica, transferencia de calor, Tipos de intercambiadores de calor y comportamiento cualitativo de fases.

---

\* Trabajo de grado

\*\* Facultad de Ingenierías Físicoquímicas. Escuela de Ingeniería de Petróleos. Director: Manuel Enrique Cabarcas Simancas, Magíster en Ingeniería Química

### Abstract

**Title:** Development of didactic material to assist the design and simulation of basic operations of processes in gas plants.\*

**Author:** Fidel Augusto Hernandez Ardila\*\*

**Keywords:** Gas plants, design, methodology, simulation, digital books.

### Description

This project aims to develop a didactic digital book focused on the basic operations of gas plant processes whose book will serve to have the theoretical knowledge required in the development of case studies or simulation. To achieve this objective, this book has graphics, diagrams, and practical examples that demonstrate the design and detailed process of these operations. The way in which these digital texts are structured is so that the student can follow an effective, consistent and detailed path in the design and application of the basic operations of a gas plant and thus acquire knowledge more easily obtaining accurate information. And punctual.

In order to help the understanding and understanding of these issues, each digital text has examples of real operating conditions, so that the apprentice can see in a practical way how the selection processes for separators, compressors and heat exchangers are carried out. Heat and also to be able to obtain the basic selection criteria according to the operation being carried out.

Finally, the results are evidenced in 6 digital books that cover each of the topics of basic operations in a gas plant such as compression, two-phase separation, three-phase separation, heat transfer, types of heat exchangers and qualitative phase behavior.

---

\* Degree work

\*\* Faculty of Physicochemical Engineering. Petroleum Engineering School. Director: Manuel Enrique Cabarcas Simancas, Master in Chemical Engineering

## Introducción

En la actualidad es un hecho que un gran porcentaje, la forma en la que accedemos a la información es de manera digital debido a que es una manera más práctica y mucho menos costosa. Por lo cual se puede observar que las nuevas publicaciones o investigaciones son publicadas por este medio, teniendo en cuenta lo anterior se puede entender que publicar un tema por un medio digital de manera bien estructurada y didáctica; le dará una ventaja al lector para entender este tema ya que podrá tener acceso a Figuras, tablas y diferentes herramientas de alta calidad que le ayudaran a la comprensión del mismo.

En el ámbito petrolero los libros digitales también han empezado su incursión ya que un tema tan complejo como las operaciones petroleras en sus ámbitos de exploración, explotación y producción, se hace necesario acudir a estos medios digitales con el fin de poder acceder a este conocimiento de una manera más práctica y sencilla, de esta forma la comprensión sobre yacimientos, equipos de operación en superficie y métodos de producción y tratamiento de gas pueden ser explicados y detallados de una manera más amigable para el aprendiz en donde toda la información no le impacte y lo abrume, en cambio sea más atractiva con la utilización de Figuras tablas y graficas de manera digital lo cual generara un interés y una comprensión más rápida sobre un tema en específico.

Con el fin de ayudar a una mejor comprensión y aplicación de los procesos de operaciones básicas en una planta de gas este proyecto otorga los libros digitales correspondiente a compresión, separación bifásica y trifásica, transferencia de calor, tipos de intercambiador de calor y comportamiento cualitativo de fases. De esta forma el aprendiz con este proyecto tendrá

las herramientas y las facilidades de comprender y aplicar estos temas de una manera sencilla, practica y eficaz donde el proceso de aprendizaje será mucho más didáctico que siguiendo un libro común y corriente por medio de diagramas, Figuras, tablas y ejemplos prácticos que facilitaran el desarrollo de este objetivo.

## 1. Objetivos

### 1.1 Objetivo general

Desarrollar material didáctico bajo la modalidad de textos digitales para asistir el diseño y simulación de operaciones básicas de procesos en plantas de gas.

### 1.2 Objetivos específicos

Revisar la bibliografía existente a cerca de las tendencias modernas y metodologías para la elaboración de material didáctico bajo la modalidad de libros y textos digitales ilustrados.

Realizar una revisión bibliográfica de los temas de comportamiento de fases, separación bifásica y trifásica, compresión e intercambiadores de calor que hacen parte del módulo de Operaciones Básicas de Proceso perteneciente a la asignatura de Ingeniería del Gas.

Elaborar un libro digital para ilustrar de manera didáctica los temas y ejercicios con aplicaciones prácticas que hacen parte del módulo de Operaciones Básicas de Proceso.

Desarrollar casos de estudios de diseño y simulación en formato digital para cada uno de los temas que componen el módulo de operaciones Básicas de Proceso.

## 2. Generalidades de un libro digital

### 2.1 ¿Que es un libro digital?

Definir un libro digital es un trabajo arduo debido a la ambigüedad que esta definición representa ya que el libro digital está ligado a la tecnología que se disponga o que se va a disponer en un futuro, es decir la definición de un libro digital se ira modificando a medida que nuevas tecnología aparezcan y nuevos medios de difusión sean utilizados. Esta situación es similar a un libro de texto tradicional por ejemplo antes de la invención de la imprenta en Europa se publicaban 1000 libros anuales, en 1950 se producían 120.000. La publicación de los libros que en la edad Media habría requerido un siglo se hacía en 10 meses, para alcanzar en los años 70 la cifra de 1000 libros diarios triplicándose esta cifra en el año 2000 (Tofler, 1975). (Toledo & Sánchez Sevilla, 2002)

Tomando en cuenta lo anterior un libro digital puede definirse de manera general como un texto que puede ser visualizado y transportado en un formato electrónico tales como softwares especializados o equipos portátiles para la lectura de los e-book o libros digitales. (Toledo & Sánchez Sevilla, 2002)

La discusión del libro electrónico ha sido mixta y se centró principalmente en bibliotecas y comunidades literarias. Midgley informa (como se cita en Wilson, 2003) que, si bien algunos autores han proclamado que los libros electrónicos representan el futuro de la lectura, otros han explicado que leer en una pantalla es una experiencia desagradable que ha obstaculizado y continuará obstaculizando el crecimiento de libros electrónicos (Weeks, 2002). Al mismo

tiempo, la última generación de lectores ha estado expuesta a los libros electrónicos a menudo antes de que puedan leer o incluso caminar a través de los juguetes populares de los niños y a través de las características de lectura en DVD y videojuegos para niños (Johnson & Harroff, 2006).

Los resultados de un estudio realizado en 2004 por el National Endowment for the Arts titulado "Lectura en riesgo: una encuesta de lectura literaria en Estados Unidos" informaron que menos de la mitad de los estadounidenses mayores de 18 años leen libros, novelas, cuentos, o juega. Del mismo modo, un nuevo estudio realizado por la Encuesta Nacional de Estudiantes Universitarios de Estados Unidos encontró que la mitad de los estudiantes universitarios de cuatro años y el 75% de los estudiantes universitarios de dos años carecen de habilidades cruciales de alfabetización. Además, Charlotte Johnson y William Harroff (2006) declararon:

Es más probable que los libros electrónicos sean parte de la solución y no un síntoma del problema del analfabetismo. En lugar de centrarse únicamente en digitalizar textos impresos y preocuparse por redefinir el término libro, los editores de materiales electrónicos deberían aprovechar al máximo los estilos de inclinación multimodal que pueden abordarse mediante publicaciones electrónicas bien diseñadas. (p. 10). (Buzetto-More, Sweat-Guy, & Elobaid, 2007)

Para exponer las diferencias entre libro digital y libros de texto convencionales además de su formato de entrega y presentación cabe resaltar que los libros digitales pueden contener animaciones, videos, imágenes, animaciones y contenido multimedia.

A continuación se exponen las ventajas del libro digital: (Sotomayor Martínez, Febrero de 2015)

1) Preservan lo escrito: No se desgastan ni desencuadernan, y es posible recuperar un archivo perdido o volver a acceder al contenido online, respaldado en los servidores de las editoriales.

2) Posibilidad de imprimirlos: Muchos libros digitales pueden ser impresos, obteniendo las ventajas de la versión en papel.

3) Facilidad de actualización: Pueden ser editados rápidamente para corregir errores o añadir información, incluso pueden usarse libros libres de derechos o con autoría colaborativa.

4) Facilitan la investigación: La navegabilidad y la búsqueda introduciendo palabras clave favorece la investigación dentro del libro y a partir de él.

5) Anotaciones: Es posible añadir notas o comentarios al margen, sin dañar la obra original.

6) Adecuada para estudiar idiomas: Al poder incluir audio, vídeo y diccionarios multilingües, los libros digitales son una buena herramienta para el aprendizaje de idiomas.

7) Atención a la diversidad: Los contenidos se pueden adaptar a personas con discapacidad visual y/o auditiva, modificando los textos o incluyendo lectura con voz.

8) Texto enriquecido: Se pueden incluir enlaces a páginas web o vínculos a recursos multimedia para relacionar los contenidos con información adicional.

9) Portabilidad y capacidad de almacenamiento: No sólo es ventajoso que un solo libro digital ocupe menos que su equivalente en papel, sino que permite tener en la mano miles de volúmenes y llevarlos a cualquier parte cómodamente.

10) Publicación en línea: Los libros publicados pueden recibir retroalimentación, como comentarios o correcciones, con los que puede mejorar la calidad del libro.

11) Impacto ambiental: No se necesita tinta ni papel, reduciendo el impacto en los bosques, y se evita la contaminación asociada al transporte de los libros en papel.

12) Rápidos y baratos de producir: Al ahorrarse la construcción física del libro, se ahorra en papel, impresión, transporte y distribución, así como en los intermediarios.

También este documento expresa las respectivas desventajas de los libros digitales: (Sotomayor Martínez, Febrero de 2015)

1. Necesidad de un dispositivo informático: Para manipular los libros digitales se necesita un dispositivo, bien sea un e-reader o tablet, o bien un ordenador.

2. Dificultad de acceso a la tecnología: Para algunos países o sectores es complicado acceder a la tecnología, teniendo en cuenta además que la obsolescencia programada probablemente hará que un equipo existente deba ser repuesto a medio plazo.

3. Alimentación del soporte: Aunque los e-readers y tablets gastan poca energía, necesitan una fuente de alimentación para recargar las baterías, cosa que no precisan los libros tradicionales.

4. Costumbre analógica: Muchas personas no están dispuestos a cambiar sus hábitos hacia la lectura en soportes digitales.

5. Oferta menor: Actualmente la oferta digital no es tan amplia como la de libros impresos, y la existente es cara. Esto último se debe a que, ante el problema sin solucionar de la piratería digital, la industria editorial no facilita la implantación de los libros digitales

6. Derechos de autor: es más difícil salvar los derechos de autor del contenido, puesto que es más fácil realizar copias, tanto legales como no autorizadas.

7. Requisitos tecnológicos: Para acceder a un libro, el dispositivo de lectura debe cumplir unos requisitos mínimos, definidos por parte de la editorial, como memoria disponible, velocidad

del procesador o versión del navegador web. Los libros enriquecidos con enlaces web suelen necesitar un navegador con algún plugin específico, y los libros offline a menudo necesitan un software concreto. En ocasiones este software puede no estar disponible para el sistema operativo de nuestro equipo (Windows, Linux, MacOS, Android, iOS...).

## 2.2 Uso de libros digitales

El uso de libros digitales se relaciona con la clasificación de estos mismos

A continuación se puede observar una clasificación basada en la monografía “El libro electrónico: el caso de tecnologías de información y las comunicaciones aplicadas a la educación” (Malagón & Frías, 1997), y una hecha en el libro “De la multimedia a la hipermedia” de Díaz, Catenazzi y Aedo. (Camargo Henao, s.f.)

1. Libros textuales: compuesto únicamente por texto y las páginas están organizadas en forma lineal.
2. Libro parlante (Audiobook): incluye sonidos grabados. Pueden ser narraciones de páginas de información.
3. Libro de dibujos estáticos: contiene sólo imágenes.
4. Libro de dibujos animados: contiene animaciones y videos en movimiento.
5. Libro multimedia: combina texto, imagen, animación, video y sonido.
6. Libro polimedia: utiliza diferentes medios para transportar su información, por ejemplo: papel, CD-ROM, discos ópticos, redes, entre otros.

7. Libros hipermedia: son libros multimedia, pero con hipertextos, es decir, con una estructura no lineal.

8. Libros inteligentes: incorporan técnicas de inteligencia artificial (sistemas expertos o redes neuronales) para proporcionar al lector servicios avanzados, como la capacidad de adaptarse dinámicamente al interaccionar con él.

9. Libros telemáticos: Requiere el uso de facilidades de las telecomunicaciones para proveer características especiales como la participación del mismo en teleconferencias, el envío de correos electrónicos, y acceso remoto a recursos como las bibliotecas digitales.

10. Libros ciberespaciales: ofrecen facilidades de realidad virtual.

Como se puede observar con esta versificación de los tipos de libros digitales sus usos pueden variar entre el nivel académico, de entretenimiento, de educación infantil, joven y adulta; Aunque cabe destacar que la lectura de textos extensos no es primordialmente preferida a hacer es en un medio electrónico en cambio sí en un medio impreso tradicional.

Los libros electrónicos están cambiando las formas en que las bibliotecas proveen servicios y constituyen un importante potencial de desarrollo. Por su propia naturaleza dinámica y articulación de contenidos despiertan un enorme interés, no siempre exento de polémicas y detracciones. Su potencial en las áreas de educación e investigación es ampliamente reconocido, tanto como el que actualmente tienen las revistas electrónicas (Arévalo, Cordón García, & Gómez Díaz, 2011)

Hay dos cuestiones que están en la base de la incorporación de los libros electrónicos en las bibliotecas universitarias, por una parte el aprovechamiento de la innovación tecnológica y por otra la necesidad cada vez más evidente de materiales para las nuevas formas de aprendizaje e

investigación. Los bibliotecarios por lo general muestran una actitud entusiasta hacia los libros electrónicos, los estudiantes debido a su carácter de “nativos digitales” por lo común se sienten más a gusto con los formatos digitales, y para los investigadores cada vez cobra más importancia el medio digital como contexto para documentarse en el desarrollo de sus tareas. Estas afirmaciones se extraen de la encuesta llevada a cabo por el JISC (2009) durante el 2008 y 2009, donde el uso libros electrónicos implica al 65% de la en la comunidad universitaria de Reino Unido. (Arévalo, Cordon García, & Gómez Díaz, 2011)

Por otra parte las compañías editoriales que ofertan libros electrónicos están desarrollando diferentes soluciones dirigidas a las bibliotecas, principales proveedoras de libros electrónicos a estudiantes e investigadores. Aunque la fórmula más aceptada es la de grandes bases de datos a texto completo que proporcionan los libros en formato PDF, bien sea de manera monográfica o por capítulos. Se trata de una experiencia que complementa y enriquece las formas de lectura tradicional que incorpora una serie de ventajas indudables como es la amplia disponibilidad espacio temporal, la capacidad multiusuario, las posibilidades de búsqueda y recuperación, y la incorporación de recursos multimedia. (Arévalo, Cordon García, & Gómez Díaz, 2011)

### 2.3 Libros electrónicos a nivel económico

Se tiende a creer como idea general que el costo de un libro electrónico es sustancialmente más barato, sin embargo el costo de producción de un libro digital es similar a un libro de texto a excepción del costo de impresión y encuadernamiento. A continuación se muestra el proceso de una producción de un libro impreso tradicional:

1. Parte creativa. Que es cuando el autor genera el contenido y una vez finalizada su obra la presenta en una editorial o a un agente literario, que representa al autor (una figura requerida cada vez más por las editoriales).

2. Una segunda parte de producción editorial. Donde a la cabeza del proceso está el editor que evaluará si lo que el autor ha escrito es susceptible de ser publicado; más un traductor (si la obra original es en otro idioma), un corrector, un diseñador y/o maquetador y un revisor.

3. El tercer proceso lo conforman la impresión y la encuadernación.

4. Un cuarto proceso está destinado al almacenaje, la distribución y la comercialización del producto; incluye la implantación de este en el punto de venta, sea una librería física o una digital, o una biblioteca.

5. Y, finalmente, la difusión y promoción del producto en medios *online* y *offline*: marketing (Eguaras, 2013).

En el caso de un libro digital el proceso de producción es el mismo a excepción de la impresión y encuadernación como se mencionó anteriormente; y este ahorro representa un 10% en el coste total de la producción de un libro digital lo que refleja que la ventaja de un libro digital más que su coste de producción es la ventaja de la accesibilidad del libro en los medios electrónicos y la portabilidad del mismo.

Ahora en torno al costo de producción del libro digital se tiene que tener en cuenta ciertas variables que no se consideran en un libro convencional ya que proceso de las nuevas tecnologías y la mecánica de un libro digital como la creación de ficheros Xmls y la estructuración de formatos integrando los metadatos.

Otro concepto a tener en cuenta es que las plataformas de distribución, almacenaje y comercialización de los libros digitales terminan llevándose un alto porcentaje de PVP del libro; es decir el mismo proceso que ocurre con los libros de texto tradicional.

Para mostrar unos porcentajes generales empresas como librandas, casa del libro y Google retienen de un 30-50% del PVP del libro digital si se trabaja con sus librerías afiliadas; o un 17-20% si los títulos los gestiona el editor directamente con otros canales. (Eguaras, 2013)

A continuación se presenta el Figura de producción de un libro



Figura 1. Figura de producción de un libro

En Colombia el libro electrónico comenzó a comercializar en el año 2008 y a continuación se presenta un infograma con la información del aumento del consumo de libros digitales a nivel nacional del año 2008 al año 2016. (Cámara Colombiana del Libro, sf)



Figura 2. Estadísticas de ventas de libros digitales 2008-2016. Adaptado de Cámara Colombiana del libro CCL

Como se puede observar en el infograma desde el 2008 al 2016 el uso de libros digitales se cuadruplicó aunque en Colombia en su amplia mayoría se consumen libros impresos, los libros digitales han ido adquiriendo relevancia a través del tiempo; se puede observar que mayoritariamente para uso universitario, escolar y literario respectivamente.

También cabe destacar que los e-books manejan un mercado del 2.90% en la venta de libros en el país, según la CCL se mueven 65.200 millones de pesos en ventas de libros digitales al año, donde se puede observar que estas ventas se dan en medios digitales tales como Amazon, Apple, Imes Nobile y kobo aunque gran parte del mercado es acaparado por Amazon.

Este comportamiento de los libros digitales ha provocado que las editoriales empiecen a trabajar con este nuevo producto ya que es un nicho económico que empieza un notable crecimiento; por lo cual las editoriales colombianas han empezado proyectos para tener en sus

catálogos diferentes libros en formato digital de esa forma expandir el mercado que tiene un rentable porcentaje de crecimiento.

El reporte de la CCL también expone que la complicación más grande para expandir el uso de libros digitales es la necesidad de tener un dispositivo electrónico que en la actualidad tiene un costo alrededor de los 500.000 pesos para tener acceso a libros digitales tal como una tablet u otro dispositivo especializado. (La República, 2018)

En conclusión los libros digitales son una opción rentable para autores y lectores aunque también requieren ciertos costos para su publicación la facilidad de acceso y la opción de tener herramientas como animaciones y programas interactivos en el mismo libro los hace una opción muy apreciable sobre todo para fines educativos, lo cual genera una gran oportunidad económica al momento de desarrollar estos libros.

#### 2.4 Los libros electrónicos en la universidad

Las unidades de información o bibliotecas universitarias han evolucionado hacia el nuevo concepto de Centros de Recursos y Aprendizaje para la Investigación (CRAI) generando un ambiente dinámico en el que se pueden integrar diferentes tipos de recurso para apoyar los procesos de enseñanza aprendizaje en las universidades. En este sentido, Oliva y Sánchez (2015) mencionan que el origen del CRAI es del mundo anglosajón, tras la transformación de las Bibliotecas Universitarias en los denominados Learning Resources Centre. Refieren que en estos centros existe una simbiosis entre la biblioteca digital y la tradicional biblioteca física, auspiciada por otros servicios inherentes a la comunidad universitaria. De esta forma, el usuario se

transforma en el paradigma catalizador del CRAI, en detrimento del documento y con la premisa de facilitar el proceso de aprendizaje.

Los factores que han provocado un aumento de la importancia de los libros electrónicos son variados: (Arévalo, Cordon García, & Gómez Díaz, 2011)

- El crecimiento y amplia aceptación de otros recursos electrónicos como revistas y bases de datos.
- El desarrollo de programas de enseñanza basados en el autoaprendizaje.
- La importancia que va cobrando la enseñanza virtual o e-learning. La facilidad con que la información electrónica se puede crear, actualizar, copiar y difundir.
- El desarrollo cada vez más arraigado de la comunicación a través de redes virtuales.
- El desarrollo de programas específicos para la elaboración de textos y manuales electrónicos.
- La ampliación de la oferta editorial y la implicación del sector en el desarrollo de aplicaciones de Campus.
- El crecimiento del aprendizaje colaborativo y el CrossCampus.
- La implicación de agregadores y distribuidores en la mejora de las plataformas de difusión electrónica y en la incorporación del libro electrónico como parte de la oferta.
- Las iniciativas emprendidas por algunas universidades en la línea de sustitución del papel por los formatos digitales y en la adopción de dispositivos como el Kindle o el iPad para acometer estas transformaciones.

Teniendo en cuenta lo anterior las universidades con el crecimiento tecnológico se han adaptado a actualizar sus recurso por medio digital ya que es deber de las instituciones adaptarse a los cambios económicos, tecnológicos, sociales y culturales por tal razón se han adquirido nuevas fuentes de información tales como libros, artículos e investigaciones para diferentes especialidades de forma digital de tal forma los estudiantes pueden tener acceso a diferentes fuentes de algún tema en específico con mayor facilidad y velocidad que con los libros tradicionales.

También es una realidad que los nuevos estudiantes de las universidades son usuarios digitales que se rigen por reglas de la tecnología digital por lo cual estos usuarios deben ser atendidos por este medio ya que estos usuarios están diseñados para obtener la información por medio digital debido a la globalización tecnológica. Prensky (2010) cuestiona ¿Cómo denominar a estos “nuevos” estudiantes del momento? Algunos los han llamado N-GEN, por Generación en Red (net, en inglés), y también D-GEN, por Generación Digital. Por mi parte, la designación que me ha parecido más fiel es la de “Nativos Digitales”, puesto que todos han nacido y se han formado utilizando la particular “lengua digital” de juegos por ordenador, vídeo e Internet.

El que los estudiantes universitarios, docentes e investigadores cuenten con dispositivos móviles hace que la conexión con la biblioteca sea una actividad permanente para acceder la información, contenida principalmente en libros electrónicos, en este sentido debido a la diversidad de carreras de ingeniería, la biblioteca tiene que programar el desarrollo de su colección de libros electrónicos, negociando con las editoriales especializadas y basada en la cantidad de títulos utilizados. (Verde López, 2016)

Para Rosas, Plata y Juárez (2015) en universidades de otros países: El libro electrónico ha sido aceptado en las bibliotecas académicas de México. Se ha vuelto una opción que gana

terreno, por lo que el mercado editorial ha tenido que realizar cambios en sus Figuras de ventas hasta el punto de permitir la compra de título a título y a perpetuidad, ya no sólo por suscripción. Esto hace que la selección y adquisición sean más accesibles ahora, debido a la negociación de los responsables de las bibliotecas con las casas editoras

En la actualidad el proceso más común en las universidades es adquirir nuevas colecciones de libros digitales teniendo en cuenta las solicitudes de los estudiantes, debido a que son tantas las disciplinas y carreras en una universidad es más beneficioso obtener las colecciones de libros digitales que soliciten docentes y estudiantes según se requieran.

En ese sentido, D'Agostino (2010), opina que en lugar de centrarse en los libros descargables en EReaders o móviles, las bibliotecas universitarias han creado enormes bases de datos de libros electrónicos que los estudiantes y profesores pueden leer sólo en las pantallas de la computadora. El resultado, como muestra en sus estudios el Proyecto Observatorio Nacional de Libros Electrónicos de JISC. Dice que estas colecciones se utilizan casi exclusivamente para la búsqueda de información rápida (escaneo) en vez de material para la lectura como sí, son los libros electrónicos especializados.

Es evidente que la integración de libros electrónicos en bibliotecas universitarias es creciente, aunque no todas lo están haciendo de la misma manera, ya que exige cambios que requieren un replanteamiento de recursos, de mecanismos de difusión y de estrategias de comunicación. Las tareas a llevar a cabo pasan por (Mincic-Obradovic, 2010):

- 1) Determinar la estrategia de gestión de la colección.
- 2) Evaluar los diferentes modelos.
- 3) Proporcionar soporte interno (Personal, recursos).

- 4) Implementaciones técnicas.
- 5) Elegir vendedores.
- 6) Integración en el OPAC.
- 7) Comunicación a los usuarios.
- 8) Obtención de estadísticas.
- 9) Evaluación.
- 10) Revisión y mejora.

Para terminar se muestra la figura 3 con los requerimientos aconsejados a tener en cuenta antes de comprar un o una colección de libros digitales por parte de la universidad



Figura 3. Requerimientos para comprar una colección de libros digitales

## 2.5 El futuro de los libros digitales

En los años que vienen el uso de libros digitales va ir aumentando con mayor frecuencia debido a que medida que pase el tiempo mayor cantidad de gente va a tener accesibilidad a medios digitales y a nuevas tecnologías que permitirán el acceso a plataformas de libros digitales, también es necesario tener en cuenta que con las nuevas tecnología que se creen nuevas formas de libros digitales podrán ser aplicadas.

En ese sentido, Manuel Gil Espín, director de Estrategia MAG Consultoría del Libro, consultoría especializada en diseño de redes comerciales del libro, analógicos y digitales, reconoce que «en los últimos años, se observa una adaptación y un seguimiento importante de experiencias digitales de otros continentes. Y aunque los ritmos son desiguales, el cambio de chip comienza a observarse. Un elemento a incorporar es el diseño de canales de e-commerce integrales, sobre todo de cara a canales bibliotecarios e institucionales», como hacen en EbiblioMadrid, con más de 3.000 ebooks de préstamo bibliotecario gratuito. (Que-leer, 2019)

También se puede observar en los últimos estudios que las ventas y licencias de libros digitales han aumentado en los últimos años según el informe Evolución del mercado digital 2018, «la venta de licencias de libros electrónicos a las bibliotecas alcanzó el 3% del total de las ventas digitales en 2017 en comparación con el 2% alcanzado en 2016.». Asimismo, «las ventas derivadas de las plataformas de suscripción, especialmente en Estados Unidos, Alemania, España y México, se están volviendo cada año más relevantes para las editoriales, alcanzando el 6% de las ventas digitales totales en 2017 en comparación con el 5% que representaba en 2016.»

Asi mismo en diferentes informes se registra el aumento de las ventas de los libros digitales han ido en aumento, según el citado informe «Las editoriales de España representadas por la

plataforma Bookwire.es, cerca de 400 sellos editoriales entre España y América Latina, han experimentado un crecimiento de ventas de ebooks del 52% en 2017 respecto a 2016.». (Queleer, 2019)

Con estos antecedentes mencionados anteriormente se puede ver que los libros en formato digital cada vez tienen más relevancia y no es de extrañar debido a que vivimos en el tercer movimiento cultural es el electrónico donde las nuevas generaciones optarán obtener información, conocimiento y entretenimiento de forma virtual donde lo más relevante tendrán a ser cifras y documentos del ciber espacio como lo menciona Brikets (1999: 97), no habrá más historia a la manera tradicional ya que “El modo en que recibimos la información determina nuestras maneras de experimentar e interpretar la realidad”, por lo que gran parte de los hechos relevantes tendrán lugar fuera del eje espacio-tiempo, será virtual como se mencionó anteriormente entre cifras.

También cabe resaltar que en el torno de la educación los libros digitales tendrán mayor relevancia en el futuro ya que con las nuevas generaciones la manera para introducir y compartir nuevos conocimientos será de manera virtual debido a que los estudiantes estarán más adaptados al manejo de esta nueva tecnología y más importante es que se podrán incorporar diferentes herramientas como links asociados, animaciones, ejercicios interactivos que ayudaran a resolver dudas de una mejor manera y a entender temas en específico con mayor facilidad.

Es necesario resaltar que esto no significa que los libros tradicionales dejen de existir estos seguirán teniendo su misma importancia y relevancia lo que sí cabe mencionar es que los nuevos usuarios tendrán a manejar ambos tipos de textos en conforme a las necesidades y gustos de cada individuo por ejemplo para novelas y textos no académicos aún se prefiere el texto ordinario ya que para el lector es más placentero llevar este tipo de libros de la manera tradicional.

Ahora bien, tanto los libros de hipertexto como los de orden literario, académico, técnico y especializado se pueden obtener con más ventajas ya que este tipo de documentos desde la misma pantalla acceden a otros títulos, documentos con relación al tema, música, videos y lo que corresponda para completar de mejor manera el entendimiento de un tema y su aprendizaje. De esta forma el lector de un libro digital deja su estatus de lector pasivo y se vuelve un lector semi activo ya que puede escoger cuánto puede profundizar del tema y trazar su propio camino de aprendizaje lo cual es una ventaja para el libro digital ya que libera al lector del dominio del autor y se hace una experiencia más agradable.

Desde el punto de vista del autor, se tendrá que tener en cuenta la nueva complejidad técnica para el diseño y estructuración del contenido del libro digital ya que podría necesitar la incorporación de diferentes tipos de profesionales para añadir la interactividad requerida en los textos digitales, sin embargo una ventaja para el autor será la facilidad para editar y renovar el contenido de la información en un libro o texto digital ya que con el texto anterior se pueden hacer las alteraciones y modificaciones requeridas lo que a su vez pueden llegar al lector las renovaciones y las nuevas ediciones del texto digital seguido y así generar nuevos ingresos de una manera más práctica y sencilla. (Romero, 2014)

## 2.6 Creación de libros digitales

Para la creación de libros digitales lo primero a tener en cuenta es el tipo de libro digital que se quiera realizar con esto se refiere al formato del libro digital, esto debido a que los libros digitales se pueden empaquetar en distintos formatos de archivos, siendo este aspecto muy

importante a tener en cuenta debido a que los lectores de libros electrónicos solo soportan un número limitado de formatos.

Al igual que en diferentes tipos de programas y aplicaciones los libros digitales manejan dos grandes formatos los libres o abiertos que pueden ser usados por cualquiera sin restricciones legales de uso y formatos cerrados y con restricciones los cuales se necesitan licencias o permiso de uso para tener acceso a los mismos.

Además es necesario tener en cuenta que algunos archivos pueden estar protegidos para así el lector tenga restringido algunas operaciones como editar o modificar el libro digital esto se hace por medio de formatos DRM (Digital Rights Management, Gestión de derechos digitales), para proteger los derechos de autor del texto.

A continuación se muestran los formatos abiertos más usados en la actualidad:

1) DJVU – DjVu es un formato libre que se especializa en y en particular destaca en el almacenamiento de imágenes escaneadas. Incluye compresores avanzado optimizado para imágenes de color y documentos de texto. Los archivos individuales pueden contener una o más páginas. La ventaja de DjVu es que es posible tener una alta resolución de escaneo (300-400 ppp), suficiente tanto para la lectura en pantalla y la impresión, y almacenarla de manera muy eficiente.

2) DOC – Es el formato principal del editor de textos Microsoft Word.

3) EPUB – Es un formato libre desarrollado por el IDPF (International Digital Publishing Forum). Se trata de un XML basado en tres estándares de código abierto (open source), como son Open Publication Structure (OPS), Open Packaging Format (OPF) y Open Container Format (OCF). Hablar de un formato XML de código abierto significa que cumple unos estándares, que

no está sujeto a disposiciones arbitrarias de ninguna empresa, y, por ello se esperaría que no tuviera ningún problema de perdurar. De este modo, los libros adquiridos en este formato pueden funcionar indistintamente en diferentes lectores

4) HTML - Formato propio de la World Wide Web. Multitud de libros con los derechos de autor expirados han sido publicados en Internet en este formato.

5) LIT – Microsoft Reader (.lit), es uno de los formatos más antiguos, creado en el año 2000 se lee con Microsoft Reader, una aplicación gratuita de la empresa de Seattle y estaba pensado originalmente para su uso en PDAs.

6) MOBI – Mobipocket es el formato nativo del eReader Kindle, lo cual no es de extrañar si tenemos en cuenta que Amazon compró la empresa Mobipocket antes de lanzar el Kindle. En los eBooks desprotegidos no hay diferencia entre los mobipockets que son para el Kindle y los que no, y por eso la publicidad del Kindle señala que soporta mobipockets desprotegidos. En los ebooks protegidos, sin embargo, hay un flag que está activado para los que son para el Kindle, y desactivado para el resto.

7) OEB – Es un formato libre. Open eBook es un formato estándar. Viene patrocinado por el consorcio NIST (Instituto Nacional para Estándares y Tecnología de los Estados Unidos). En dicho consorcio se agrupan los principales proveedores de contenidos así como las principales empresas de dispositivos y desarrolladores de programas y software para generar y distribuir ebook. El OEB no es más que un lenguaje de marcado perteneciente a la familia XML.

8) OPF – Paquetes de libros digitales de código abierto OEB. Es un archivo ZIP más un archivo de manifiesto. Dentro del paquete se define un subconjunto de XHTML. La extensión de archivo por defecto es. OPF

9) PDF – Adobe Portable Document. Entre sus ventajas se puede citar su portabilidad y su estandarización ISO. Es el formato más utilizado debido a su fácil uso en el enorme parque instalado de PCs, ordenadores portátiles y netbooks. Entre sus desventajas se puede citar que no es repaginable como por ejemplo, Mobipocket o el estándar EPUB.

10) PRC – El Mobipocket es un formato de libro basado en el estándar Open eBook usando XHTML puede incluir JavaScript y marcos. También apoya nativos consultas SQL para ser utilizada con bases de datos integrados.

11) RTF- Formato de texto enriquecido.

A continuación también se listan algunos de los formatos restringidos y que requieren licencia

1) AEH – El AEH es un formato basado en XML formato propietario desarrollado por los franceses de difusión de la empresa Arghos. Archivos de AEH utilizan un DRM de propiedad y el método de cifrado y se pueden leer sólo en el reproductor de Arghos.

2) AZW – Amazon Kindle (.azw) es el formato creado para dar soporte al lector de libros electrónicos comercializado por Amazon. Está basado en Mobipocket, con una pequeña diferencia en el Figura del número de serie (utiliza un asterisco en lugar de un signo de dólar). Tiene su propio formato DRM. La extensión en el nombre de fichero para los eBooks protegidos del Kindle es .azw en lugar de las tradicionales .prc o .mobi de los mobipockets.

3) BBeB – Un formato propietario de libros electrónicos que han utilizado incluso sus últimos PRS-600 y 300. Se trata de un formato propietario, sin software de lectura conocido por dispositivos que no son de Sony. Tal y como anunciaron hace meses, este formato morirá para pasar todo su catálogo al formato abierto ePUB. CBR / CBZ – El nombre significa Comic Book

Reader, pero el uso es para cualquier libro, cuando el contenido contiene básicamente imágenes. Es un contenedor comprimido para las imágenes. La R significa que es RAR, mientras que Z quiere decir que es zip comprimido.

4) CHM – Microsoft HTML Help comprimido. El formato CHM es un formato propietario basado en HTML. Varias páginas y Figuras incrustados se distribuye junto con los metadatos de propiedad como un solo archivo comprimido.

Ya decidido el formato se procede a editar el libro digital dependiendo de las características del contenido se pueden usar diferentes tipos de editores se tiene que considerar el propósito del libro, el usuario final y sobre todo los atributos que vaya a tener el libro digital algunos tipos de editores que se pueden usar son SIGIL, Atlantis word processor, Adobe indisin, Fedbooks entre otras.

Ya creado el libro digital como en todo el libro ordinario se procede al proceso de distribución y marketing lo cual es logrado por medio de las editoriales que se encargan del proceso de comercialización del libro. En este proyecto se presentan cuatro libros de texto digital que corresponden a los temas de compresores, separación bifásica y trifásica, intercambiadores de calor y comportamiento de fase.

### 3. Revisión bibliográfica de las operaciones básicas de proceso en una planta de gas

En este libro digital luego para determinar las ecuaciones, Figuras y Figuras a utilizar se ha desarrollado una revisión bibliográfica sobre los conceptos, formulas y Figuras relacionados con el tema de operaciones básicas de proceso comprendida por los temas de comportamiento cualitativo de fases, separación bifásica y trifásica, compresión y transferencia de calor, al estudiar la bibliografía encontrada se decidió tomar como base el libro Gas Conditioning and Processing de Jhon M. Campbell debido a que la forma como se explican las definiciones y conceptos de las operaciones básicas de proceso en una planta de gas, con esta información se han digitalizado y creado Figuras para complementar el aprendizaje del tema junto con caso de estudio sobre cada tema debidamente verificado. Es importante resaltar la importancia del aporte biblioFigura utilizado en esta tesis ya que de estos se pudo digitalizar todos los Figuras, Figuras y tablas utilizadas para la compilación y desarrollo de los temas mencionados y así poder realizar este libro digital, con el fin de que se componga de una estructura clara y sencilla para que su comprensión y lectura se den de una manera más fácil y cómoda para el estudiante o el lector interesado en este tema.

A continuación se presentan los capítulos de operaciones básicas en una planta de gas en la siguiente manera: comportamiento cualitativo de fases, separación bifásica y trifásica, compresores e intercambiadores de calor, todas las ecuaciones y conceptos mostrados son tomados del libro mencionado anteriormente en adición de diversas fuentes bibliográficas debidamente referenciadas.

### 3.1 Casos de estudio

En el siguiente libro digital se presentan casos de estudios en los temas de separación bifásica y trifásica, compresión y transferencia de calor con el fin de presentar una manera didáctica y sencilla de la compresión de los temas mencionados.

Cada caso de estudio para los temas mencionados fueron verificados con ayuda del programa Hysys y SysComp con tal de otorgar casos de estudio con datos de situaciones reales explicadas paso a paso para que el lector tenga la facilidad de realizar sus propios casos de diseño y simulación con una menor dificultad.

A continuación se presentan los capítulos de los temas mencionado de las operaciones básicas de proceso en una planta de gas, con el fin de que el lector pueda tener una mejor comprensión y desarrollo de estos temas en específico.

## **4. Comportamiento cualitativo de fases**

### 4.1 Generalidades del comportamiento de fases

La energía que posee cualquier sustancia depende de su fase. Hay tres fases familiares diferentes sólido, líquido y gaseoso (vapor). Has aprendido a identificarlos a simple vista.

Un sólido posee una forma definida y es difícil de tocar. Se compone de moléculas con muy baja energía que permanecen en un lugar a pesar de que vibran. Hay espacio entre estas moléculas, por lo que un sólido no es impenetrable.

Un líquido tiene un volumen definido pero no tiene una forma definida. Asumirá la forma del recipiente en el que se coloca, pero no necesariamente lo llenará. Las moléculas de las que se compone el líquido poseen más energía que en un sólido; suficiente energía para moverse de un lugar a otro. En virtud de esta energía, hay más espacio entre las moléculas. Entonces, una sustancia es menos densa en forma líquida que en forma sólida.

Un vapor no tiene un volumen o forma definidos y llenará un recipiente en el que se coloca. Las moléculas tienen más energía que en forma líquida. De hecho, son muy activos. La densidad de vapor generalmente es lo suficientemente baja como para poder ver a través del vapor. Como podría esperarse, la densidad de una sustancia dada es menor en la fase de vapor que en la fase líquida.

Uno de nuestros objetivos es comprender la diferencia en el nivel de energía entre fases. Si deseamos derretir un sólido para formar líquido, debemos agregar energía. Si se agrega suficiente energía adicional, el líquido puede ser vaporizado.

Debemos conocer la fase o fase que existe en una condición dada de presión, volumen y temperatura para determinar el nivel de energía correspondiente. Para hacer esto, separamos las sustancias en dos clasificaciones: sustancias puras (sistemas de un solo componente) y mezclas de sustancias (sistemas de múltiples componentes).

## 4.2 Sistemas de un solo componente

La palabra componentes se refiere a cada una de las especies moleculares o atómicas presentes en la sustancia. Un sistema de un solo componente está compuesto completamente por un tipo de átomos o moléculas. A menudo usamos la palabra "puro" para describir un sistema de un solo componente, es decir, 100% de metano o 100% de propano.

La figura 4 es un diagrama de fase típico para una sustancia pura. Tiene tres ejes: P, V y T. Se compone de una serie de superficies planas, cada una de las cuales representa una fase dada o una mezcla de fases. Estamos particularmente en los planos de dos fases.

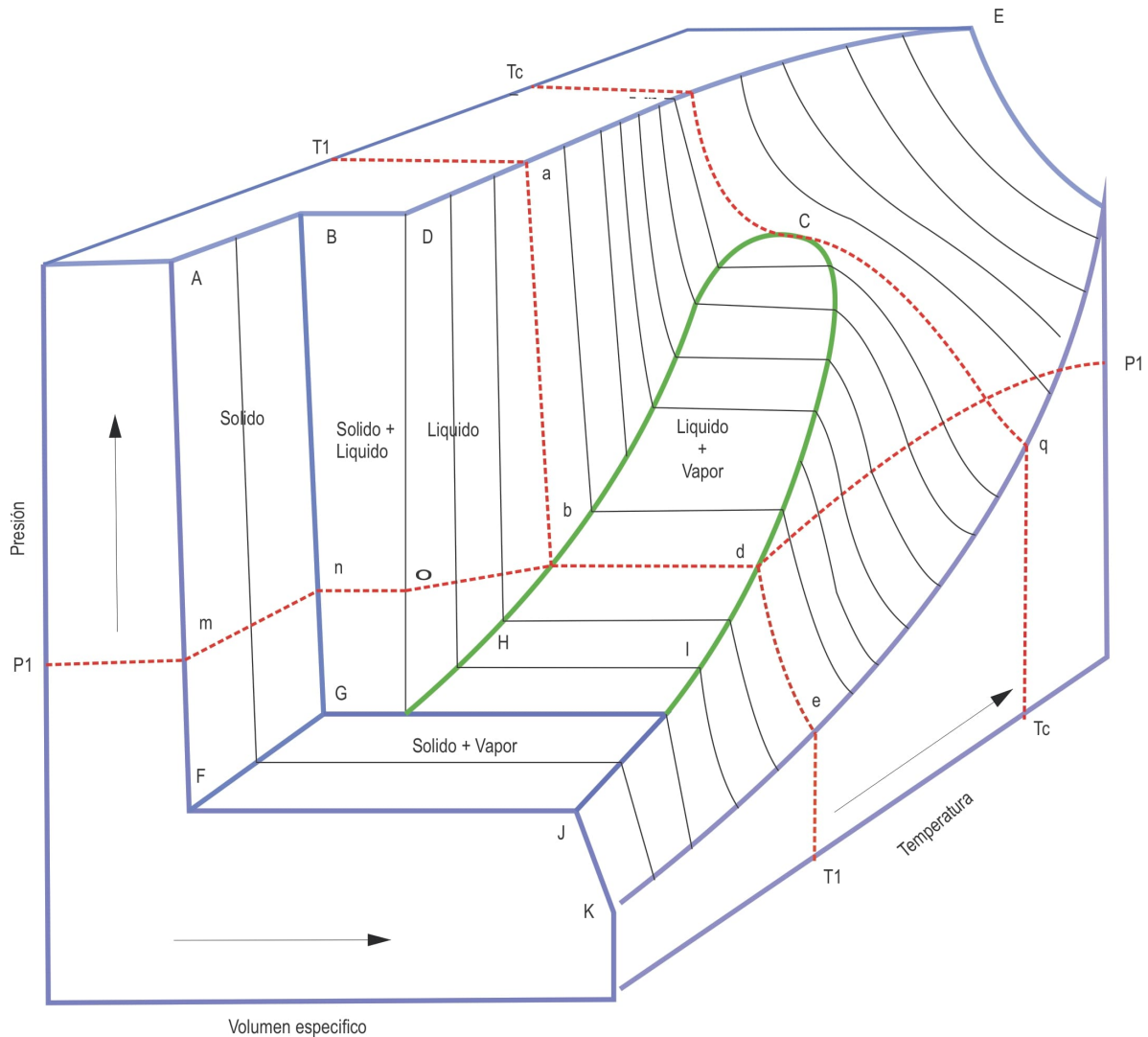


Figura 4. Diagrama P-V-T para un sistema de un único componente

BDHG - sólido más líquido, FGIJ - sólido más vapor, y un plano HCI de forma irregular para el líquido más vapor. Todos los planos son perpendiculares al eje de temperatura.

El plano de solo líquido es el "acantilado" a la izquierda del plano HCI y adyacente al plano BDHG. El plano de solo vapor es la "pendiente" a la derecha del plano HCI.

Aunque todos los planos son de interés, nos ocupamos principalmente del plano HCl, la región vapor-líquido del diagrama de fases.

Un diagrama de fase tridimensional como la figura 4 es difícil de usar. Entonces, normalmente dibujamos una proyección de este diagrama. Ambas proyecciones P-T y P-V son importantes.

**4.2.1 Figura P-T para una sustancia pura.** Como todos los planos de dos fases en la figura 4 son perpendiculares al eje T, aparecen como líneas simples en una proyección P-T como la figura 5.

Las líneas HD, HC y FH son las líneas de equilibrio: combinaciones de presión y temperatura en las cuales las fases adyacentes están en equilibrio. En el equilibrio, uno puede cambiar de fase, a presión y temperatura constantes, simplemente agregando o eliminando energía del sistema. El punto H, el punto triple, es la única combinación de resistencia y temperatura a la que las tres fases pueden existir juntas.

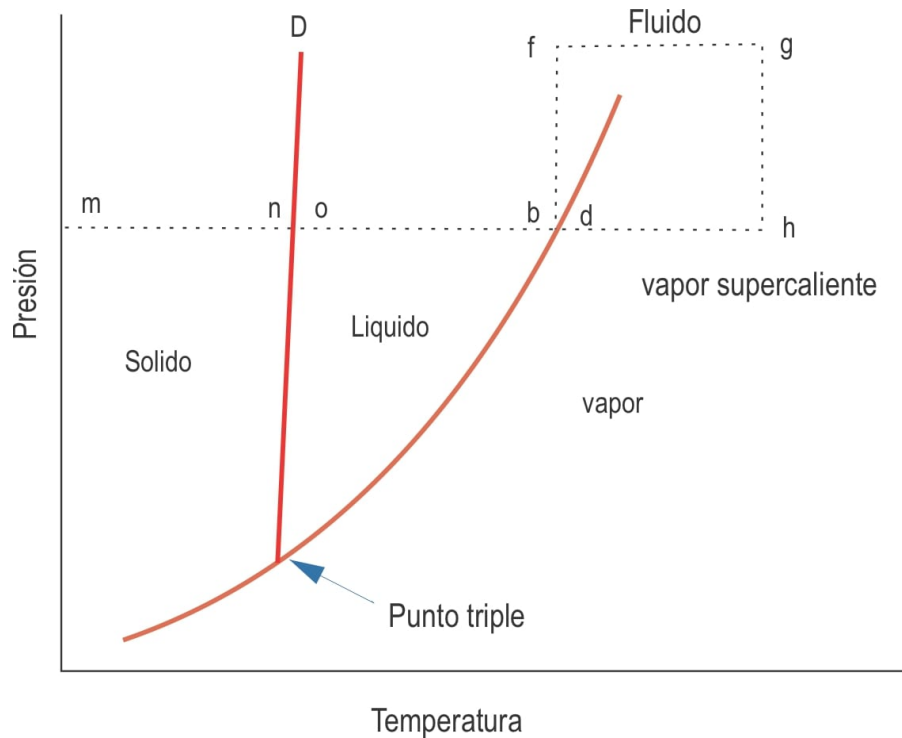


Figura 5. Diagrama P-T para un sistema de un solo componente

A lo largo de la línea FH, nunca hay fase líquida y el sólido sublima al vapor. El uso de "hielo seco" para enfriar es un ejemplo de esto. La línea HD es una línea de equilibrio entre sólido y líquido. Agua helada a  $32^{\circ}F$  y presión atmosférica ocurre en este carril. La línea HD puede tener una pendiente positiva o negativa dependiendo de si el líquido se expande o se contrae al congelarse. El cambio de energía que ocurre a lo largo de la línea HD es el calor de fusión. En cualquier P y T a lo largo de esta línea, el sistema puede ser todo sólido, todo líquido o una mezcla de los dos, dependiendo del nivel de energía. Su línea podría llamarse saturación líquido-sólido o línea de equilibrio sólido-líquido.

La línea HC es la curva de saturación o equilibrio entre vapor y líquido. Comienza en el punto triple y termina en el punto crítico "C". Las condiciones de presión y temperatura en este último

punto se conocen como temperatura crítica ( $T_c$ ) y presión crítica ( $P_c$ ). En este punto, las propiedades de las fases líquida y de vapor se vuelven idénticas. Para una sustancia pura, el punto crítico puede definirse como el punto por encima del cual el líquido no puede existir como una fase separada única. Por encima de  $P_c$  y  $T_c$ , el sistema a menudo se denomina fluido denso para distinguirlo del vapor y el líquido normales.

La línea HC a menudo se denomina curva de presión de vapor. Dichas curvas de presión de vapor están disponibles en muchas fuentes. La línea HC también es la curva de punto de burbuja y punto de rocío para la sustancia pura.

En la figura 6, considere un proceso que comienza a la presión  $P_1$  y continúa a presión constante. De "m" a "n", el sistema es completamente sólido. El sistema es todo líquido para el segmento o-b. En "b", el sistema es líquido saturado; cualquier adición adicional de energía causará vaporización a presión y temperatura constantes. En "d", el sistema está en estado de vapor almacenado. A temperaturas superiores a "d", es vapor sobrecalentado.

La línea HC se conoce así por muchos nombres: equilibrio, saturación, punto de burbuja, punto de rocío y presión de vapor. Para una sustancia pura, todas estas palabras significan lo mismo.

A la presión y temperatura representadas por HC, el sistema puede ser todo líquido saturado, todo vapor saturado o una mezcla de vapor y líquido. La condición de fase exacta del sistema depende del nivel de energía en el P y T involucrados.

El rectángulo "bfghd" ilustra otra propiedad de fase importante que se confirma experimentalmente. Supongamos que colocamos un líquido en una celda con ventana en la condición "b" y lo encendemos para que sea fácilmente visible. Luego aumentamos la presión a

temperatura constante (isotérmicamente). A medida que avanzamos hacia el punto "f", el color comenzará a desvanecerse. En algún momento (cuando parpadeamos) el color desaparece por completo. La celda ahora contiene lo que parece un vapor, pero nunca parecía formarse una burbuja de vapor.

En "f" (por encima de la crítica) el sistema se encuentra en una cuarta fase que no puede ser descrita por los sentidos. Por lo general, se llama fluido de fase densa, o simplemente fluido. El "fluido" de trabajo se refiere a todo lo que fluirá y se aplica igualmente bien al gas y al líquido.

Este fluido en "f" parece un gas pero posee diferentes propiedades del gas regular que se encuentra a la derecha de la línea HC y debajo de la presión crítica. Es más denso que el gas normal pero es más compresible que un líquido normal. Se utilizan correlaciones de tipo de gas, pero deben modificarse para reflejar los diferentes patrones de comportamiento de este fluido de fase densa.

De "f" se puede proceder a presión constante (isobárica) a "g", reducir la presión isotérmica a "h" y proceder isobáricamente a "d". Uno ha pasado de líquido saturado a vapor saturado sin encontrar ningún cambio de fase notable.

Uno podría pasar de "b" y "d" directamente simplemente agregando energía al líquido a presión constante. En la celda observaría la formación de burbujas de vapor y se desarrollaría una interfaz entre el gas y el líquido. A medida que la entrada de energía continuaba, el nivel del líquido fallaría hasta que la fase líquida desapareciera. No ocurriría ningún cambio de temperatura al pasar de "b" (líquido saturado) a "d" (vapor saturado).

Consulte nuevamente la figura 4. En el eje de temperatura observará  $T_c$ . Si sigue esta línea, pasará por el punto crítico "c" y será tangente a la fase envolvente HCI. Las líneas de

temperatura entre la línea HC y CI dentro de la envolvente de fase se produjeron a presión constante. Esta es una característica básica de todos estos diagramas para sustancias puras.

La figura 6 es un diagrama de presión de vapor para hidrocarburos ligeros de parafina. Las líneas mostradas son curva HC en la figura 80. Se han enderezado artificialmente mediante el uso de una escala extraña en la abscisa. La Figura 7 es un Figura de presión de vapor correspondiente para parafinas basado en su punto de ebullición normal.

Aunque la verdadera curva de presión de vapor de un componente puro debe terminar en su punto crítico, la línea a menudo se extrapola por encima de ese punto en el cálculo de las propiedades de la mezcla. Este pseudo-valor puede usarse para estimar la contribución de esa especie molecular a las propiedades totales de la mezcla.

#### 4.3 Sistemas multicomponentes

Para un sistema de múltiples componentes, se debe agregar otra variable al diagrama de fases: composición. La ubicación de las líneas en un diagrama de fase depende de la composición. La figura 8 muestra un diagrama T-P - x para mezclas binarias de  $C_7 - nC_7$ . El tercer eje es el eje de composición y representa la fracción molar en  $nC_7$  en la mezcla.

Para una sustancia pura, la fase envolvente HCI (figura 4) es una superficie plana paralela al eje de temperatura y aparece como una línea en las proyecciones P-T. Para mezclas multicomponentes, esta fase de desarrollo no es un plano; tiene grosor, algo así como tu lengua. La composición es la variable que refleja este grosor. Obsérvese en la figura 83 que tanto el grosor como la altura de este sobre de fase cambian con la composición.

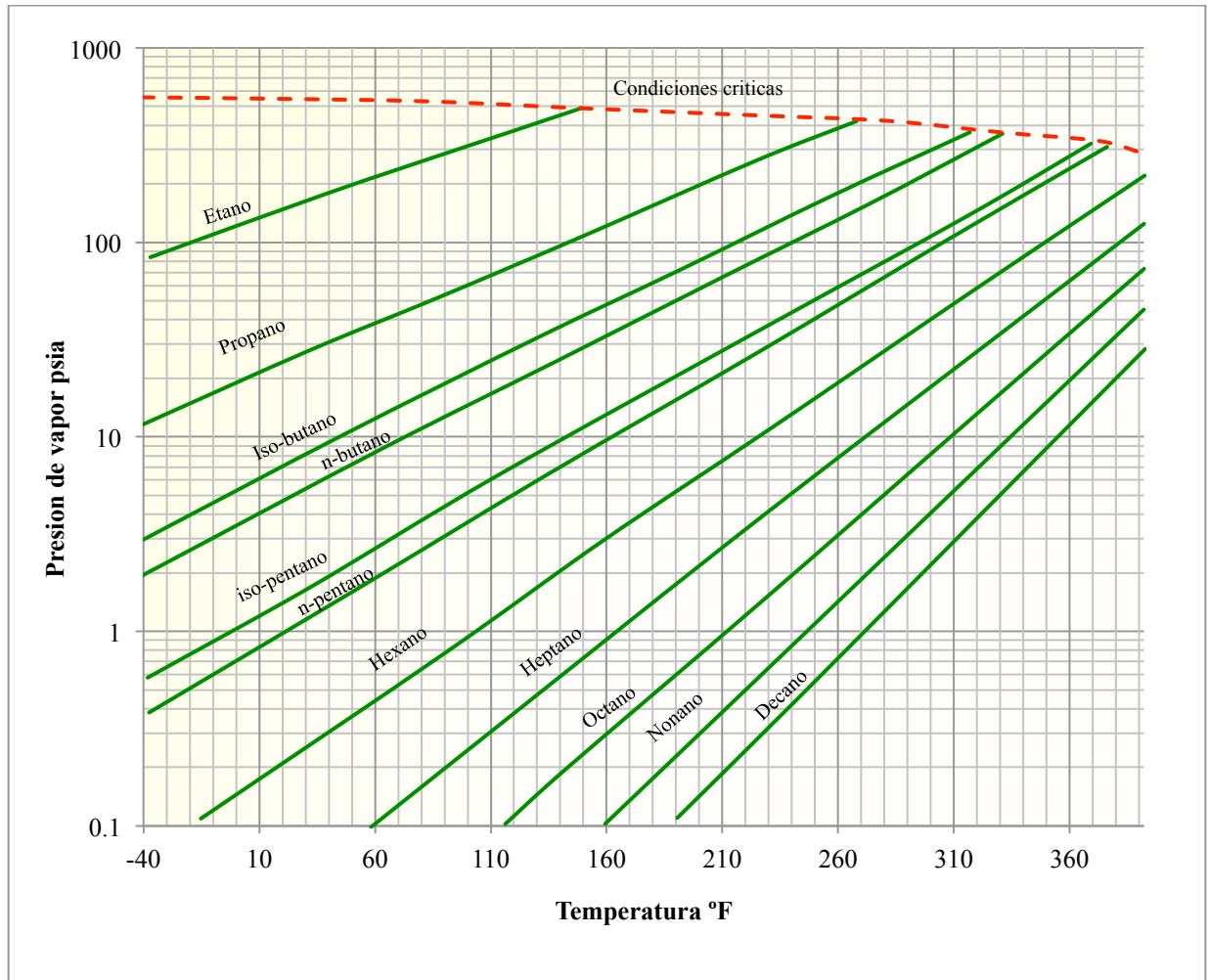


Figura 6. Figura de presión de vapor para hidrocarburos de parafínicos

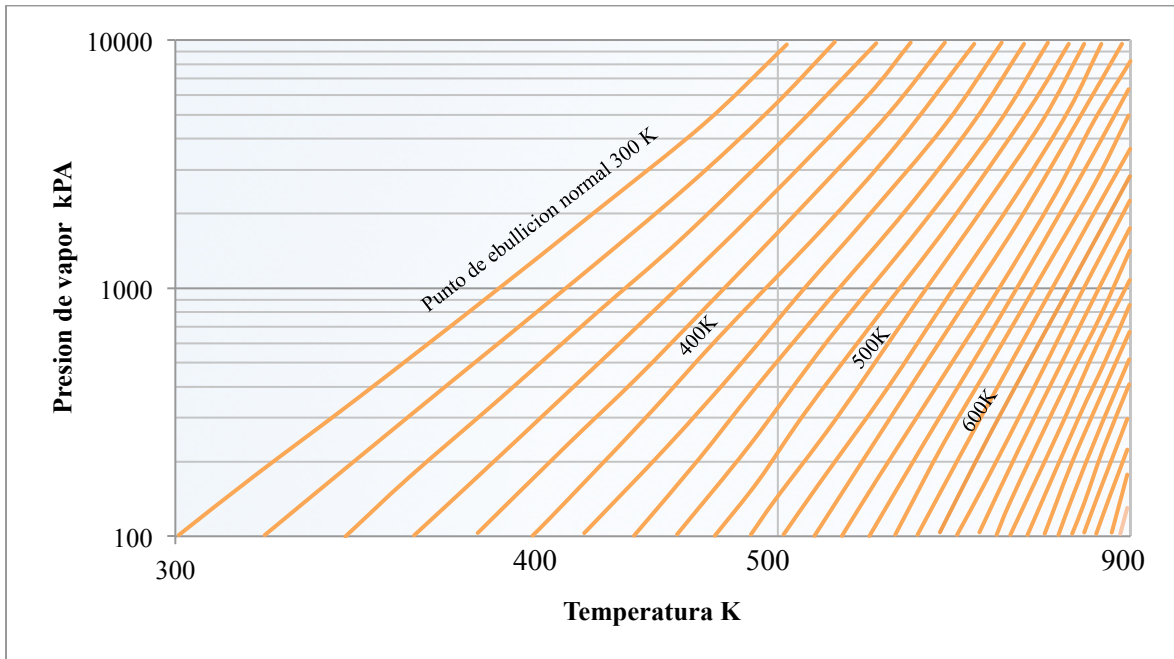


Figura 7. Grafica de presión de vapor para hidrocarburos parafínicos normales basados en el punto de ebullición normal

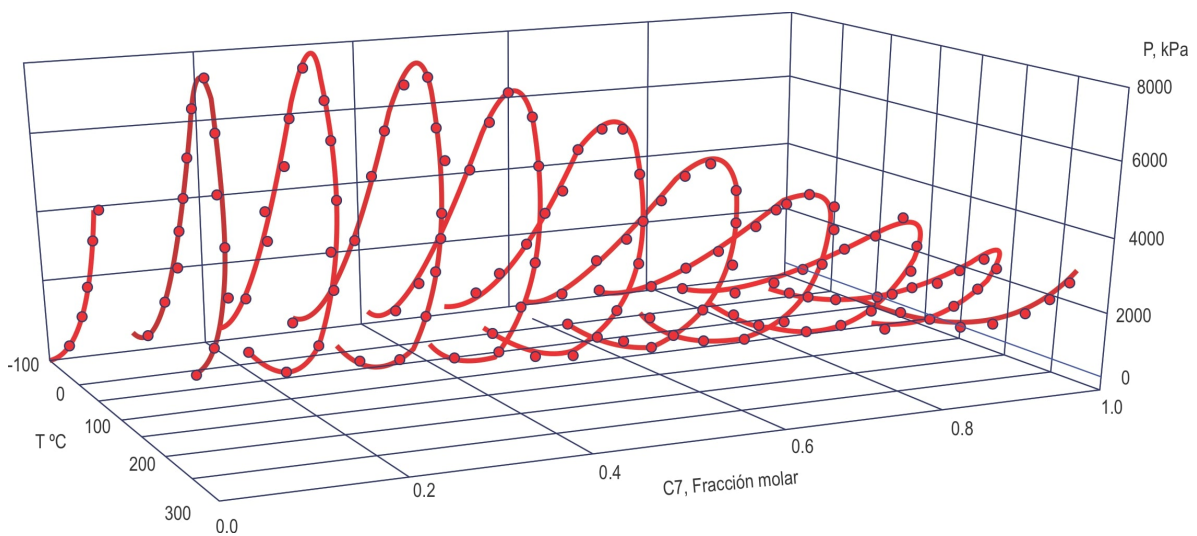


Figura 8. Diagrama T-P-x para un sistema C2-nC7

La figura 9 muestra la envolvente de fase para una mezcla de gas natural. Esta figura es una proyección que muestra solo la porción de vapor líquido de la envolvente de fase.

Hay varios términos utilizados para definir la ubicación de varios puntos en la fase de desarrollo.

Circondenbarica presión máxima a la que puede existir líquido y vapor (punto N)

Circondentermica temperatura máxima a la que el líquido y el vapor pueden coexistir en equilibrio (Punto M).

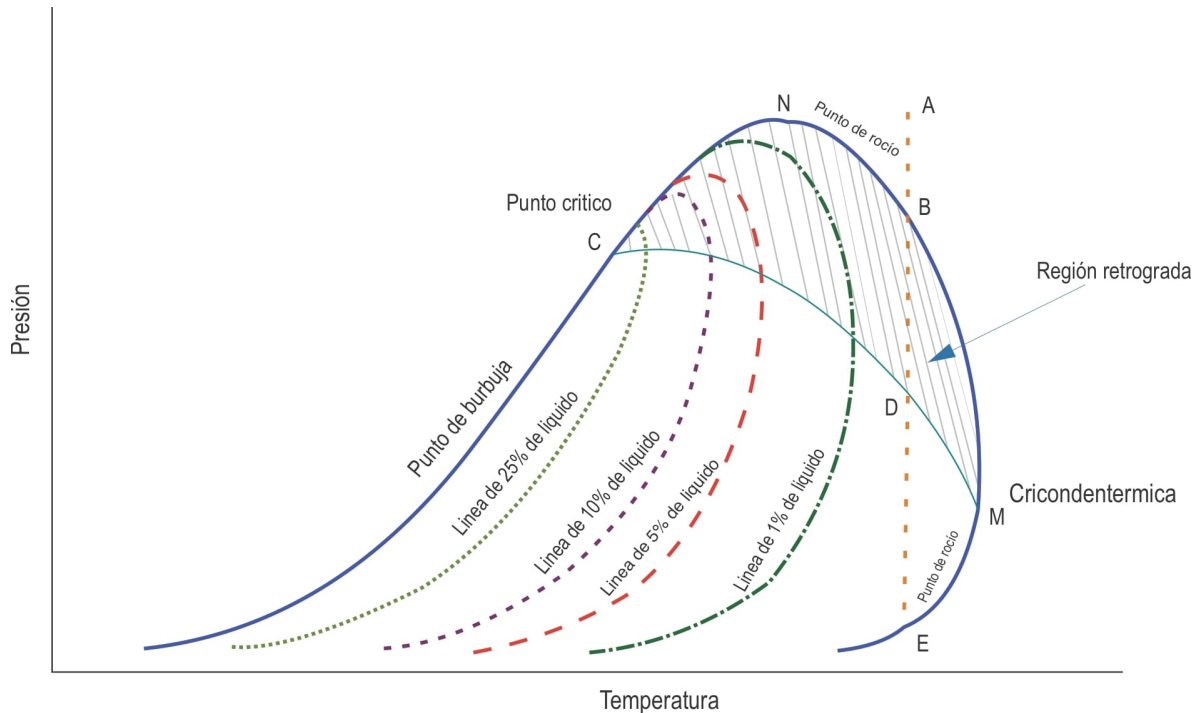


Figura 9. Diagrama de fase típico para una mezcla de gases multicomponente

Región retrógrada Es el área dentro de la envolvente de fase donde se produce la condensación del líquido al disminuir la presión o aumentar la temperatura (contrario al comportamiento normal).

Líneas de calidad Son aquellas líneas que muestran porcentajes constantes de líquido o vapor que se cruzan en el punto crítico en (c) y son esencialmente paralelas a las curvas de punto de burbuja y punto de rocío. La curva de punto de burbuja representa 0% de vapor y la curva de punto de rocío 100% de vapor.

La línea ABCDE representa un típico proceso de condensación retrógrada isotérmica similar al que ocurre en un depósito de condensado. El punto A representa el fluido monofásico fuera de la envolvente de fase. A medida que se baja la presión, se alcanza el punto B donde comienza la condensación. A medida que disminuye la presión, se forma más líquido debido al cambio en la pendiente de las líneas de calidad. Los retrógrados se rigen por los puntos de inflexión de las líneas de calidad. A medida que el proceso continúa fuera del área retrógrada, se forma cada vez menos líquido hasta que se alcanza el punto de rocío (punto E). Debajo de E no se forman líquidos.

En mi experiencia, el punto crítico siempre ha ocurrido a la izquierda de la barra cricondenbarica para mezclas de gases de hidrocarburos naturales. Sin embargo, no es necesariamente en la posición que se muestra. Puede estar más abajo en la curva de fase o más cerca de la barra cricondenbarica. La ubicación de "C" es lo más importante, ya que fija la forma de las líneas de calidad que a su vez gobierna la ración vapor-líquido a una temperatura y presión dada dentro de la envolvente de fase.

Para sistemas dominados por componentes pesados, el punto crítico puede ocurrir a la derecha de la barra cricondenbarica como se muestra en la figura 85 para el sistema metano-propano. Esta característica se exhibe en la mayoría de los sistemas de petróleo crudo.

Tenga en cuenta que los valores pseudocríticos calculados en el capítulo 3 no son el punto "C" en la figura 84 excepto por coincidencia. La estimación de los valores críticos verdaderos se discute en este capítulo.

**4.3.1 Efecto de la composición.** Similar a la figura 83, la figura 85 muestra el efecto de la composición en la forma y ubicación de la envolvente de fase para el sistema binario de metano-propano. Dos de las líneas son curvas de presión de vapor para metano y propano, que terminan en su punto crítico.

Se muestran envolventes trifásicos para tres composiciones diferentes de metano y propano. Esto ilustra el hecho de que la forma y la ubicación de la envolvente de fase dependen de la composición.

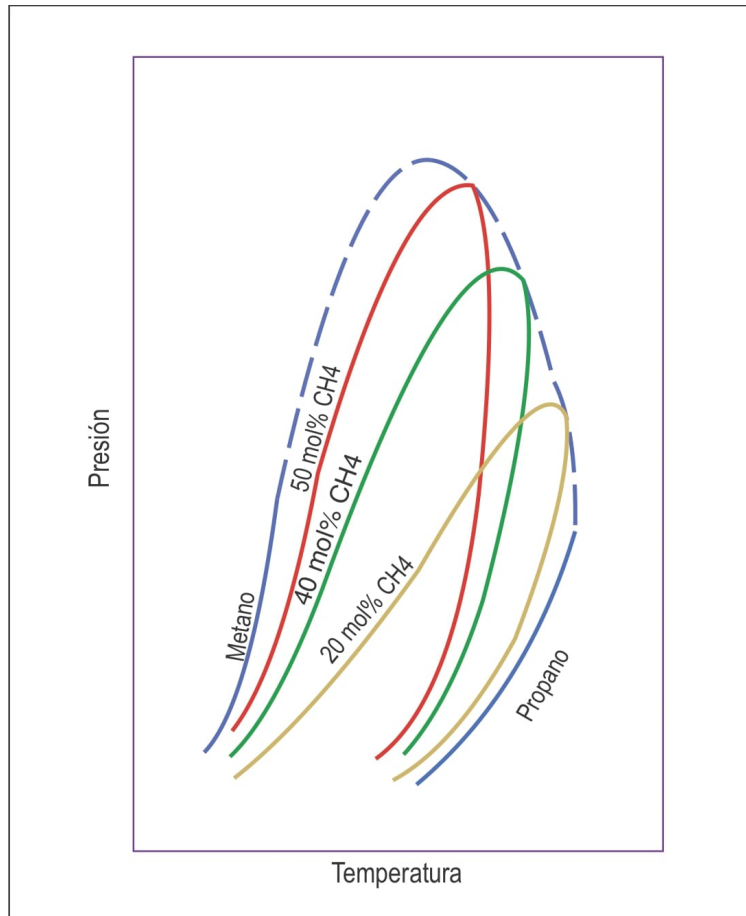


Figura 10. Efecto de la composición en la envolvente de fase para el sistema metano-propano

La línea discontinua es la línea dibujada tangente a todas las envolventes de fase posible o binario de metano-propano en el punto crítico de cada curva. Se llama el locus crítico. Comienza en el punto crítico de metano y termina en el punto crítico de propano. A partir de la forma de esta curva, se puede deducir que la ubicación del punto crítico en cada envolvente de fase varía con la composición.

Las Figuras 8 y 10 muestran que la composición tiene un efecto significativo en la forma y ubicación de la envolvente de fase. Esto significa que un análisis confiable y representativo es importante para obtener predicciones confiables del comportamiento de la fase. La predicción

precisa de las condiciones de burbuja y punto de rocío puede ser crítica para el diseño y / o operación. La precisión de las predicciones de recuperación de líquido depende de la calidad correspondiente de los datos de fase.

**4.3.2 Efecto de caracterización  $C_7^+$ .** Como se discutió previamente, el análisis y / o caracterización de la fracción  $C_6^+$  o  $C_7^+$  en una mezcla de gas natural no es rutinaria, pero tiene un efecto significativo en la forma de la envolvente de fase. Esto se ilustra para un gas en la figura 11

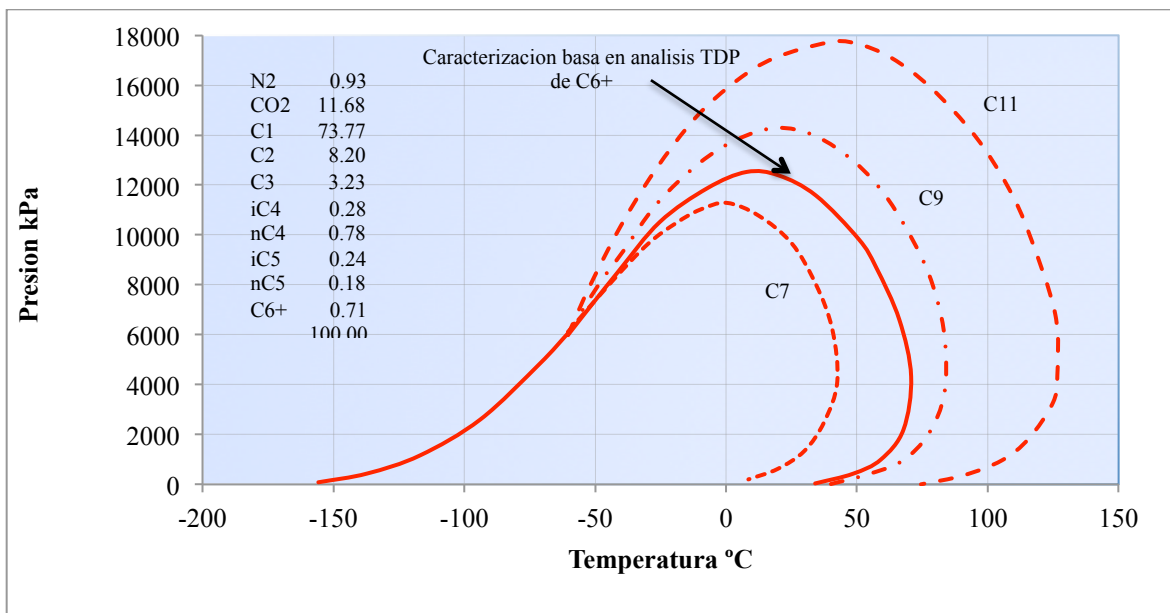


Figura 11. Efecto de la caracterización del  $C_6^+$  en una envolvente de fase de un gas no retrogrado

La figura 11 presenta envolventes de fase para 4 caracterizaciones diferentes de la fracción  $C_6^+$ :  $nC_7$ ,  $nC_9$ ,  $nC_{11}$  y caracterización completa basada en un análisis de destilación de  $C_6^+$ .

Las técnicas especiales de cromatografía de gases pueden identificar componentes más pesados que C6-C7. Esto se llama un análisis extendido. Si el comportamiento de fase del gas tiene un efecto significativo en el diseño del sistema, se recomienda realizar un análisis extendido. Si no se dispone de un análisis extendido, se pueden utilizar técnicas de caracterización predictiva.

Para gases naturales magros, la caracterización de C7 + tiene un efecto dramático en la línea del punto de rocío. El efecto sobre la ubicación de las líneas de calidad es mucho menos significativo.

Cabe señalar que la medición cuantitativa de los componentes C6 + en las corrientes de gas natural puede no ser muy precisa. Por lo tanto, el cálculo del punto de rocío de los hidrocarburos a partir de un análisis cromatoFigura es incierto. Para fines de transferencia de custodia, está disponible insistir en la medición directa del punto de rocío de los hidrocarburos en lugar del cálculo de un análisis.

**4.3.3 Efecto de impurezas.** Los hidrocarburos se producen frecuentemente con impurezas no hidrocarbonadas. Los más comunes incluyen agua, dióxido de carbono, sulfuro de hidrógeno y nitrógeno. Como el agua tiene una baja presión de vapor y es prácticamente inmisible en la fase líquida hidrocarbonada, no tiene un efecto significativo en la forma de la envoltura de la fase de hidrocarburos, excepto a altas temperaturas y bajas presiones.

El efecto del CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>S y N<sub>2</sub> se muestra en la figura 12. Tanto el CO<sub>2</sub> como el H<sub>2</sub>S bajan el cricondenbar de la mezcla. Si se agregan cantidades suficientes de los componentes de CO<sub>2</sub> y H<sub>2</sub>S al fluido del depósito y la presión del depósito se mantiene por encima de la envolvente de fase, sale una única fase de fluido denso. Aunque el mecanismo real es más complejo, esta

solubilidad es la principal fuerza impulsora detrás de los proyectos de recuperación de petróleo mejorados por inundación miscible. Los componentes de LGN como el etano, el propano y el butano tienen un efecto similar.

El nitrógeno, por otro lado, eleva el cricondenbar y disminuye la miscibilidad. A veces se usa para mantener la presión.

#### 4.4 Aplicaciones de la envolvente de fases

El análisis adecuado de muchos problemas de petróleo requiere el conocimiento de al menos una parte de la envolvente de fase. Se resumen varios ejemplos para ilustrar algunas de estas aplicaciones.

**4.4.1 Comportamiento del reservorio.** El depósito es el "almacén" del cual extraemos fluidos para las operaciones de producción y procesamiento. El conocimiento sobre el comportamiento de este fluido es crítico si queremos proceder de manera inteligente.

En la figura 13 se muestran cuatro tipos diferentes de depósitos. Los puntos 1, 2, 3 y 4 representan la presión inicial del fondo del pozo. La línea vertical desde estos puntos representa la disminución de la presión del yacimiento a temperatura constante. La línea curva representa los cambios de presión y temperatura que ocurren en el pozo. El punto "w" representa las condiciones de la boca del pozo.

El depósito (1) se denomina depósito de aceite negro. Su temperatura es significativamente menor que la temperatura crítica. El depósito, como se muestra, no está saturado. No se formará

gas en el depósito hasta que la presión alcance el punto de burbuja, en cuyo punto se satura; como se muestra, sin embargo, se formaría gas en el pozo.

El depósito (2) generalmente se denomina depósito de petróleo volátil. También ocurre a la izquierda de la temperatura crítica. Pero, la relación gas-petróleo es más alta que para un depósito de petróleo negro. El aceite puede ser de color claro pero el color no es un indicador confiable del tipo de depósito. Una vez más, no se forma gas en el depósito hasta que se alcanza la presión del punto de burbujeo, a pesar de que se forma gas en el orificio del pozo como se muestra.

Un reservorio cuya temperatura se encuentra entre la del crítico y el criconderthermico es un reservorio de gas condensado. A medida que la presión del depósito disminuye hasta el punto de rocío, se forma líquido en el depósito. Dicho líquido no fluirá al pozo hasta que alcance una saturación crítica en el espacio poroso. La mayor parte de este líquido vendrá de los extremos más pesados en el líquido de fase densa. En el punto de rocío, la composición del gas en el pozo podría cambiar. La velocidad de flujo también puede cambiar si el líquido que no fluye bloquea parcialmente el flujo de gas.

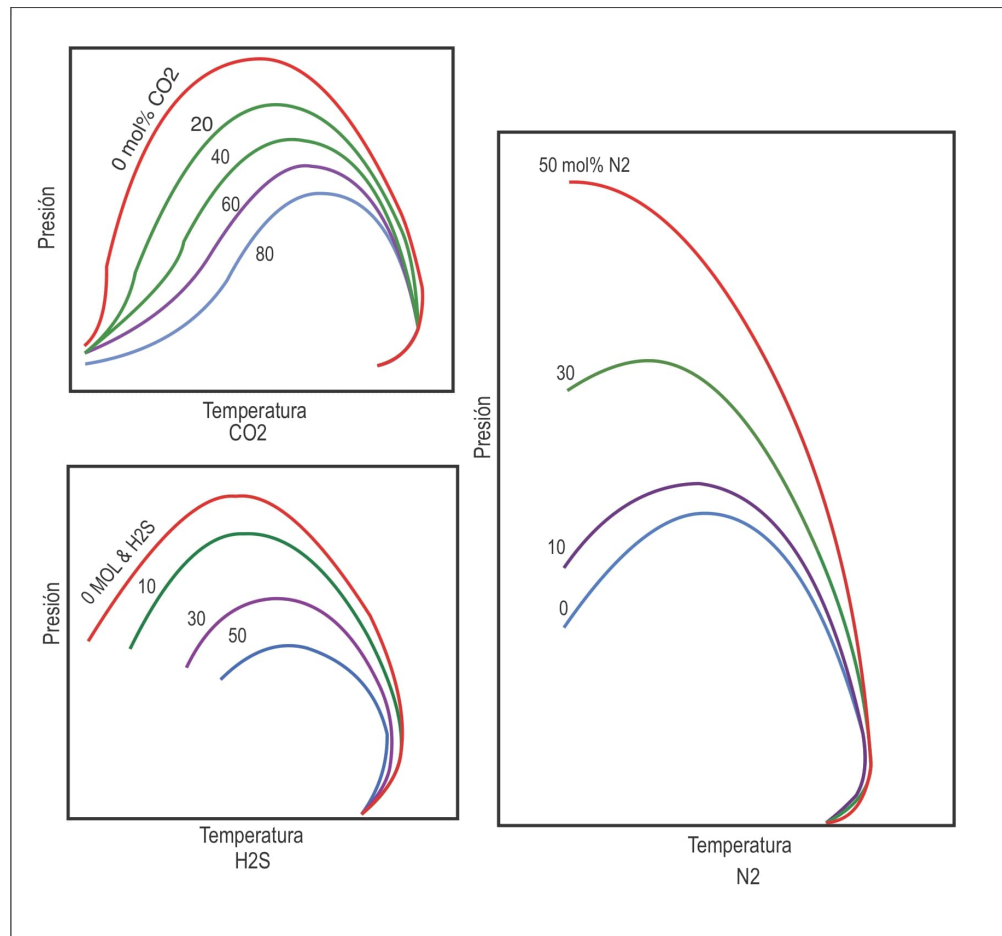


Figura 12. Efecto del CO<sub>2</sub> y el H<sub>2</sub>S en la envolvente de fase de un gas natural

A medida que la presión disminuye por debajo del punto de rocío, la formación de líquido aumenta siempre que la presión esté en la región retrógrada. Debajo de esta región se produce cierta re-vaporización.

El depósito (4) es un verdadero depósito de gas. Ocurre a una temperatura superior al cricondentherm. No se puede formar líquido en el depósito a ninguna presión. Sin embargo, si las condiciones de la cabeza del pozo están dentro de la envolvente de fase, se formará algo de líquido en el pozo y aparecerá en la superficie. Entonces... una vez más... no puede decir qué está haciendo el depósito por lo que observa en la superficie.

En la figura 13, la envolvente de una fase se ha utilizado para describir varios tipos diferentes de depósitos. En la práctica real, las envolturas de fase para cada depósito son diferentes debido a las diferentes composiciones. Esto se ilustra en la figura 14.

Para un depósito de petróleo negro, casi todo lo que se necesita es una sección de la curva del punto de burbuja. Para reservorios que pueden ser petróleo volátil, gas condensado o gas, ¿qué necesita? La sección superior de la curva de fase, la crítica, el cricondenbar y el cricondentherm pueden ser necesarios. Uno de los errores más comunes es la imposibilidad de obtener buenas muestras de líquido de depósito y luego determinar las características de comportamiento de fase de dicha muestra. Tal falla requiere que uno haga una serie de "conjeturas" innecesarias que pueden resultar muy caras.

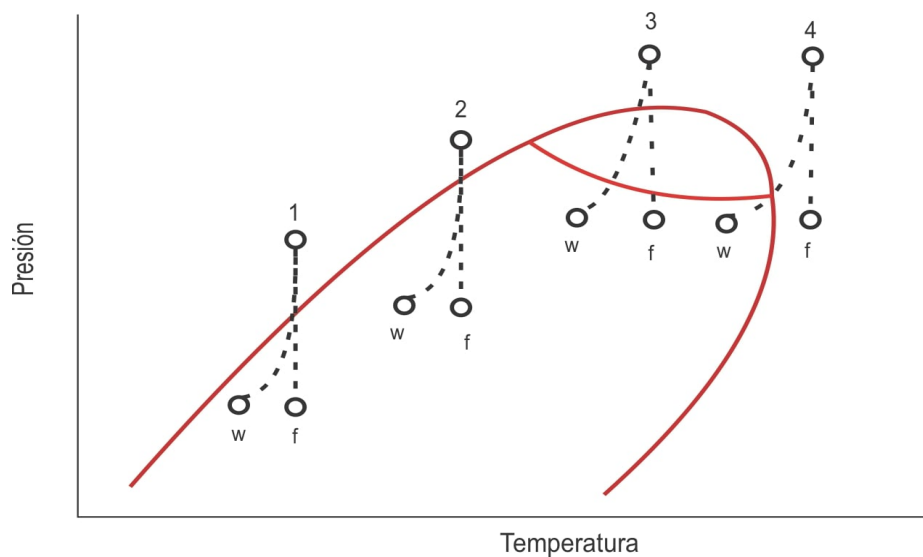


Figura 13. Uso de la envolvente de fases en la predicción de reservorios

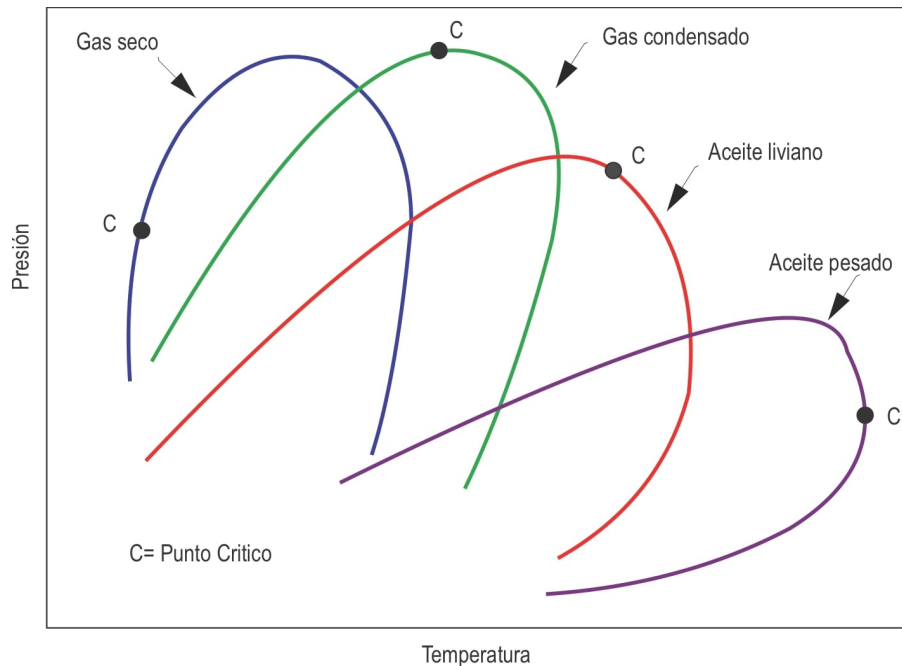


Figura 14. Envolventes de fases características para cuatro reservorios

**4.4.2 Bombeo de líquidos.** A menudo bombeamos líquidos comercialmente puros como el etano y el propano en su punto de burbuja. Es importante que no se forme vapor en la succión de la bomba para evitar la cavitación. El punto A en la figura 15 representa la condición en el tanque de almacenamiento (saturado). El punto B representa la presión en la entrada de la bomba debido a la altura del líquido en la tubería de succión. El punto C representa la presión dentro de la bomba en el ojo del impulsor.

La caída de presión B-C ocurre en la succión de la bomba. El punto C debe estar por encima de la curva de saturación para evitar la cavitación. Si la cabeza A-B no es mayor que la caída de presión B-C, se producirá cavitación.

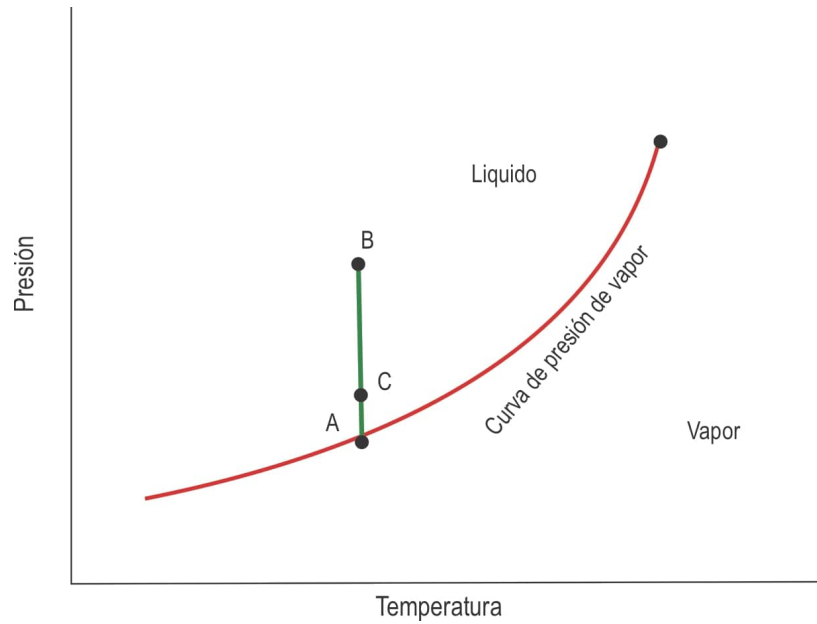


Figura 15. Diagramas de fase y bombeo

#### Tuberías de alta presión

Al menos una parte de la curva de fase debe ser conocida en la tubería de gas.

Considere la figura 16. Suponga que la línea continua representa la curva de fase del gas que ingresa a la tubería y los puntos I y J representan las condiciones de entrada y salida de esa línea. Cuando la línea I-J cruza la curva del punto de rocío, el líquido comenzará a condensarse en la línea. A partir de ese momento, existe un flujo de dos fases.

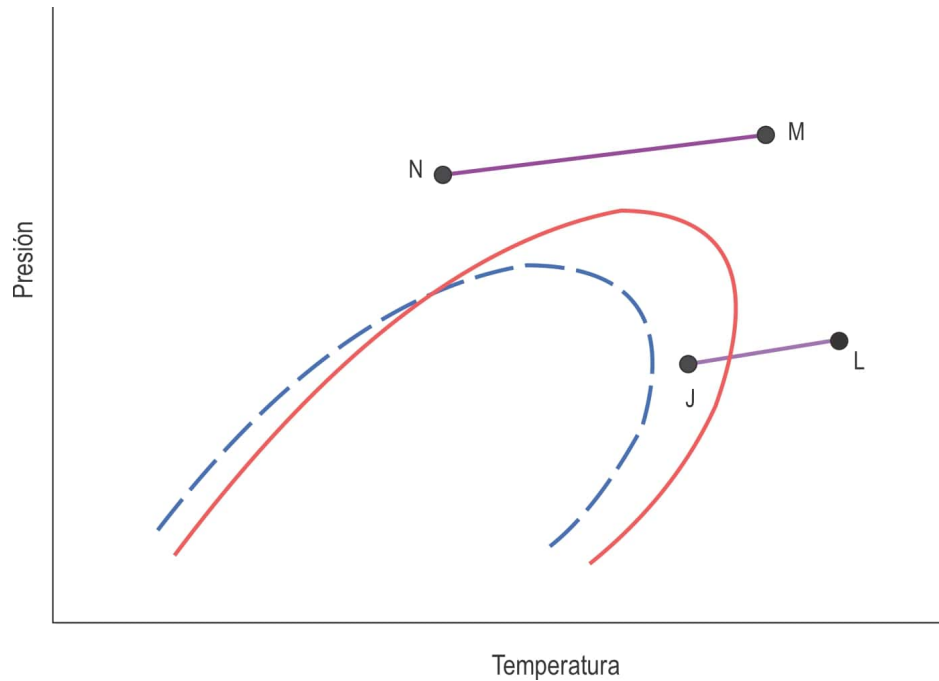


Figura 16. Tuberías de alta presión

La formación de líquido puede evitarse eliminando suficiente extremo pesado para cambiar la forma y la posición de la curva de fase. Supongamos en nuestro ejemplo que la composición se modifica lo suficiente mediante el procesamiento de gas para que resulte la línea discontinua. Ahora no se formará líquido en la tubería porque la curva del punto de rocío no está cruzada. Cualquier líquido presente se debería al arrastre del líquido separador o a una composición diferente de la utilizada para construir la curva de fase.

La línea M-N es una situación diferente. Esto representa la operación de una tubería en la región de fluido denso. Esto se hace con frecuencia para evitar la condensación de líquidos en la línea y los problemas asociados de diseño y operación de un sistema de dos fases. Estas son dos preguntas muy pertinentes: (1) ¿La línea m-n intersectará la envolvente de fase y la forma líquida? (2) ¿El punto N terminará debajo de la barra cricondenbarica, a la izquierda de la curva

de fase, de modo que la línea tendrá características casi más líquidas que las de un fluido de fase densa en su extremo de descarga?.

Para responder a estas preguntas se requiere un buen análisis y una curva de fase confiable (preferiblemente de una determinación de laboratorio). Si se ha producido una separación entre la boca del pozo y la línea, el análisis que ingresa a la línea debe usarse para construir la curva de fase. La curva de fase es muy sensible a la composición. Solo hay que mirar la figura 10 para recordar este hecho.

**4.4.3 Procesos de refrigeración.** La refrigeración se utiliza con frecuencia para enfriar un gas con el fin de cumplir con una especificación de punto de rocío de hidrocarburos. Cuando la refrigeración se realiza a alta presión, es muy importante tener una descripción precisa del comportamiento de la fase. La figura 17 muestra la envolvente de fase para un gas pobre típico del encontrado en el sur del Mar del Norte o Golfo de México. El cricondenterm de este gas es  $86\text{ }^{\circ}F$  y ocurre a una presión de  $435\text{ } psia$  .

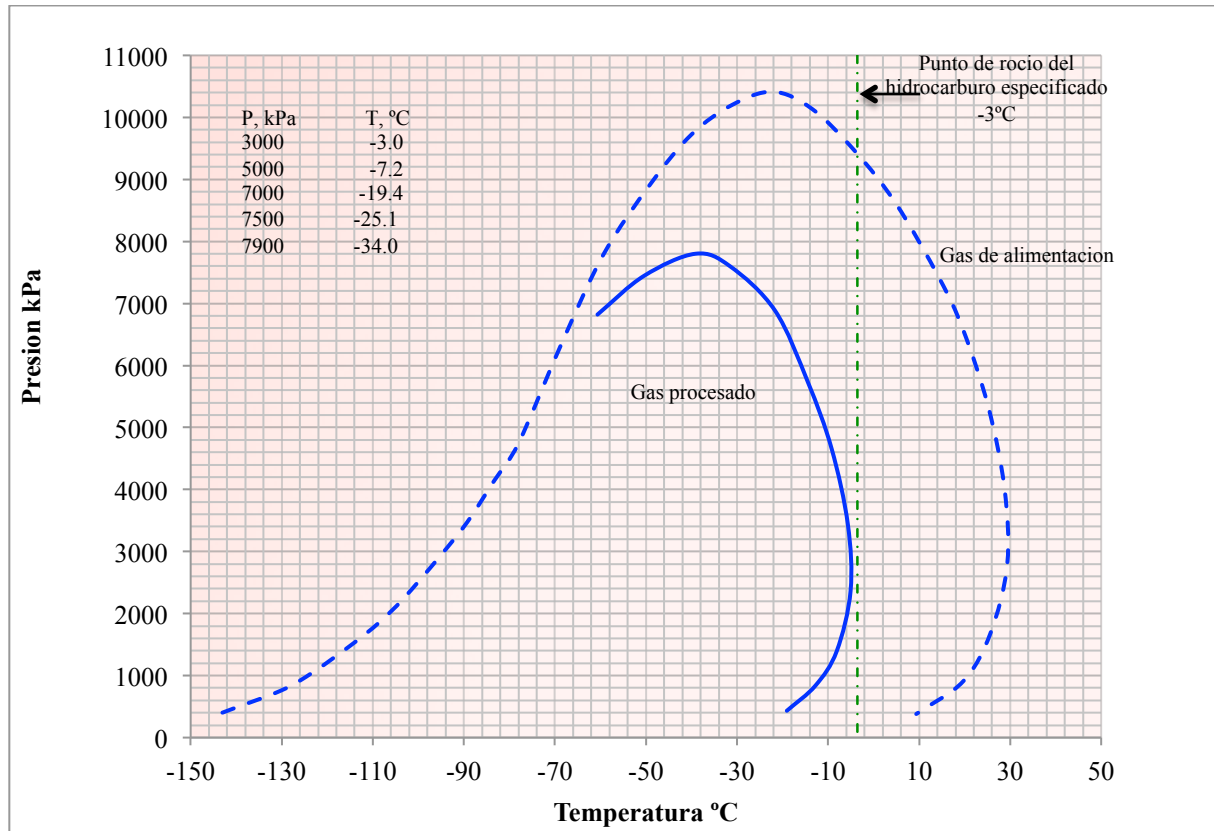


Figura 17. Efecto de la presión en el procesamiento del control de la temperatura de rocío

Suponga que este gas se procesará en una planta de refrigeración mecánica para cumplir con una especificación de punto de rocío de hidrocarburos de  $27^{\circ}F$ . Si la presión de procesamiento es  $435 \text{ psia}$ , el gas debe enfriarse al menos a  $27^{\circ}F$  para cumplir con la especificación del punto de rocío. Sin embargo, si la presión de procesamiento es de  $1088 \text{ psia}$ , el gas ahora debe enfriarse a  $-13^{\circ}F$ . La tabla en la figura 17 muestra la temperatura de procesamiento requerida para cumplir con la especificación del punto de rocío a diversas presiones de proceso.

Por encima de aproximadamente  $1160 \text{ psia}$ , este gas no podría procesarse en una planta de refrigeración mecánica para cumplir con la especificación del punto de rocío hidrocarbonado.

Para cumplir con la especificación a esta presión alta, se debe utilizar un proceso de expansión (válvula o expansor) o un proceso de adsorción.

**4.4.4 Operación cerca de la región crítica.** En algunos casos, tener una fase precisa no es suficiente; También necesita un punto crítico confiable y verdadero. El pseudocrítico encontrado en los modelos PVT rara vez es confiable. Esto puede ilustrarse con la línea de calidad discutida anteriormente. Si en la figura 18, lo crítico es en C1, las líneas de calidad de 20% y 80% podrían ser como se muestran. Supongamos, en cambio, que la verdadera crítica está en C2. Observe el posible cambio en la ubicación de las mismas líneas de calidad. Si la presión de funcionamiento es mucho menor que C2, el error en la cantidad de líquido previsto será relativamente pequeño.

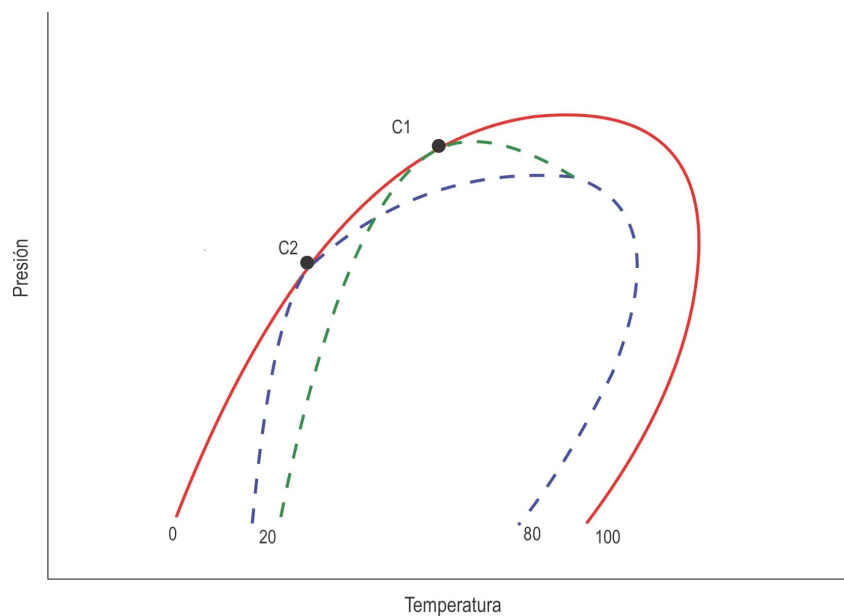


Figura 18. Proceso de refrigeración

Sin embargo, si la presión de operación cae entre C2 y C1, el error puede ser significativo y tener un profundo efecto en el diseño y / u operación del sistema. En general, se debe evitar la operación cerca del punto crítico. El sentido común dicta que si el sistema es difícil de modelar, será difícil de operar y controlar. Si la operación casi crítica es inevitable, el diseño del proceso debe reflejar las incertidumbres involucradas. Los ejemplos más comunes de operación potencial casi crítica son las plantas expansoras de baja temperatura y los des-atanizadores.

**4.4.5 Sugerencias prácticas.** Lo anterior son meramente ejemplos de problemas típicos que han surgido. Se podrían citar muchos otros. La incapacidad de manejar el comportamiento de fase de una manera profesional y profesional ha demostrado, y seguirá siendo, muy costosa para la industria petrolera. El costo de obtener buenos datos suele ser trivial en comparación con los beneficios económicos obtenidos.

Hay algunas buenas pautas que se deben seguir:

1. Obtenga buenas muestras con muestreadores experimentados.
2. Maneje las muestras con cuidado
3. Analice las muestras en un laboratorio probado.
4. Desarrolle todo, o la porción necesaria, de la curva de fase. Por encima de aproximadamente 2000 psi, los puntos calculados son sospechosos de qué tan grande es la computadora o qué tan complejo es el programa. Los resultados deben considerarse solo como estimaciones. Si una estimación es lo suficientemente buena, está bien. Si no, llegó a un laboratorio confiable. En muchos casos bastarán algunos puntos de laboratorio complementados con cálculos.

## 4.5 Regla de la fase de gibbs

Una de las aplicaciones del comportamiento de fase es controlar el estado del sistema. En muchas aplicaciones, la regla de fase es útil. Está escrito:

$$F + P = C + 2 \quad (4.1)$$

Donde:  $F =$  cantidad de grados de libertad que posee un sistema  
 $P =$  número de fases en el sistema  
 $C =$  Número de componentes o compuestos químicos en el sistema

Considere el sistema de un solo componente que se muestra en la figura 5. El número de componentes es igual a uno. Por lo tanto,  $F + P = 3$ . A lo largo de la línea HC (figura 5), si tenemos que fases en equilibrio,  $P = 2$  y  $F = 1$ . Por lo tanto, la especificación de presión o temperatura sería suficiente para corregir el estado del sistema. En el punto "h" solo está presente una fase ( $P = 1$ ) y  $F = 2$ . Por lo tanto, sería necesario conocer la presión y la temperatura para fijar el estado del sistema (ubicación exacta del punto "h" en el diagrama de fase).

En el punto triple (componente puro) hay tres fases presentes, entonces  $P = 3$ . Como  $C = 1$ ,  $F = 0$  de la ecuación 4.1. Esto significa que una vez que diga "punto triple" ha definido completamente el sistema, ya que solo hay un punto triple.

El número de fases presentes no se limita necesariamente a tres. Solo puede haber una fase gaseosa, pero puede haber más de una fase líquida y sólida.

Supongamos que tiene un sistema que contiene gas, hidrocarburos líquidos, agua líquida, hielo e hidrato. Las dos fases líquidas son inmiscibles y poseen propiedades diferentes. El hielo y el hidrato son sólidos y más bien de color, pero poseen diferentes características físicas y propiedades. Entonces... ¿cuántas fases están presentes? ¡Cinco!

Una fase es cualquier entidad dentro del sistema que contiene comportamiento y propiedades identificables por separado.

La mezcla miscible está compuesta de moléculas que poseen diferentes propiedades, pero no podemos medirlas por separado en el estado de la mezcla. Entonces... esta mezcla es solo una fase.

El número de componentes utilizados en la ecuación 4.1 depende de cuánto sepamos sobre el sistema, o necesitemos saber, para la aplicación involucrada. Si estamos tratando con una ecuación o correlación donde la composición no es importante, podemos manejar cualquier fase como un componente; simplemente como gas, líquido o sólido. Si la composición es importante, podemos manejar cada componente del sistema como un componente de regla de fase.

La regla de fase de Gibbs es un factor en el diseño de controles para sistemas. Un problema común es el exceso de control. Cuando hay más controles de los necesarios, luchan entre sí y la estabilidad del sistema sufre. Supongamos que uno está usando propano puro en un chiller de refrigeración. La línea HC en la figura 80 representa la relación P-T. De la ecuación 4.1,  $F = 1$ . Entonces el control de la presión fija un punto en la línea HC que a su vez fija la temperatura; Fijar la temperatura a través del control también fija la presión. El control de P y T no es necesario.

Los grados de libertad (F) serán un número mayor que la unidad en todas partes en una curva de fase, excepto a lo largo de las líneas de límite de fase. A menos que el sistema de control sea

compatible con el comportamiento de fase y la regla de fase de Gibbs, no será totalmente satisfactorio.

#### 4.6 Predicción sobre envolvente de fase

La ubicación del punto de burbuja y la línea del punto de rocío se puede calcular utilizando los métodos del capítulo 5. Para la mayoría de los sistemas que ocurren naturalmente por encima de aproximadamente 2000 psia, la validez del cálculo estándar se vuelve cuestionable. Si la ubicación de la curva a alta presión es muy importante, y si se puede obtener una muestra de fluido confiable, se recomienda una determinación de laboratorio de al menos partes seleccionadas de esta curva.

Sin embargo, hay circunstancias en las que el cálculo de toda o parte de la curva de fase superior es satisfactorio.

La estimación de los puntos críticos, cricondentermico y criconderbarico es particularmente importante.

**4.6.1 Temperatura cricondentermica y presión cricondenbarica.** Grieves y Thodos han preparado correlaciones para estos puntos en base a 123 mezclas binarias y 15 de múltiples componentes. Para los sistemas probados, la concordancia entre los valores predichos y medidos fue muy satisfactoria. La predicción de la temperatura es mejor que la presión. La desviación máxima de la temperatura es menos del 5%, mientras que la desviación máxima de la presión fue de alrededor del 13%.

Estas correlaciones son útiles en conjunción con cálculos de equilibrio vapor-líquido (VLE) y predicciones de puntos críticos. Por lo general, en todos estos puede ser posible construir una curva de fase (o una porción de la misma) que sea útil para al menos propósitos de planeamiento. Este puede ser el caso en las primeras etapas de desarrollo cuando todavía no hay buenas muestras de fluidos disponibles. A veces, las únicas muestras provienen de pruebas de vástagos de perforación o pozos exploratorios no producidos, lo que corrompe la validez de los resultados de laboratorio. Algunos números calculados de cricondentherm y cricondenbar pueden resultar útiles, ya que denotan la máxima T y P de cualquier curva de fase.

**4.6.2 Temperatura y presión crítica.** La predicción de la ubicación del punto crítico es difícil. La forma más confiable sigue siendo un estudio de laboratorio de una muestra confiable. Pero, hay muchas circunstancias en las que un número calculado puede ser adecuado.

Basado en un ajuste empírico de 25 sistemas de gas natural que poseen un peso molecular inferior a 30, se ha desarrollado la siguiente ecuación.

$$T_c/T'_c = 1.0 + (0.03)(M_{gas} - 16) \quad 4.2$$

Donde:  $T_c$  = temperatura crítica real

$T'_c$  = Temperatura pseudocrítica de la regla de Kay

Para la muestra analizada, el error fue menor a más o menos 5%

Un método más preciso utiliza la ecuación.

$$T_{c_{mix}} = \sum \varphi_i T_{c_i} \quad 4.3$$

Donde:  $T_{c_{mix}}$  = Temperatura crítica de la mezcla

$T_{c_i}$  = temperatura crítica de cada componente

$\varphi_i$  = fracción volumétrica definida en ecuación 4.4

$$\varphi_i = \frac{y_i v_{c_i}}{\sum y_i v_{c_i}} \quad 4.4$$

Donde:  $y_i$  = fracción molar

$v_{c_i}$  = volumen crítico de cada componente

Se ha propuesto un método similar que emplea terceros parámetros y reglas de mezcla más complejas, pero la mayor precisión es marginal.

No se ha encontrado una correlación simple y satisfactoria para la presión crítica.

Un problema es la predicción de los valores críticos para las fracciones de hidrocarburos más pesados que el hexano que se muestran en los análisis. Las correlaciones basadas en el punto de ebullición medio de la fracción, como se encontró en la prueba de destilación, han demostrado ser útiles.

Simón y Yarborough presentan una correlación para predecir la presión crítica basada en 14 sistemas de reservorio de gas-solvente que usan la composición y los heptanos más el peso

molecular de la fracción y el factor de caracterización como parámetros. Se probaron un total de otros 37 sistemas mostrados en la literatura. La desviación promedio fue de aproximadamente 5%.

Whitson ha propuesto una serie de ecuaciones generalizadas para la predicción de propiedades, que incluyen valores críticos para fracciones más pesadas como heptano plus. Se propusieron las siguientes ecuaciones que utilizaron datos anteriores.

El valor de  $T_b$  en la ecuación 8.5 y 8.6 se puede encontrar a partir de un análisis de destilación o de una regla de mezcla.

$$P_c = a(T_b)^b (\gamma)^c \quad 4.5$$

Donde:	$T_b$ =	Punto de ebullición promedio	$^{\circ}R$
	$\gamma$ =	densidad relativa	
	$P_c$ =	presión crítica	psia
	$a$ =	constante empírica	$3.12 \times 10^9$
	$b$ =	constante empírica	-2.31
	$c$ =	constante empírica	2.32

La ecuación 4.5 aplica para cualquier líquido que tenga un punto de ebullición inferior a 850  $^{\circ}R$

$$T_c = a(T_b)^b (\gamma)^c \quad 4.6$$

Donde:	$T_c$ =	Temperatura crítica	$^{\circ}R$
	$\gamma$ =	densidad relativa	
	$a$ =	constante empírica	24.3
	$b$ =	constante empírica	0.59
	$c$ =	constante empírica	0.36

Se recomienda que las referencias como las citadas anteriormente se usen con precaución y solo por aquellos muy familiarizados con el comportamiento de fase. Se muestran para ilustrar el tipo de correlaciones manuales simples disponibles.

Las ecuaciones de estado proporcionan los métodos más precisos y consistentes para predecir las propiedades críticas. Sin embargo, incluso estos métodos proveen una aproximación solamente.

## 5. Separación bifásica

### 5.1 Generalidades de separadores

Una separación eficiente del gas y el líquido es un proceso crucial en cualquier operación. Separadores pequeños o ineficientes pueden generar en numerosos problemas de operación. Los separadores son usados en procesos upstream tales como, compresión contactores de glicol y aminas, tamices moleculares y similares. El arrastre de hidrocarburos y las partículas de agua y solidos pueden causar daños mecánicos al compresor y contaminar los solventes. Los costos de operación asociados con la reparación o el remplazo de equipos/solventes a menudo excede el costo inicial de un separador.

Además, en aquellas aplicaciones donde el gas es procesado para cumplir con el punto de rocío de hidrocarburos, el arrastre de hidrocarburos líquidos en el gas de venta que sale del separador a baja temperatura puede tener un efecto significativo en el punto de rocío del gas. Esto a menudo provoca que el separador frío sea operado a bajas temperaturas para compensar el arrastre de hidrocarburos.

El tema discutido anteriormente hace referencia de los líquidos en la fase de gas. Sin embargo el arrastre de gas en la fase líquida también sucede normalmente, si el arrastre es severo puede cargar compresores de gas flash intermedios o bajos con un exceso de gas no planeado en el diseño inicial.

Un separador “completo” debe tener lo siguiente:

1. Una sección primaria de separación para remover la mayor parte del líquido de la corriente de gas
2. Una capacidad de líquidos suficientes para manejar aumentos del mismo y adecuadamente desgasificar el líquido
3. Dimensiones suficientes para permitir que las pequeñas gotas se asienten por gravedad
4. Un medio para reducir la turbulencia en el cuerpo principal del separador para que un apropiado asentamiento de partículas tome lugar.
5. Un extractor de niebla para capturar las gotas arrastradas y aquellas demasiado pequeñas para que se puedan asentar gravitacionalmente.
6. Un dispositivo interno para absorber el momentum (energía cinética) de los fluidos que ingresan
7. Un rompe – vórtices en los nódulos de salida de líquidos
8. Un método de remoción de sólidos Ej. Sand Jets
9. Caminos o agujeros para acceder al cuerpo del separador para inspección y limpieza
10. Controles apropiados de presión y capacidad tales como alarmas e interruptores de emergencia

Los dos tipos más comunes de separadores son vertical y horizontal. Las ventajas de cada uno de ellos son listadas a continuación:

Tabla 1.

## Comparación separador vertical y horizontal

Vertical	Horizontal
Generalmente usado en los servicios dominados por gas donde la cantidad de líquido es baja	Generalmente usado en los servicios dominados por líquidos donde el flujo de gas es bajo
Una marca más pequeña	Una mayor área interfacial – más adecuado para realizar la separación trifásica y fluidos espumosos
La capacidad del manejo del gas no está en función del nivel del líquido	Mejor acoplado para el manejo de surge y pegas
La relación nivel vs cantidad de líquido es lineal	Menor altura

En general, se selecciona el separador con el menor costo de instalación y aquel que cumpla los objetivos del mismo. No existen reglas rápidas y específicas sobre los tipos de separador. Son más económicos los separadores horizontales en los sistemas dominados por líquidos (más bajo para moderar GOR) y los separadores verticales en sistemas dominados por gas (Alto GOR).

Algunos separadores son clasificados como depuradores. Los depuradores son usualmente recipientes verticales y son diseñados para sistemas donde pequeñas o ninguna cantidad de líquido es esperada. A menudo son usados aguas arriba de contactores de compresión, sistemas de gasolina, etc. Como separadores secundarios, pueden ser un proceso aguas debajo del primer separador.

Depuradores típicamente incluyen altas eficiencias internas, tales como elementos centrífugos para mejorar la eficiencia de separación. Este dispositivo raramente contiene

capacidad para ondulamiento de líquidos y a menudo emplean válvulas de descarga de líquido de acción rápida.

La instalación de depuradores aguas arriba de equipos sensibles a arrastre de líquidos es una buena práctica, sin embargo siempre se debe tener en cuenta que la física de la separación no cambia solo porque un recipiente es llamado depurador en vez de separador. La conclusión – muchos depuradores son demasiado pequeños por lo cual no deberían ser usados como recipientes de una separación primaria.

## 5.2 Componentes de un separador

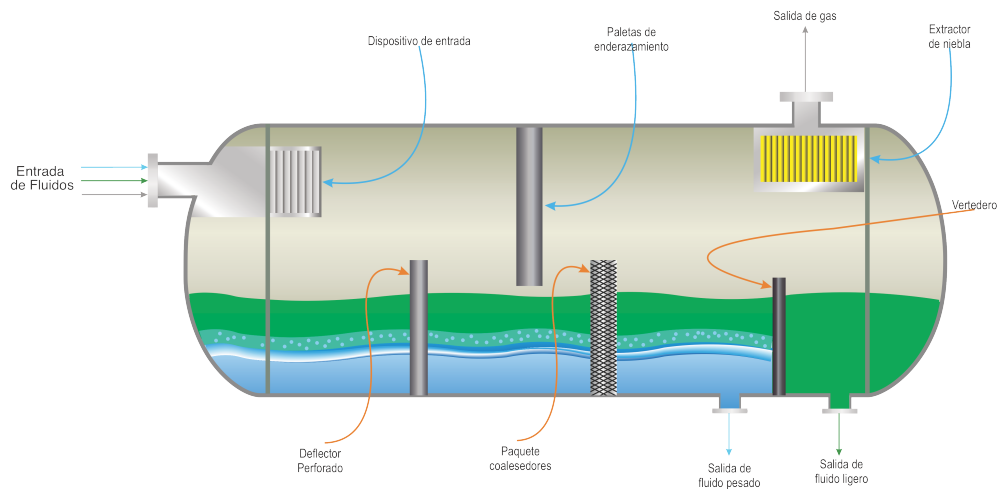


Figura 19. Ejemplo de separador trifásico

Figura 20 es un ejemplo esquemático de un separador trifásico. Figuras 19 y 20 son cortes típicos que muestran varias partes del separador.

Dispositivos internos: Los fluidos que ingresan al separador velocidades de  $20 - 33 \text{ m/s}$  no es inusual. En casos donde la tubería de entrada no tiene el diámetro adecuado se han

experimentado velocidades de  $66-100\text{ m/s}$ . La energía cinética (a menudo representada como  $\rho v^2$ ) de los fluidos que entran es alta y debe ser disipada antes que los fluidos entre a la sección de separación gravitacional del separador. Los dispositivos internos usados para disipar la energía, vienen en varios diseños desde simples platos de desviación para paletas apropiadas o unidades centrifugas. Estas serán discutidas en mayor detalle en este capítulo.

Sección de separación gravitacional: La mayoría del gas y el líquido será (se espera) segregado a este punto. En esta sección las gotas de líquidos suficientemente grandes para asentarse gravitacionalmente (usualmente  $150-300\ \mu\text{m}$ ) lo harán. En separadores horizontales algún tipo de unidades de paletas pueden ser usadas para reducir la turbulencia. En la sección de líquidos del separador paquetes coalescentes pueden ser usados para mejorar la separación agua – aceite.

Extractor de niebla: las gotas inferiores a  $150-300\ \mu\text{m}$  normalmente no se asentarán gravitacionalmente en la sección de separación gravitacional. No es muy económico incrementar el diámetro del recipiente, para disminuir la velocidad del gas y así recuperar este tipo de gotas. Los extractores de niebla son usados para mejorar la eficiencia de separación y dependiendo de su diseño típicamente podrán recolectar la mayoría de gotas cerca de los  $20-30\ \mu\text{m}$ . Los extractores de niebla serán discutidos en mayor detalle más adelante en este capítulo.

Las correlaciones de dimensionamiento del separador son basadas en flujo constante, sin embargo la experiencia dicta que la capacidad de ondulado será incorporada. No hay manera de determinar la capacidad de ondulado necesaria, debido a que el grado de ondulado no puede ser sabido exactamente de antemano. Consecuentemente la capacidad de diseño escogida tiene que ser una relación entre el costo y los requerimientos del proceso. márgenes de diseño típicos para el rendimiento o el rango de capacidad de aproximadamente 1.2 a 1.5 con el extremo

inferior del rango utilizado para sistemas de producción normales y el extremo superior utilizado para producción en terreno montañoso, flujo ascendente y sistemas de elevación de gas.



Figura 20. Separador vertical. Adaptada de Wsyq World. Disponible en: <http://www.wsyqworld.com/product/asme-cyclone-separator-skid>



Figura 21. Separador horizontal. Adaptada de All Biz. Disponible en: <https://all.biz/ar-es/separadores-de-ensayo-g54487>

En la sección de separación gravitacional, la longitud del separador horizontal tiene un mayor efecto en la capacidad que la altura en un separador tipo vertical. En los recipientes horizontales, el camino de una gota idealmente tiene una trayectoria similar a la de una bala en un arma. Aunque la longitud necesaria depende de:

1. Tamaño de la gota
2. Velocidad del gas
3. Densidad de la gota
4. Diámetro del recipiente
5. Grado de turbulencia
6. Densidad del gas

En un caso ideal, la turbulencia puede ser descuidada y asumir el efecto de la gravedad constante. La velocidad de la gota afecta la longitud – a medida que incrementan las gotas viajarán más lejos antes de que se asienten. Aunque algunas correcciones tienen que ser hechas para las condiciones no ideales que existan, un análisis muestra que la capacidad de los separadores horizontales de un diámetro dado puede ser incrementada al incrementar la longitud.

La aplicación de los mismos principios para separadores verticales muestra ligeramente resultados diferentes. En este punto la velocidad de la gota está siendo disminuida por la gravedad. Lo cual hace la separación más difícil. Con el fin de mantener la altura del separador razonable, las velocidades permitidas son a menudo menores que en el recipiente horizontal. La longitud del separador debe ser la necesaria para que la velocidad de la gota llegue a cero y la

gota comience a caer. Incrementar la longitud después de este punto no mejora la eficiencia de separación.

Si demasiado líquido es llevado a la sección de separación gravitacional, la caída de las pequeñas gotas es obstaculizada y el arrastre se vuelve más frecuente debido a que el extractor de niebla se inunda. Esta es la razón por la cual el diseño interno es primordial. La teoría no puede ofrecerle al diseñador visión suficiente en la elección del tamaño del separador. La realimentación del comportamiento del separador actual es vital en el refinamiento del diseño de separadores. Alternativamente Software basados en fluidos dinámicos computacionales permiten al diseñador visualizar patrones de flujo del fluido a través del separador sin pruebas experimentales. Esta aproximación es ampliamente utilizada por diseñadores de separadores hoy en día.

### 5.3 Principios de separación

Los equipos de separación emplean uno o más de los siguientes mecanismos: (1) asentamiento gravitacional, (2) fuerza centrífuga, (3) instrucción, (4) precipitación electrostática, (5) precipitación sónica, (6) filtración, (7) separación adhesiva, (8) adsorción, (9) térmico. Los mecanismos primarios en la separación aceite – gas son 1, 2 y 3.

El problema es complicado debido a que las partículas son de diferentes tamaños y características, ambos líquidos y sólidos deben ser removidos. Además, el tamaño y costo del equipo requerido son siempre consideraciones prácticas.

Tamaño de partícula: esto es normalmente definido por su diámetro en micras  $1\mu = 1 \times 10^{-6} m = 3.3 \times 10^{-6} ft$ . Partículas con un tamaño superior a 20-30  $\mu m$  pueden ser superadas con un diseño de equipo adecuado. Las partículas con tamaño inferior a este representan un problema. El asentamiento, inercia y fuerza centrífuga exhiben una eficiencia limitada en la remoción de estas partículas tan pequeñas. Separadores de filtro coalescentes de tamaño adecuado pueden eliminar gotas de cerca de 1  $\mu m$ .

Existen severas formas de describir el diámetro promedio de una partícula:

1. Diámetro de una esfera teniendo un volumen promedio

$$D_p = \left[ \frac{\sum (nD^3)}{\sum n} \right]^{1/3}$$

2. Diámetro de una esfera teniendo un área promedio

$$D_p = \left[ \frac{\sum (nD^2)}{\sum n} \right]^{1/2}$$

3. Diámetro de una esfera teniendo el diámetro medio geométrico

$$D_p = e^B$$

Donde:  $e$  = Base de logaritmo natural

$$B = \frac{\sum (n \ln D)}{\sum n}$$

$D_p$  = Diámetro promedio de partícula

$D$  = Diámetro de un tamaño de partícula dado

$n$  = número de partículas de un tamaño dado  
( $D$  y  $D_p$  en unidades consistentes)

La probabilidad usual del tamaño de una partícula normalmente toma la forma mostrada en la curva a, Figura 21, a menudo la curva será sesgada a la derecha o izquierda como con la curva b, o se pueden encontrar varios picos como en la curva c.

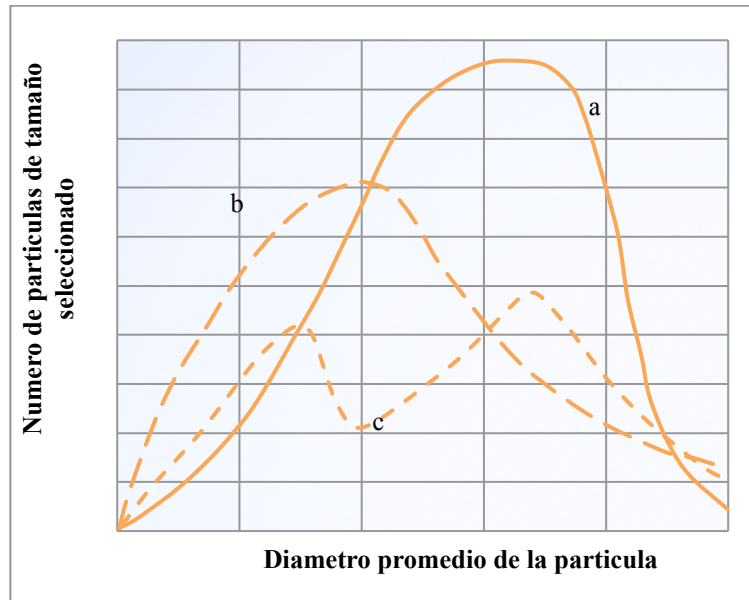


Figura 22. Tipica distribucion de particulas

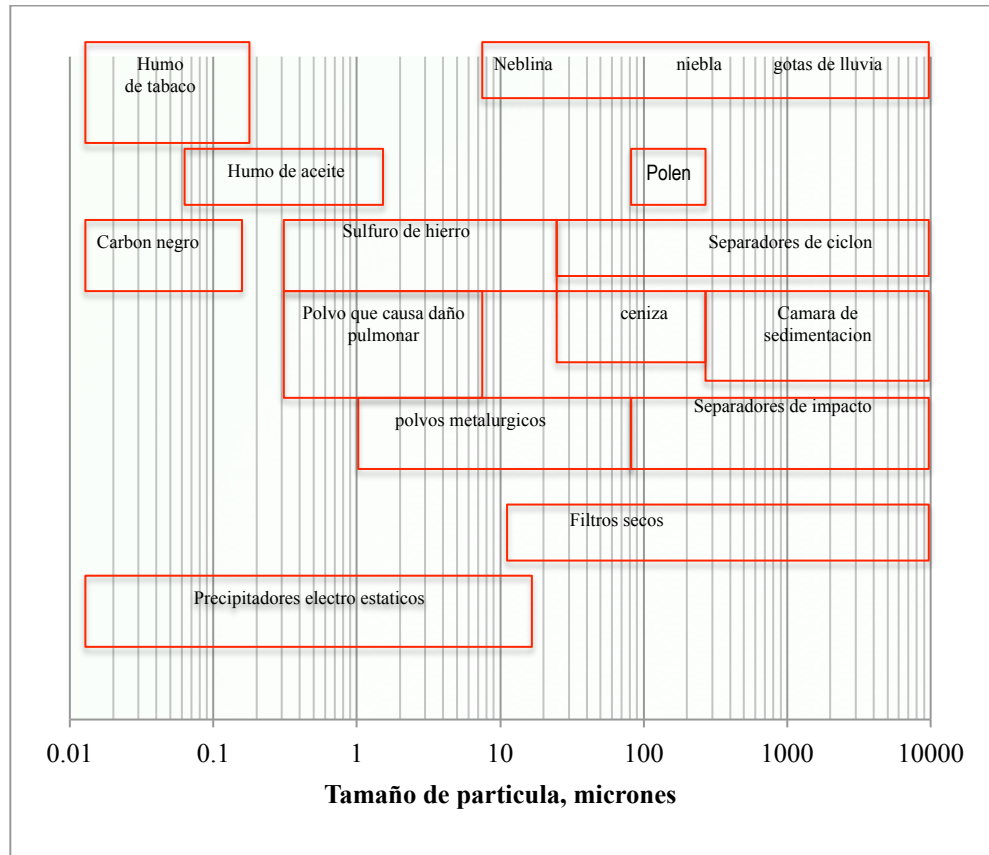


Figura 23. Tipica distribucion de particulas

Figura 24 muestra ejemplos de diferentes tamaños de partículas para propósitos de comparar. El punto de quiebre entre la niebla y la neblina es aproximadamente 100 micras.

Para determinar el tamaño de partícula promedio es relativamente con sólidos, sin embargo algunos métodos tienen que ser estudiados para líquidos. El cálculo de este tamaño de partícula puede ser considerado de alguna forma académico debido a que el tamaño de las partículas cambia frecuentemente en la línea de flujo, sin embargo es necesario para comenzar el punto de diseño.

Ecuación 5.1 puede ser usada para estimar el tamaño aproximado de gotas de gran tamaño formado en la tubería interna del recipiente.

$$\frac{d_{p\max}}{d_{pipe}} = 4.5 \left[ \frac{\vartheta}{\rho_g v_g^2 d_{pipe}} \right]^{0.6} \left( \frac{\rho_g}{\rho_L} \right)^{0.4} \quad (5.1)$$

Donde:

$d_{p\max}$	= Máximo tamaño de gota	<i>ft</i>
$d_{pipe}$	= Diámetro interior del tubo de entrada	<i>ft</i>
$\vartheta$	= Tensión superficial del líquido	<i>poundal/ft</i>
$\rho_g$	= Densidad del gas	<i>lbm/ft<sup>3</sup></i>
$v_g$	= Velocidad del gas	<i>ft/s</i>
$\rho_l$	= Densidad del líquido	<i>lbm/ft<sup>3</sup></i>

Tabla 2.

Tensiones superficiales típicas

<b>Tensión superficial</b>	
<b>1 dyne/cm a 100°F</b>	
HP Aceite/Condensado	10-20
LP Aceite/condensado	20-30
NGL	5-15
Agua	70
TEG	45*
1 dyne/cm = 0.001 N/m = 0.0022 poundal/ft a 77°F	

**5.3.1 Ejemplo 1.** Estime el tamaño máximo de gota en la tubería de entrada a un separador. La velocidad es 23 *ft/sec*. Las densidades de gas y líquido son 4.4 *lbm/ft<sup>3</sup>* y 44 *lbm/ft<sup>3</sup>* respectivamente. La tensión superficial del líquido es 20 *dynes/cm* y el diámetro del tubo de entrada es 16 in.

$$\frac{d_{P_{\max}}}{d_{\text{pipe}}} = 4.5 \left[ \frac{\sigma}{\rho_g v_g^2 d_{\text{pipe}}} \right]^{0.6} \left( \frac{\rho_g}{\rho_L} \right)^{0.4}$$

$$\frac{d_{P_{\max}}}{d_{\text{pipe}}} = 4.5 \left[ \frac{(20)(2.20 \times 10^{-3})}{(4.4)(23)^2 (1.33)} \right]^{0.6} \left( \frac{4.4}{44} \right)^{0.4} = 0.0022$$

$$d_{P_{\max}} = (0.0022)(1.33) = 0.00029 \text{ ft} = 890 \mu\text{m}$$

El diseño del eliminador de niebla es esencialmente redistribuciones de la curva de distribución de partículas. Un separador horizontal ordinario podría tener la distribución de partículas a través de su longitud como se muestra en el Figura 2.

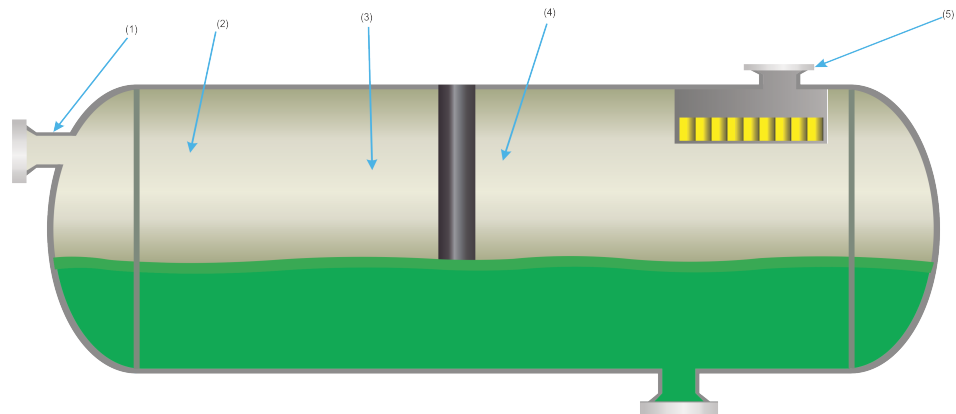
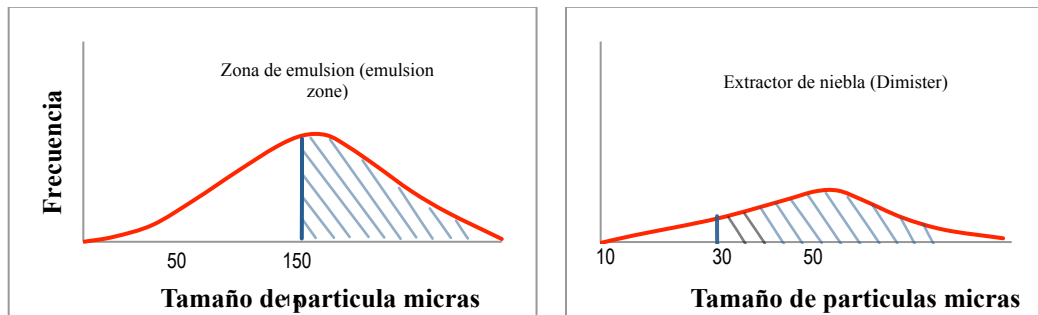
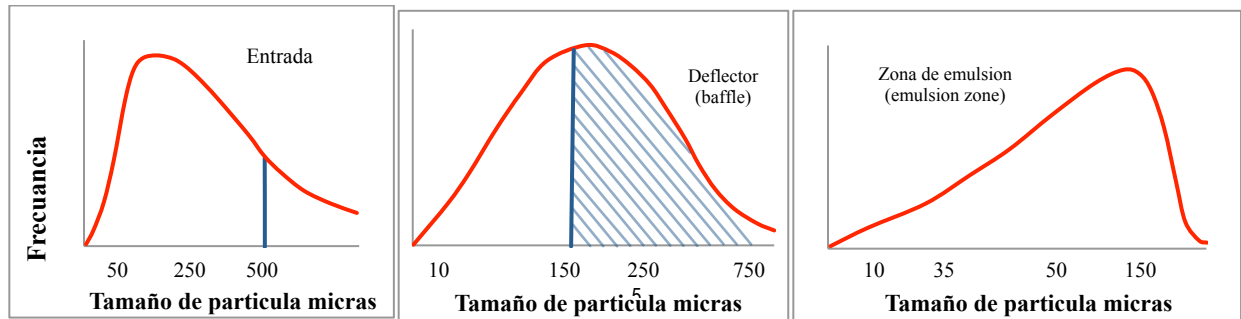


Figura 24. Ejemplo de distribución de partícula en un separador

La distribución depende del diseño interno, las características de los fluidos involucrados y el equipo existente aguas arriba. Tomando una gran caída de presión a través de la válvula, particularmente con altos radios de condensados gas – aceite, pueden atomizar el líquido y crear partículas más pequeñas menores a  $2 \mu m$  de diámetro.

A. Una distribución de las partículas de entrada que es segada con diferentes tamaños de partícula entrando al recipiente como se muestra en (1)

B. la corriente llega al dispositivo de impulso de entrada donde los líquidos (partículas mayores de 500 micras) son removidos.

C. La distribución mostrada en (2) ingresa a la primer área de separación donde la gravedad separa efectivamente todas las partículas mayores a 150 micras

D. La entrada al eliminador de neblina de paletas se habrá cambiado a la distribución en (3) en este punto, el eliminador de neblina tipo "veleta" a través de la fuerza interna, la fuerza centrífuga y la reducción de la turbulencia, fusiona las pequeñas gotas en gotas más grandes. algunas de estas gotas serían lo suficientemente grandes como para caer al líquido por los caminos provistos en la sección de la paleta, un número significativo de gotas grandes pasarían a través de la paleta como se muestra en (4).

E. La salida de la veleta entraría en la sección de separación secundaria donde la gravedad volvería a separar todas esas partículas de más de 150 micras.

F. Esta nueva distribución de partículas entraría en el eliminador de neblina, donde se produciría una acción similar al paso D, de modo que la salida final del recipiente tendría una distribución de partículas de 30 micras y menos.

Hay varios puntos que hacer sobre la descripción anterior. Muchos fabricantes afirman que eliminan todas las partículas hasta 10 micras. Esto no es comercialmente viable en el separador de tipo arrastre. En la producción de petróleo y gas, la mayoría de los separadores están dimensionados para eliminar gotas de líquido de más de  $150 \mu m$  por sedimentación por gravedad. Las gotas más pequeñas deben unirse para formar gotas más grandes ( $D_p \geq 150 \mu m$ )

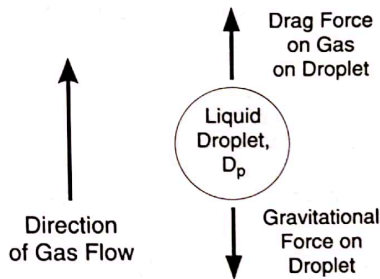
que pueden separarse por gravedad. Los extractores de niebla se usan comúnmente para proporcionar coalescencia. En condiciones ideales, la almohadilla del desempañador de malla de alambre de 4 in de grosor permitirá el paso del 30-40% de las gotas más grandes de 20  $\mu m$  , aunque la eficiencia aumentará cerca del 100% para las gotas de más de 60-70  $\mu m$  ., como puede ver, la eficiencia de separación depende de la distribución del tamaño de partícula.

La experiencia ha indicado que el tamaño mínimo de partícula está relacionado con la velocidad de entrada, el número de restricciones y la de caída de presión en la tubería de entrada. Estos factores conducen a las pautas de la boquilla de entrada como se discute más adelante, pero el vendedor generalmente no tiene control sobre la tubería de entrada. Por lo tanto, aunque las garantías de rendimiento son agradables, la responsabilidad final de un diseño en particular es compartida entre el ingeniero de diseño y el vendedor.

**5.3.2 Separación gravitacional.** Dos fuerzas, la gravedad y el arrastre, actúan sobre una gota de líquido en un separador gas-líquido.

La ecuación 5.2 muestra la relación entre la velocidad terminal y los parámetros de separación y las propiedades del fluido. La velocidad terminal es la velocidad del gas donde la gota de líquido se suspende en el flujo de gas, no se mueve hacia arriba ni hacia abajo.

$$v_t = \left( \frac{4gD_p}{3C_d} \right)^{0.5} \left( \frac{\rho_L - \rho_g}{\rho_g} \right)^{0.5} \quad (5.2)$$



El coeficiente de arrastre,  $C_d$ , es una función del diámetro de partícula, forma, terminal, velocidad, densidad de gas y viscosidad. La solución para  $C_d$  es iterativa, al igual que la solución para el factor de fricción en el flujo de fluido.

Un enfoque es evaluar el  $C_d$ , para tres regímenes de flujo separados: laminar (o ley de Stokes), intermedio y turbulento (o la Ley de Newton). Este enfoque supone que la gráfica del coeficiente de arrastre versus el número de Reynold se puede aproximar por tres líneas rectas. Esto no da como resultado una pérdida grave de precisión en condiciones típicas de separación de gas - petróleo.

Utilizando este enfoque, la velocidad terminal de una partícula que cae a través de un fluido por la fuerza de la gravedad puede representarse mediante la siguiente ecuación.

$$v_t = \left[ \frac{4gD_p^{N+1}(\rho_p - \rho_r)}{3A\mu^N \rho_r^{(1-N)}} \right]^{\left(\frac{1}{2-N}\right)} \quad (5.3)$$

"A" y "N" son constantes relacionadas al régimen de flujos y el coeficiente de arrastre en el sistema es determinado por:

$$K = D_p \left[ \frac{g \rho_f (\rho_p - \rho_f)}{\mu^2} \right]^{1/3}$$

Los valores de "A" y "N" usadas en la ecuación 5.3 son encontradas en la tabla a continuación.

Tabla 3.

Valores A y N para ecuación

Régimen de flujo	K	A	N
Laminar	$K < 3.3$	24.0	1.0
Intermedio	$3.3 < K < 43.6$	18.5	0.6
Turbulento	$K > 43.6$	0.44	0

Cuando el líquido está siendo separado de un gas en un flujo laminar la ecuación 5.3 se convierte en:

$$v_t = \frac{a D_p^2 (\rho_L - \rho_g)}{18 \mu} \quad 5.4$$

Donde:	$a$ = aceleración debido a fuerza centrífuga	$ft/sec^2$
	$D_p$ = diámetro de partícula	$ft$
	$g$ = aceleración gravitacional	$32.2 ft/sec^2$
	$v_t$ = velocidad terminal de partícula	$ft/sec$

$\rho_L$ = densidad del liquido	$lbm/ft^3$
$\rho_g$ = densidad del gas	$lbm/ft^3$
$\rho_p$ = densidad de la partícula dispersada	$lbm/ft^3$
$\rho_f$ = densidad del fluido continuo	$lbm/ft^3$
$\mu$ = Viscosidad del gas	$lbm/ft - sec^2$

#### 5.4 Tamaño del separador

La determinación del diámetro del recipiente de separación se basa en los principios anteriores. Es una aplicación semi-empírica ya que no se pueden medir cosas como el tamaño de gota y otras variables. Además, muchos de los supuestos de las ecuaciones anteriores no se cumplen en la práctica real.

Una forma de la ecuación supone que la ley de Newton es válida para la parte del asentamiento gravitacional del separador. La ecuación 11.6 se convierte en:

$$v_t = \left( \frac{4gD_p}{3(0.44)} \right)^{0.5} \left( \frac{\rho_L - \rho_g}{\rho_g} \right)^{0.5} \quad (5.5)$$

Para un tamaño de gota particular, el primer término en el lado derecho de la ecuación 5.5 es fijo. Por ejemplo, si  $D_p = 200\mu m$ , este término es igual a  $0.25 \text{ pies/sec}$ . Este término se remite a menudo como el coeficiente de dimensionamiento,  $K_s$  y el modelo general para los separadores de líquido y gas de tamaño se convierte en:

$$v = K_s \left( \frac{\rho_L - \rho_g}{\rho_g} \right)^{0.5} \quad (5.6)$$

Donde:	$\rho_L$ = Densidad del liquido	$lb/ft^3$
	$\rho_g$ = Densidad del gas	$lb/ft^3$
	$v$ = Velocidad del gas disponible	$ft/sec$
	$K_s$ = Una constante empírica	$ft/sec$

Todos los términos de densidad son a presión y temperatura de separación.

El valor de  $K_s$  depende de todos los factores que afectan la separación excepto la densidad. El tamaño de partícula de densidad, los tipos de componentes internos, las acciones de vórtice, la formación de espuma, el flujo de salida, la presencia de sólidos, la longitud de separación, las diferentes relaciones gas - líquido, y similares. No es sorprendente que  $K_s$  varíe ampliamente en diferentes aplicaciones. ¿Cómo lo predices? Por experiencia.

Los siguientes valores de  $K_s$ , son tomados de API 12J

Tabla 4.

Valores de  $K_s$  para separadores

Tipo de separador	Altura o longitud ft	$K_s$ FPS
Vertical	10 o superior	0.18-0.35
Horizontal	10	0.40-0.50
	Otro	$K_{10}(L/10)^{0.56}$

Tenga en cuenta que en  $K_s$ , los valores horizontales se citan en función de la longitud. Esta corrección de longitud para separadores horizontales debe usarse con cuidado. Los valores mostrados se obtuvieron en separadores con una relación longitud-diámetro que promedia aproximadamente 5:1. En efecto,  $K_s$  solo aumenta significativamente con la longitud a medida que aumenta este  $L/D$ . Un separador de 10 pies por 50 pies puede no tener un valor mayor de  $K_s$  que uno de 4 pies por 20 pies (la misma relación  $L/D$ ). El primero puede tender a poseer un valor ligeramente más alto de  $K_s$ , pero no sería tan bueno como lo indicaría la correlación API. A menos que  $L/D$  sea mayor que 5: 1, es difícil justificar un valor de  $K_s$  mayor que 0.50 independientemente de la longitud.

Si un separador horizontal es para ser usado con un  $L/D$  que no sea 5, multiplica el valor de  $K_s$  por el término.

$$\left[ \frac{L/D}{5} \right]^{0.56}$$

Para corregir la longitud extra en ausencia de espuma. Si se espera una fuerte formación de espuma, es posible que desee utilizar un valor mínimo de  $K_s$  y agregar una longitud adicional, según la experiencia.

El cálculo del diámetro del separador procede de la ecuación 5.6 usando la siguiente relación:

$$v = \frac{q_a}{A} = \frac{4q_a}{\pi d^2 F_g}, \quad d = \sqrt{\frac{4q_a}{\pi v F_g}} \quad 5.7$$

Donde:  $v$  = Velocidad del gas disponible  $ft/sec$

$q_a$  = Flujo volumétrico real  $ft^3/sec$

$d$  = diámetro del separador  $ft$

$F_g$  = fracción de un corte seccional de área disponible para el flujo de gas

El flujo volumétrico actual puede ser calculado con las ecuaciones 5.8 o 5.9

$$q_a = \frac{m}{3600 \rho_g} \quad 5.8$$

$$q_a = \left( \frac{q_s}{86400} \right) \left( \frac{P_s}{P} \right) \left( \frac{T}{T_s} \right) (z) \quad 5.9$$

donde:	$m =$	Flujo másico	$lbm/hr$
	$\rho_g =$	Densidad del gas	$lbm/ft^3$
	$q_s =$	Flujo de gas estándar	$scf/dia$
	$P_s =$	Presión estándar	$psia$
	$P =$	Presión del separador	$psia$
	$T =$	Temperatura del separador	$^{\circ}R$
	$T_s =$	Temperatura estándar	$^{\circ}R$
	$z =$	Factor de compresibilidad del gas	

Combinado las ecuaciones 5.6, 5.7 y 5.9 obtenemos la ecuación 5.10 la cual permite obtener la capacidad del gas que puede manejar el separador en función del  $d$ , la  $T$ ,  $P$  y  $K_s$ .

$$q_s = 67824(K_s)(d^2)(F_g)\left(\frac{P}{P_s}\right)\left(\frac{T_s}{T}\right)\left(\frac{1}{z}\right)\left(\frac{\rho_L - \rho_g}{\rho_g}\right)^{0.5} \quad 5.10$$

**5.4.1 Uso del flujo másico.** Es algunas veces más conveniente usar el flujo másico para propósitos de dimensionamiento. Esto se hace a menudo en dimensionadores y absorbedores. La velocidad másica ( $w$ ) está relacionada con la velocidad lineal por la ecuación:

$$w = 3600 v \rho_g$$

Si esta relación es substituida en la ecuación 4.6 el resultado es:

$$w = 3600 K_s [(\rho_l - \rho_g)(\rho_g)]^{0.5} \quad 5.11$$

$$w = \frac{4m}{\pi d^2 F_g} \quad 5.12$$

Donde:	$w =$	Velocidad másica	$lbm/ft^2 - hr$
	$m =$	Flujo másico	$lbm/hr$
	$v =$	Velocidad linear	$ft/sec$
	$\rho_g =$	Densidad del gas	$lbm/ft^3$
	$\rho_L =$	Densidad del liquido	$lbm/ft^3$
	$d =$	Diámetro interno del separador	$ft$
	$F_g =$	Fracción de área de gas disponible	
	$K_s =$	Parámetro de dimensionamiento de gas	$ft/sec$

Combinando ecuaciones 5.11 y 5.12 se obtiene una solución para el diámetro

$$d = \frac{0.0188 \left( \frac{m}{F_g K_s} \right)^{0.5}}{[(\rho_L - \rho_g)(\rho_g)]^{0.25}} \quad 5.13$$

El valor de " $m$ " esta relacionado a la tasa de flujo de volumen estándar de la siguiente manera:

Tabla 5.

Valor de  $m$

FPS (qsc a 60°Fy 14.7 psia)
$m = 110(\text{MMscfd})(M_{\text{wgas}})$
$= 3180(\text{MMscfd})(\gamma_{\text{gas}})$

El cálculo del diámetro del recipiente para un caudal dado (o la determinación del caudal permitido para un diámetro dado) depende principalmente de la elección de  $K_s$ . La API establece un rango de valores posibles. Pero, este rango es grande, variando en algunos casos por un factor de dos. ¿Qué valor adecuado dentro de este rango debe ser escogido?

En el análisis final, la elección debe basarse en la experiencia y los datos de instalaciones de separación comparables y la eficiencia de separación requerida. En algunas aplicaciones de campo, una cantidad nominal de arrastre puede ser tolerable y se puede especificar un  $K_s$  más grande (separador de menor diámetro) que en algunas aplicaciones de proceso. Los equipos de separación antes de deshidratadores, contactores de aminas, compresores, etc. Es crítico.

Nuestra experiencia es que para los separadores verticales con malla de alambre estándar o extractores de niebla tipo paleta, los valores de  $K_s$  varían de aproximadamente 0.23 a 0.35  $ft/sec$ . Para dispositivos de entrada patentados y extractores centrífugos de niebla  $K_s$ , algunas compañías han especificado valores de hasta 0.82  $ft/sec$ . Por lo general, estos se usarían en aplicaciones de fregado sin flujo slugging o aumento.

Para los separadores horizontales con paquete de paletas o extractores de niebla de malla de alambre, los valores de  $K_s$  varían de aproximadamente 0.23 a 0.5  $ft/sec$ .

Reconociendo que los caudales de diseño generalmente se basan en estimaciones de ingeniería de yacimientos y que las sobretensiones transitorias y golpes a menudo pueden dar como resultado flujos instantáneos que son más altos que el flujo promedio.

Es una práctica común ajustar hacia arriba el flujo promedio esperado utilizando un factor de diseño. Los factores de diseño típicos varían de aproximadamente 1.2 a 1.5 dependiendo de la ubicación y naturaleza de la corriente de entrada. El extremo superior del rango debe usarse para producciones elevadas por gas, flujo en terreno montañoso y sistemas de elevación en plataformas costa afuera.

Todos los separadores experimentan arrastre. Incluso los llamados separadores de “alta eficiencia” que utilizan varios componentes internos patentados pueden experimentar un arrastre de líquido del 2-3%. El arrastre no es necesariamente intolerable. El arrastre de líquido de los separadores de producción primaria puede no ser un problema importante de opacidad si se proporciona una separación secundaria aguas abajo. Sin embargo, en aplicaciones de separación crítica, el costo de los problemas creados por el arrastre a menudo excede con creces el costo incremental de un recipiente de tamaño adecuado.

**5.4.2 Ejemplo 2.** Calcule el diámetro del separador vertical necesario para un flujo de gas de 35.4 MMscfd si la densidad del gas es  $5.0 \text{ lbm}/ft^3$  y la densidad del líquido es  $50 \text{ lbm}/ft^3$ . Use un valor de  $K_s$  de  $0.23 \text{ ft/s}$ . La densidad del gas es 0.7. El factor de diseño para esta aplicación es 1.2.

$$m = (3180)(35.4)(0.7) = 78800 \text{ lbm/h}$$

Usando el factor de diseño de 1.2

$$q_a = \frac{1.2m}{3600\rho_g} = \frac{(1.2)(78800)}{(3600)(5.0)} = 5.25 \text{ ft}^3/\text{s}$$

$$v = K_s \left( \frac{\rho_L - \rho_g}{\rho_g} \right)^{0.5} = 0.23 \left( \frac{50-5}{5} \right)^{0.5} = 0.69 \text{ ft/s}$$

$$d = \sqrt{\frac{4q_a}{\pi v F_g}}, \text{ para un separador vertical } F_g = 1.0$$

$$d = \sqrt{\frac{4(5.25)}{\pi(0.69)(1.0)}} = 3.1 \text{ ft} = 37 \text{ in}$$

Los líquidos espumosos y emulsionados también afectan la capacidad. Se debe romper la espuma para obtener una buena separación vapor - líquido. Se necesita una superficie de contacto y tiempo (longitud) para romperlo físicamente. Los químicos antiespumantes se han empleado con éxito en muchos lugares, en algunos casos, se han utilizado separadores horizontales con un rallador  $L/D$  de 10: 1 para ayudar a desestabilizar la espuma.

La gravedad del problema de la formación de espuma es aún peor por el diseño del sistema de control delante del separador, cuando puede producirse una caída sustancial de presión. Cuando se anticipa la formación de espuma, esto debe considerarse en el tamaño del recipiente

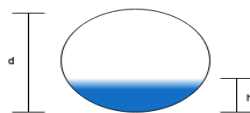
En el caso de recipientes verticales de gas - líquido como absorbedores y fraccionados, se acostumbra usar valores de  $K_s = 0.14 - 0.22 \text{ ft/sec}$  para torres en bandejas. Esto está diseñado para proporcionar una separación de gas - líquido bastante eficiente en la corta distancia entre las bandejas. Esto es consistente con una corta experiencia en separadores.

Valores de " $F_g$ " la fracción del área total disponible para el flujo de gas es mostrado en tabla 6 uno puede extrapolar esta tabla más allá de 0.55. El valor para  $h/d = 0.60$  será uno menos el valor de " $F_g$ " a un  $h/d = 0.4$ , o  $F_g = 1 - 0.626 = 0.374$ .

Tabla 6.

Valores de F como función de la altura de un líquido en un separador horizontal

h/d	$F_g$	h/d	$F_g$
0.00	1000	0.30	0.748
0.05	0.981	0.35	0.688
0.10	0.948	0.40	0.626
0.15	0.906	0.45	0.564
0.20	0.858	0.50	0.500
0.25	0.804	0.55	0.436



**5.4.3 Tiempo de retención de líquidos.** Un factor no cubierto por las ecuaciones de dimensionamiento de gas es el tiempo de retención de líquido. Se necesita un tiempo finito para que el gas salga del líquido.

El tiempo de retención es una forma indirecta de fijar el volumen de un separador necesario para manejar el caudal de líquido. El volumen del líquido separador es igual al caudal del líquido multiplicado por el tiempo de retención. Para algunos diseños de separadores, los requisitos de volumen de líquido (establecidos por el tiempo de retención) tienen un mayor efecto en el tamaño del caudal de gas de transmisión. Esto es particularmente cierto en los grandes separadores de petróleo crudo donde la relación gas-petróleo es baja. El líquido es el factor de control.

La ecuación para el cálculo del volumen de líquido requerido en el separador es:

$$V_L = \frac{(q_L)(t)}{1440} \quad 5.14$$

Donde:  $V_L$  = Volumen de líquido requerido en el separador *bbl*

$q_L$  = rendimiento de liquido *bbl/dia*

$t$  = tiempo de retención *min*

Tabla 7.

Tiempos de tención típicos

Aceite y gas natural	1-3 minutos
Acumuladores de reflujo	5-10 minutos
Tanques de compensación de alimentación fraccionada	8-15 minutos
Tanques de compensación de refrigerante	4-7 minutos
Economizadores de refrigerante	2-3 minutos

La norma API 12j nos da la siguiente guía para la separación gas – aceite

Tabla 8.

Guía para la separación gas-aceite

Densidad relativa del aceite	Minutos
Inferior a 0.85	1
0.85-0.93	1 a 2
0.93 - 1	2 a 4

Tiempos de retención o residencia también son afectados por la composición. Espumas y la presencia de sólidos y emulsiones.

El tiempo de retención es un factor muy importante en los recipientes de separación donde podría estar ocurriendo una reacción química. Un buen ejemplo es la desoxigenación del agua.

Se prefiere un tiempo de retención de 5 minutos, siendo 3 minutos marginal. Este tiempo es necesario para que la reacción química continúe y para obtener una buena mezcla química.

Como se señala más adelante en este capítulo, el volumen de retención de líquido también debe proporcionar fines de control, particularmente cuando están involucrados controles de alarma y apagado.

Un segundo problema al dimensionar la sección líquida es proporcionar suficiente área de sección transversal para desgasificar el líquido. Para líquidos de baja viscosidad, este normalmente no es el criterio limitante en el diseño del separador, pero para líquidos viscosos, particularmente en sistemas donde la carga de líquido es alta, el desgaste puede ser limitante.

En general, se supone que si se permite que las burbujas de más de 200 a 300  $\mu m$  escapen a la fase de vapor, el arrastre de vapor debe ser mínimo. La ley de Stokes se puede usar para estimar la velocidad de subida de la burbuja.

$$v = \frac{g D_p^2 (\rho_L - \rho_g)}{18 \mu_L} \quad 5.15$$

donde:	$v =$	Velocidad de subida de burbuja	$ft/sec$
	$D_p =$	Diámetro de burbuja	$ft$
	$\rho_L =$	Densidad del líquido	$lbm/ft^3$
	$\rho_g =$	Densidad del gas	$lbm/ft^3$
	$\mu_L =$	Viscosidad del líquido	$lbm/ft - sec$
	$g =$	Aceleración gravitacional	$32.17 ft/sec^2$

## 6. Separación trifásica

### 6.1 Generalidades de separadores trifásicos

Los separadores trifásicos manejan gas más dos fases líquidas inmiscibles. Las dos fases líquidas pueden ser aceite y agua, glycol y condensado, etc. No anticipe una separación perfecta entre las fases líquidas, particularmente si la relación gas-aceite es alta o el aceite tiene alguna tendencia emulsionante o espumosa. Para la separación primaria, el arrastre de 5-10% de aceite en agua o agua en aceite no es poco común, para los separadores trifásicos que operan en condiciones de diseño.

El equipo utilizado aguas abajo de un separador trifásico o de un orificio ciego de agua libre para cumplir con las especificaciones de crudo y ventas y / o las regulaciones de descarga de agua incluyen:

1. Tanques de lavado y tanques de sedimentación
2. Gun barrels (un tipo de tanque de sedimentación)
3. Coalescentes
4. Precipitadores electrostáticos
5. Tratadores de calor
6. Celdas de flotación de gas
7. Hidrociclones

El equipo que se selecciona depende de varios factores, incluyendo la densidad y viscosidad del crudo, corte de agua, estabilidad de la emulsión, especificaciones, etc.

Se debe dimensionar un separador trifásico para proporcionar una separación efectiva de gas / líquido y también para proporcionar una separación adecuada de líquido / líquido. Debido a la dificultad para separar las fases líquidas, este criterio a menudo controla el tamaño del separador.

La separación de dos fases líquidas inmiscibles (típicamente agua y aceite) sería rutinaria, excepto por la presencia de agentes emulsionantes en los fluidos producidos. Los emulsionantes pueden estar presentes de forma natural, sólidos finamente divididos del yacimiento, productos de corrosión, asfáltenos, etc., o pueden introducirse artificialmente en la mezcla de agua - crudo, como surfactantes u otros productos químicos de tratamiento, como los inhibidores de corrosión e hidratos.

Independientemente de cómo se introduzca, un emulsificante estabiliza la emulsión que se forma durante la mezcla intensa y el cizallamiento de los fluidos producidos en el pozo, la línea de flujo y los estranguladores. Una emulsión estable puede consistir en aceite o gotas de agua tan pequeñas como  $1 \mu m$ . Se dice que una emulsión es "estable" cuando estas pequeñas gotas no se unirán debido a la presencia del emulsionante en la superficie de la gota. Esto impide la coalescencia al hacer que la película interfacial sea más duradera o al impartir una carga a la gota. De la ley de Stokes la velocidad es proporcional al diámetro de la gota al cuadrado, por lo que pequeñas gotas permanecen usualmente invertidas en la fase continua

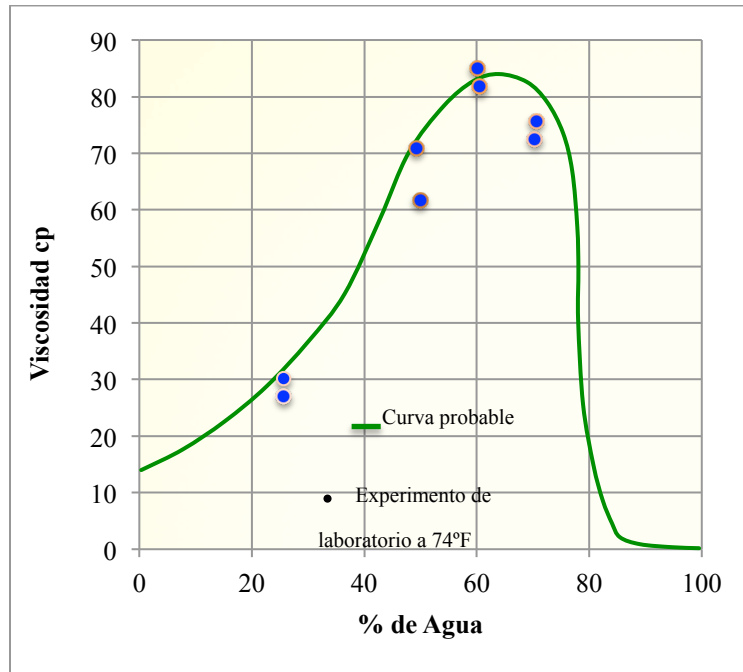


Figura 25. Viscosidad de una emulsión agua-aceite

Además, la viscosidad de una emulsión puede ser varias veces mayor que la viscosidad de cualquier fase. La figura 23 muestra la relación entre la viscosidad de una emulsión de aceite y agua y el corte de agua.

Esta capa emulsionada altamente viscosa, a menudo denominada almohadilla de emulsión, actúa como una barrera para una buena separación de agua y aceite.

**6.1.1 Ejemplo 1.** Estime el área de la sección transversal necesaria para desgasificar un petróleo crudo. La viscosidad del aceite es de 10 cp. Las densidades de petróleo y gas son  $50 \text{ lbm/ft}^3$  y  $0.625 \text{ lbm/ft}^3$  respectivamente. La tasa de aceite es  $50300 \text{ bbl/día}$ . Suponga un diámetro de burbuja de  $250 \mu\text{m}$

$$D_p = 250 \mu m = 0.00082 \text{ ft}$$

$$\rho_l = 50 \text{ lbm/ft}^3$$

$$\mu_l = 10 \text{ cp} = 6.72 \times 10^{-3}$$

$$\rho_g = 0.625 \text{ lbm/ft}^3$$

$$v = \frac{(32.17)(0.00082)^2(50 - 0.625)}{(18)(6.72 \times 10^{-3})} = 0.00884 \text{ ft/sec}$$

$$q_L = (50300 \text{ bbl/dia}) \left( \frac{5.61 \text{ ft}^3}{\text{bbl}} \right) \left( \frac{1 \text{ dia}}{86400 \text{ sec}} \right) = 3.27 \text{ ft}^3/\text{sec}$$

$$A = q/v = (3.27 \text{ ft}^3/\text{sec}) \left( \frac{1 \text{ sec}}{0.00884 \text{ ft}} \right) = 369 \text{ ft}^2$$

Suponga un separador horizontal con  $L / D = 4$  y nivele al 50%. La interfaz es un rectángulo, por lo que sus dimensiones deben ser

$$(L)(D) = 4(D)^2 = 369 \text{ ft}^2$$

$$D = 9.6 \text{ ft}$$

$$L = 38.4 \text{ ft}$$

Separación de aceite - agua en tres pasos.

1. Desestabilización. Las emulsiones pueden desestabilizarse mediante el uso de productos químicos (desemulsificantes) y una suave mezcla. El calor también puede ayudar a desestabilizar la emulsión al reducir la efectividad de los agentes emulsionantes.

2. Coalescencia. La coalescencia es el paso clave en la separación. La velocidad de sedimentación de la gota es proporcional a  $D_p^2$ . Las tasas de coalescencia se pueden aumentar mezclando suavemente y con coalescentes mecánicos, como paquetes de placas y esteras de fibra. En los deshidratadores de petróleo crudo, donde la concentración de agua es baja  $\leq 5 \text{ vol } \%$  a veces se usan electrostáticos.

3. Asentamiento. El paso final en la separación de aceite y agua es el asentamiento. Las velocidades de asentamiento más altas se ven favorecidas por los tamaños de gota más grandes, la viscosidad reducida de la fase continua y la turbulencia reducida. Los recipientes de asentamiento a veces se calientan especialmente en el caso de aceites crudos más pesados y viscosos. El tiempo de residencia adecuado y el área interfacial son aspectos críticos del diseño. La separación centrífuga se usa en algunas aplicaciones. Esto aumenta la velocidad de asentamiento al aumentar el término gravitacional  $g$ .

## 6.2 Tiempos de retención

El enfoque habitual en el diseño es permitir un tiempo de retención igual para las dos fases líquidas. Las siguientes son recomendaciones de la norma API 12 J

Tabla 9.

Tiempos de retención de acuerdo a la densidad relativa del aceite.

Densidad relativa del aceite	Tiempo de retención, min
Menor a 0.85	3-5
Mayor a 0.85 y > 100°F	5-10
80 - 100°F	10-20
60-80°F	20-30

Para la separación de glicol / hidrocarburo en un separador frío, se recomienda un tiempo de retención mínimo de 30 minutos en la fase de glicol.

### 6.3 Velocidad de asentamiento

La velocidad de asentamiento establece el área de la sección transversal de la sección de separaciones de agua y aceite.

Las características básicas de asentamiento de dos fases inmiscibles están representadas por la ley de Stokes. Por lo general, un valor de  $D_p = 150 - 300 \mu m$  es adecuado para diseñar separadores líquido-líquido. La ley de Stokes supone una solución no respaldada que rara vez, si alguna vez, ocurre en la práctica. La ley de Stoke proporciona una estimación razonable de la velocidad de asentamiento cuando la fase dispersa está diluida (menos a 5% ) en relación con la fase continua.

El diseño del equipo de separación de aceite y agua debe basarse idealmente en pruebas físicas siempre que sea posible. Lamentablemente, esto no siempre es práctico. En la figura 36 se presenta una correlación basada en pruebas limitadas con cuatro aceites diferentes.

El extremo superior del rango de diseño se basa en emulsiones relativamente inestables, el extremo inferior en emulsiones estables (o "apretadas"). En última instancia la distribución de tamaño de gota de entrada y estabilidad de la emulsión son los conductores primarios en el dimensionamiento de equipo de separación de aceite-agua. Dado que no es práctico medir con precisión la distribución del tamaño de las gotas, el diseño de la separación de agua y aceite se basa en gran medida en un modelo de tipo de ley de Stoke modificado con datos empíricos.

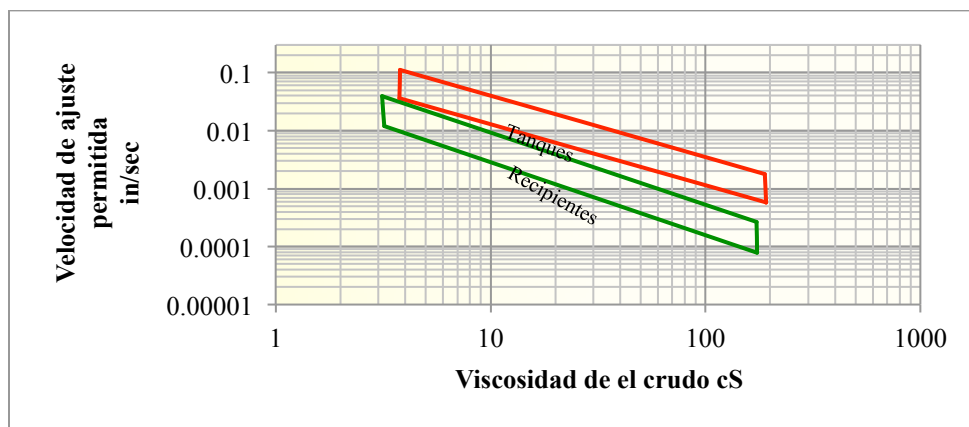


Figura 26. Ventana diseño generalizado para separadores primarios

Campbell ha presentado una correlación empírica, Ecuación 6.1, basada en emulsiones inestables que no requieren calentamiento o químicos para resolverse.

$$v = \frac{(A)(C)(\rho_w - \rho_o)}{\mu} (L_c) \quad (6.1)$$

Donde:	$v =$	Velocidad de asentamiento	$ft/s$
	$\rho_w =$	Densidad del agua	$lb/ft^3$
	$\rho_o =$	Densidad del aceite	$lb/ft^3$
	$\mu =$	Viscosidad del aceite	$lbm/ft-s$
	$L_c =$	Corrección de longitud	$1.35(L)^{0.2}$
donde	$L =$		$ft$
	$A =$	Coefficiente	1.79
	$C =$	Corrección de la constante encontrado	figura 25

El término  $L_c$  en la ecuación se refiere a la longitud efectiva de la sección de separación de líquidos.

La viscosidad es a menudo una medida en  $(cP)$ . Para el uso de la ecuación 5.1 recuerde que:

$$1cP = 0.000672 lb/ft-s$$

La velocidad predicha por la ley de Stokes puede ser 2-3 veces mayor que la observada. Pero recuerde que la ley de Stokes supone una atención sin obstáculos. Observe en la figura 25 que la velocidad de asentamiento disminuye con la cantidad de agua. Esto es una indicación indirecta del efecto de impedimento.

El tamaño real de la sección de separación debe cumplir tanto el tiempo de retención como los criterios de velocidad de asentamiento. Varios recipientes geométricos pueden ser usados. Para la separación trifásica, generalmente se prefieren los separadores horizontales porque al aumentar la longitud del recipiente disminuye la velocidad de asentamiento. Las proporciones de longitud a diámetro generalmente varían de 3 a 5.

Una vez que se ha determinado la velocidad de asentamiento, el cálculo del área de asentamiento se realiza de la siguiente manera

$$A = \frac{q}{v} \quad (5.2)$$

Donde	$A =$	Área de asentamiento	$ft^2$
	$q =$	flujo de la fase continua	$ft^3/sec$
	$v =$	velocidad de asentamiento	$ft/sec$

La velocidad de asentamiento  $v$ , se puede calcular a partir de la ley de Stokes, la figura 24, la ecuación 6.1 o los datos empíricos, si están disponibles. Para los separadores horizontales, el área de asentamiento será un rectángulo, para los separadores verticales un círculo.

El volumen de líquidos del separador es determinado por el tiempo de retención.

**6.3.1 Ejemplo 2.** Calcule el área de sedimentación requerida en un separador trifásico. Las propiedades del aceite y el agua se muestran a continuación.

	Crudo	Agua
Densidad	52.5 lbm/ft <sup>3</sup>	61.2 lbm/ft <sup>3</sup>
Viscosidad	2.5 cp	0.8 cp
Caudal	30200 bpd	4400 bpd

Figura 27. Datos ejemplo 2.

1) De la figura 11.8 a una viscosidad de  $2.4 / 0.84 = 3$  cS. La velocidad de ajuste varía de 0.0039 a 0.0092 ft/s

2) De la Ley de Stokes usando un tamaño de gota de  $300 \mu m$ .

$$v = \frac{(9.81)(300 \times 10^{-6})(980 - 840)}{(18)(0.0025)} = 2.7 \times 10^{-3} \text{ m/s} = 0.009 \text{ ft/s}$$

3) De la ecuación 5.1 la velocidad de asentamiento es

$$v = \frac{(0.167)(0.5 \times 10^{-6})(980 - 840)}{(0.0025)} (0.52)(6)^{0.2} = 0.0035 \text{ m/s} = 0.011 \text{ ft/s}$$

De la figura 25 el corte de agua es =13%, la densidad del crudo es 37° API y  $C = 0.5 \times 10^{-6}$ ,  
Asuma  $L = 6m = 19.7 \text{ ft}$ .

Calcule el área basado en  $3.0 \text{ mm/s} = 0.0098 \text{ ft/s}$

$$q = 4800 \text{ m}^3/d = 0.0556 \text{ m}^3/s$$

$$A = \frac{q}{v} = \left( \frac{0.0556 \text{ m}^3}{s} \right) \left( \frac{1 s}{0.0030 \text{ m}} \right) = 185 \text{ m}^2$$

Para Separadores horizontales ( $L/d=4$ )

$$4d^2 = 18.5 \text{ m}^2$$

$$d = 2.15 \text{ m} = 7.1 \text{ ft}$$

$$L = 8.6 \text{ m} = 28 \text{ ft}$$

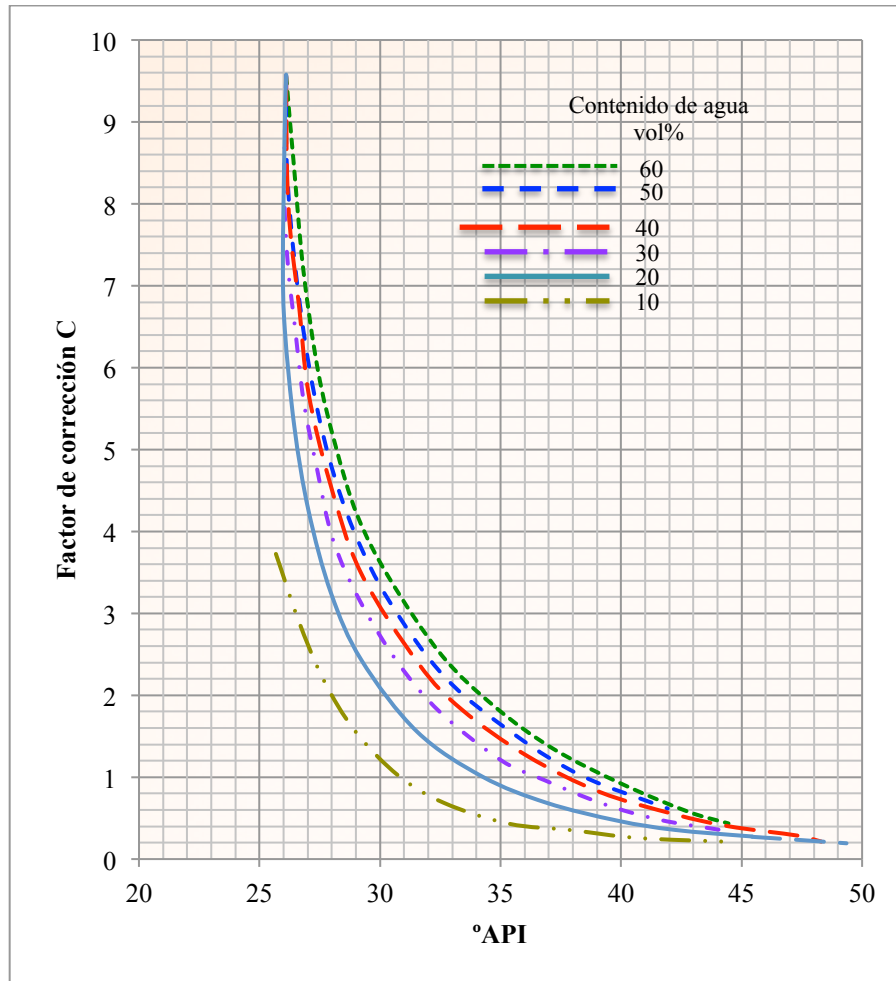


Figura 28. Factor de corrección para separación líquido – líquido

#### 6.4 Recipientes internos

La selección adecuada de mecanismos internos puede mejorar significativamente el funcionamiento de los separadores. Los componentes internos patentados a menudo son útiles para mejorar la eficiencia del separador en las condiciones de diseño, pero por lo general no pueden superar un diseño incorrecto o una operación alejada de las condiciones de diseño.

**6.4.1 Extractor de niebla.** Los equipos que implican la separación de hidrocarburos líquidos y gas natural a menudo utilizan elementos de extracción por neblina centrífuga o de impacto. Los dispositivos de impacto son generalmente de tipo veleta o alambre de punto.

El tipo de paleta consiste en un laberinto formado con láminas de metal paralelas con "bolsas" de recolección de líquido adecuadas. El gas, al pasar entre las placas, tiene que cambiar de dirección varias veces. Obviamente, se introduce algo de fuerza centrífuga, ya que a medida que el gas cambia de dirección, las partículas más pesadas tienden a ser arrojadas hacia el exterior y quedan atrapadas en los bolsillos provistos.

La superficie del elemento generalmente está húmeda, y las pequeñas partículas que lo golpean se absorben en la película líquida. En la medida en que los bolsillos son perpendiculares al flujo de gas, el líquido así formado no tiene un flujo contra el gas. En consecuencia, las unidades pequeñas y compactas tienen una gran capacidad.

Las unidades de paletas son fabricadas por varios proveedores. Se pueden instalar verticalmente (para flujo horizontal) u horizontal (para flujo vertical). Las unidades horizontales no se usan ampliamente en la separación de gas y petróleo.

Los bolsillos de colección pueden ser simples o dobles. Las unidades de bolsillo único son más simples y menos propensas a las incrustaciones, pero pueden experimentar cierto reentrenamiento líquido. Particularmente a velocidades más altas. Las unidades de doble bolsillo protegen mejor el líquido recolectado del reenganche y pueden operar a velocidades más altas.

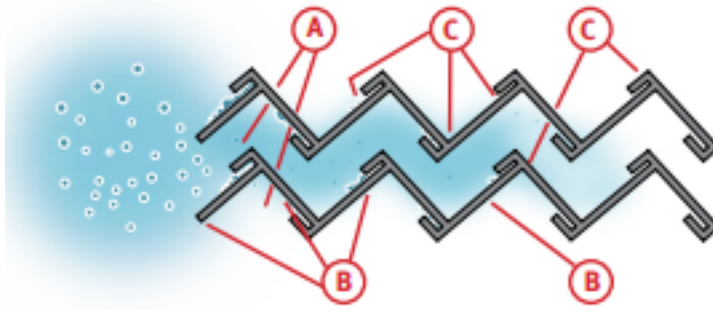


Figura 29. Single pocket vane. Adaptada de Ceco Enviro. Disponible en: [https://www.cecoenviro.com/hubfs/Campaign%20-%20Peerless%20-%20CompressON/Vane\\_Separator\\_Peerless\\_Brochure.pdf](https://www.cecoenviro.com/hubfs/Campaign%20-%20Peerless%20-%20CompressON/Vane_Separator_Peerless_Brochure.pdf)

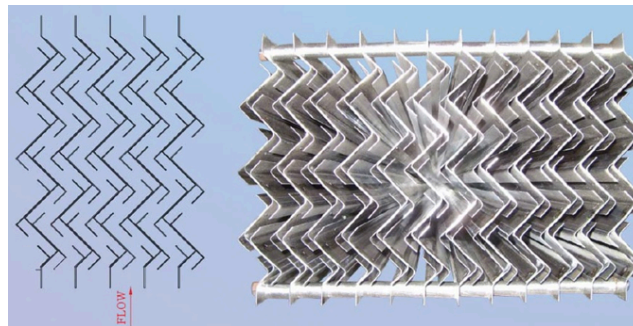


Figura 30. Double pocket vane. Adaptada de JFC Arabia. Disponible en: [http://jfc Arabia.com/Mist\\_Eliminators](http://jfc Arabia.com/Mist_Eliminators)

La capacidad efectiva de una paleta de doble bolsa es algo mayor que la de una sola bolsa, pero deben usarse solo en servicio limpio.

A medida que las placas se colocan más juntas y se proporcionan más bolsas, se proporciona una mayor agitación, fuerza centrífuga y superficie colectora, pero la caída de presión aumenta en consecuencia. Por lo tanto, para una tasa de flujo dada, la eficiencia de recolección normalmente es alguna función de la caída de presión.

Cuando se usa el extractor de neblina tipo paleta, se debe tener cuidado de que la caída de presión a través de él no exceda su altura por encima del nivel del líquido, si se utiliza una tubería descendente. De lo contrario, el líquido será "aspirado" por encima. Además, enchufar la tubería de bajada puede restringir el drenaje.

El área de la sección transversal del extractor de neblina tipo paleta se puede estimar utilizando la ecuación 5.7 y los criterios de dimensionamiento a continuación.

Tabla 10.

Criterios de dimensionamiento.

Dirección del flujo del gas	Ks Fps
Vertical	0.4 ft/sec
Horizontal	0.65-1.0 ft/sec

Las unidades tipo paleta se instalan en separadores verticales y horizontales. Su uso en separadores horizontales está muy extendido porque el flujo de gas es horizontal y el fondo de la paleta se puede sellar en el líquido separador. El uso de paquetes de paletas en separadores verticales es menos común. En los separadores verticales, el paquete de paletas puede instalarse "en el carril" (a) entre los boquillas de entrada y salida o puede instalarse frente a la boquilla de salida (b). La configuración en el carril solo debe usarse en un servicio limpio donde la carga de líquido es baja y no hay golpes o sobretensiones.

Historicamente. El extractor de niebla mas comun para separadores verticales es el de malla de alambre.

El elemento consiste en alambre tejido en una almohadilla que tiene una serie de aberturas asimétricas no alineadas. Aunque es similar en apariencia a los medios filtrantes, su acción es algo diferente. Los medios de filtro son bastante densos y tienen pequeñas aberturas. Este alambre de punto, por otro lado, tiene alrededor del 97 al 98% de espacio vacío y recoge las partículas principalmente por impacto.

El material está disponible en unidades de una sola herida de grosor variable en diámetros de hasta 3 *ft*, o en tiras laminadas para inserción a través de pozos en grandes recipientes de proceso.

El principio de separación es similar al de la unidad tipo paleta. El gas que fluye a través de la almohadilla se ve obligado a cambiar de dirección varias veces, aunque la acción centrífuga no es tan pronunciada como en los paquetes de paletas. El choque es el mecanismo principal,

Una partícula líquida que golpea la superficie de metal que no "moja", fluye hacia abajo donde los cables adyacentes proporcionan algo de espacio capilar. En estos puntos, el líquido se acumula y continúa fluyendo hacia abajo. la tensión superficial tiende a mantener estas gotas en la cara inferior de la almohadilla hasta que sean lo suficientemente grandes como para que la fuerza de gravedad descendente supere la de la velocidad de gas ascendente y la tensión superficial.

La eficiencia es una función del número de objetivos presentados. Esto se puede lograr aumentando el grosor de la almohadilla, el diámetro del alambre de limpieza o la cercanía de la armadura.

Diametro del cable: 0.003 -0.011 *in*

Volumen de vacío: 92-94%

Densidad: 3-33  $lb/ft^3$

Area superficial: 50-600.  $ft^2/ft^3$

La malla de alambre más comúnmente utilizada tiene un volumen vacío de 97-98%, una densidad aparente de aproximadamente  $12 lb/ft^3$ , área de superficie de 100 a  $125 ft^2/ft^3$ , con un diámetro de alambre de  $0.011 in$ . una almohadilla tiene un grosor de hasta  $1.2 in H_2O$  en la instalación promedio. Debido a esta pequeña caída de presión, los elementos no tienen que ser "retenidos" y normalmente solo están conectados a la rejilla de soporte para evitar el desplazamiento a menos que se prevea un flujo repentino.

La experiencia ha demostrado que el ceñidor de soporte debe contener al menos un 90% de área libre para eliminar cualquier restricción al drenaje de líquidos. Las almohadillas son livianas, por lo que a menudo es adecuado un soporte ligero de hierro angular.

cuando tanto el líquido como los sólidos están presentes, una parte del último obviamente se eliminará, cuando solo están presentes los sólidos secos, la eficiencia de eliminación es sustancialmente menor. Sin embargo, en la actualidad, las unidades de tipo de malla de alambre solo se consideran para un servicio limpio.

La capacidad de una unidad de malla de alambre está representada por la ecuación 5.7. Un valor máximo de  $K_s = 0.35$  generalmente es satisfactorio para líquidos no viscosos y suponiendo que la sección de separación por gravedad del separador ha eliminado el volumen de los líquidos.

A altas cargas de líquido, los extractores de neblina pueden "inundarse" y provocar el arrastre de líquido. Las cargas máximas de líquido en las almohadillas de malla de alambre son de aproximadamente  $1 \text{ US gpm}/\text{ft}^2$ . De área de flujo. Las cargas máximas en unidades de paquete de paletas son aproximadamente el doble que las de la malla de alambre. Con materiales como el glicol y la amina, que humedecen muy bien el metal, puede resultar deseable una almohadilla tejida de teflón o acero inoxidable Dacron. Recuerde, el líquido no debe humedecer para permanecer como gotas que pueden correr por los cables y unirse en gotas más grandes. un líquido humectante tenderá a "correr" los cables.

Una precaución adicional con respecto al uso de extractores de malla de alambre es que los fluidos viscosos, como el glicol, no drenan tan fácilmente como los fluidos no viscosos como el agua y los hidrocarburos ligeros. Algunos han propuesto reducir el factor  $K_s$  para almohadillas de malla de alambre por radio  $\left[1.0/(\mu_L)\right]^{0.04}$ , donde  $\mu$  está en  $cp$ , para líquidos con una viscosidad mayor a  $1 \text{ cp}$ .

Algunos operadores han utilizado con éxito una unidad de paquete de paletas y malla de alambre en serie. El paquete de paletas se instala aguas abajo de la malla de alambre. El paquete de paletas tiene una mayor capacidad que la malla de alambre y, a tasas de diseño, la unidad de malla de alambre se inundará. En este modo de "inundación", actúa como un coalescente para el paquete de paletas mejorando la eficiencia de separación. También mejora la cobertura. a velocidades de vapor más bajas, la unidad de malla de alambre se convierte en el dispositivo eliminador de niebla primario.



Jet Impactor



Tipo paleta



Wire mesh

Figura 31. Ejemplos de extractores de niebla. Adaptada de Eco Tech. Disponible en: [https://www.ecotech.com/wp-content/uploads/2015/03/MSP\\_Aerosol\\_Instrument\\_Product\\_Guide2.pdf](https://www.ecotech.com/wp-content/uploads/2015/03/MSP_Aerosol_Instrument_Product_Guide2.pdf)

**6.4.2 Separación centrífuga.** Se ha observado que la fuerza centrífuga es una parte integral de los procesos de separación. El separador estándar de petróleo y gas puede tener una entrada que utiliza la fuerza centrífuga para separar las gotas más grandes.

El mismo principio se usa en algunos elementos extractores de niebla, excepto que se necesitan velocidades más altas para separar las gotas más pequeñas. La velocidad necesaria para la separación es una función del diámetro de partícula, las densidades de partículas y gases, y la viscosidad del gas.

Con un sistema dado, el tamaño de las partículas recolectadas es inversamente proporcional a la raíz cuadrada de la velocidad. En consecuencia, el éxito de un extractor de neblina ciclónica depende de la velocidad alcanzada. Además, la velocidad incorporada para separar un tamaño de partícula dado debe aumentar a medida que la densidad de la partícula disminuye. Además de producir la velocidad necesaria, el extractor de neblina debe proporcionar un medio eficiente para recolectar y eliminar las partículas recolectadas para evitar el re-arrastre.

Se utilizan varios tipos de elementos centrífugos.

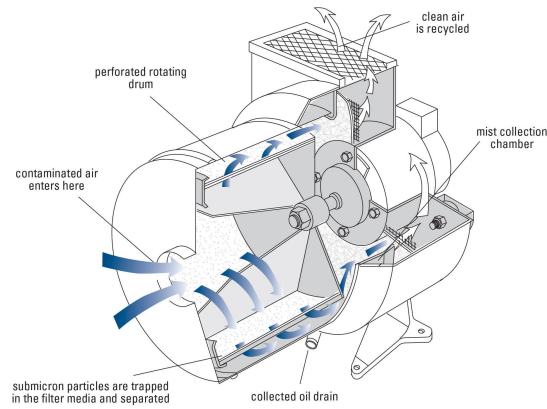


Figura 32. Extractor de niebla centrífugo

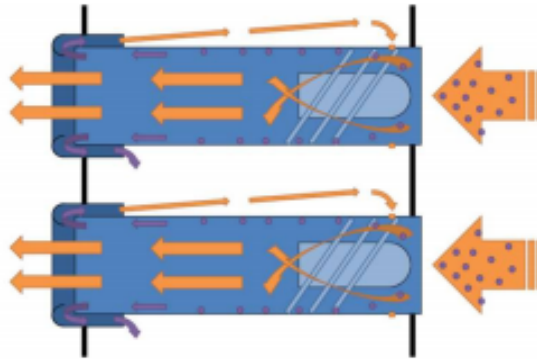


Figura 33. Extractor de niebla axial

Históricamente, el tipo más común se conoce como el ciclón de flujo inverso. Su principal ventaja es su robustez. Las desventajas incluyen una mayor caída de presión y un mayor tamaño en relación con otros diseños.

Otro tipo es el ciclón de flujo axial. En el ciclón de flujo axial, el "centrifugado" centrífugo es creado por una paleta instalada en la tubería de flujo. El gas limpio fluye fuera de la unidad sin invertir la dirección. La principal ventaja del ciclón de flujo axial es la menor caída de presión y el tamaño más pequeño, lo que permite agrupar varios ciclones en una unidad.

La principal desventaja del ciclón de flujo axial es que una porción del flujo de gas (5-10%) sale de las rendijas con el líquido. Este gas está muy cargado de líquido y debe someterse a algún tipo de separación secundaria antes de salir del recipiente. Algunos fabricantes usan un dispositivo de impacto, como malla de alambre para eliminar líquido del gas secundario en ciclones de flujo axial.

Esto conduce al tercer tipo de ciclón: reciclar el ciclón axial. Este tipo es similar al tipo de flujo axial, pero el gas secundario se recicla nuevamente en el ciclón axial primario. Esto se realiza instalando puertos en el tubo del ciclón que conectan el área de baja presión en el centro del ciclón con el compartimento exterior del ciclón. Esta es la base del popular separador portatest que se introdujo en Canadá en la década de 1970.

La aplicación más común de elementos centrífugos en separadores es el uso de haces de múltiples ciclones. Aquí se instalan varios tubos de ciclón como una unidad interna, aunque también se han propuesto monociclones.

La figura 34 muestra la eficiencia general de recolección de un ciclón o extractor centrífugo de niebla al procesar el polvo de la tubería. La velocidad de flujo recomendada para tales dispositivos suele ser proporcional a  $\Delta P$  a la potencia de 0,5. Entonces, la eficiencia se obtiene a expensas de la caída de presión.

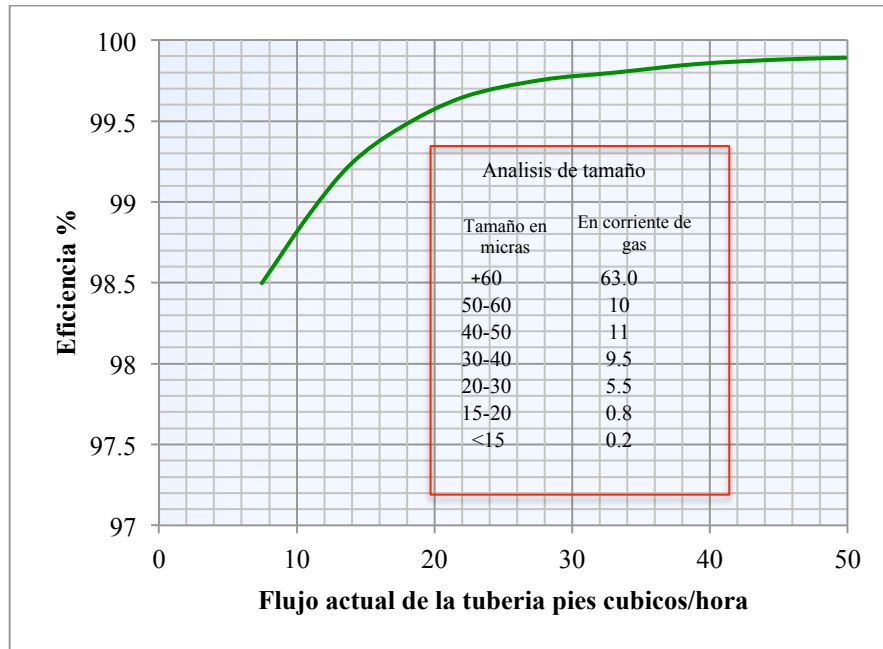


Figura 34. Eficiencia efectiva de un extractor de niebla centrífugo

El separador multiciclónico se ha utilizado eficientemente en la separación de polvo y partículas líquidas. Es sustancialmente autolimpiante y puede manejar cantidades relativamente grandes de ambos. En algunos casos, un elemento de tipo choque, Ej. Figura 28, se ha utilizado efectivamente antes de dicha unidad. El primero actúa como un agente de aglomeración para las partículas más pequeñas que luego pueden separarse en la unidad centrífuga. Esta configuración también aumenta la reducción, ya que el dispositivo de impacto es más eficiente con caudales más bajos.

Las principales desventajas de cualquier unidad centrífuga son una mayor caída de presión y reducción, es decir, la eficiencia disminuye rápidamente a medida que la velocidad disminuye por debajo de cierto punto. Por lo tanto, cuando se encuentran cargas muy variables, este tipo de unidad muestra una ventaja disminuida. Sin embargo, si es tolerable una caída de presión mayor,

la unidad puede diseñarse para el caudal más bajo previsto, ya que proporciona una separación eficiente a una capacidad superior a la nominal.

**6.4.3 Dispositivos internos.** Como se mencionó anteriormente, las velocidades de las boquillas de entrada en los separadores pueden variar de 33 a 100 pies por segundo.

Se requiere algún tipo de dispositivo de entrada para disipar la energía del fluido de entrada. Además, esta disipación de energía debería ocurrir a lo largo de una distancia (en lugar de instantáneamente) para evitar el cizallamiento de pequeñas gotas que dificultan la separación posterior.

El dispositivo más simple es una placa plana o inclinada colocada en la ruta del fluido aguas abajo en la boquilla de entrada. Es barato y simple pero no muy efectivo a velocidades más altas. También se usa comúnmente un tubo de entrada medio abierto (a). Cuando el fluido ingresa al recipiente, fluye a través de una tubería que tiene el extremo cortado como se muestra a la derecha.

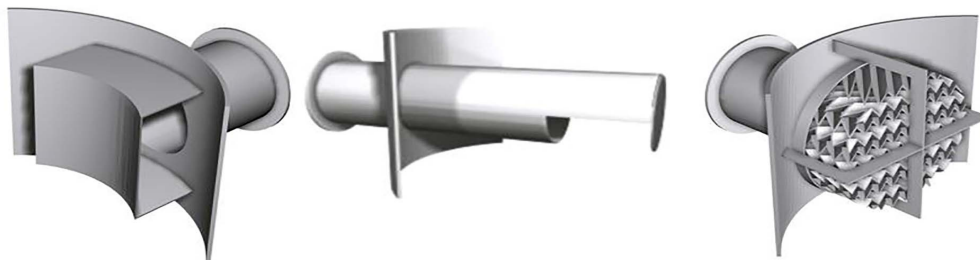


Figura 35. Tubería medio-abierta interna. Adaptada de Sulzer. Disponible en: <https://www.sulzer.com/en/products/separation-technology/feed-inlet-devices>

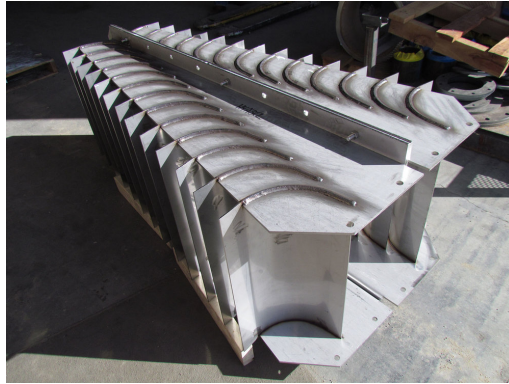


Figura 36. Dispositivo interno tipo paleta. Adaptada de JCI-Group. Disponible en: <https://jci-group.com/products/vessel-internals>



Figura 37. Dispositivo interno tipo ciclón. Adaptada de Process Controls. Disponible en: <http://www.processcontrols.ca/kentron/cds-Inlet-Devices.html>

Los líquidos caen al fondo del separador y el vapor fluye hacia arriba y alrededor de la tubería hacia el extractor de niebla. Aunque se usa ampliamente, este tipo de dispositivo de entrada requiere velocidades de boquilla relativamente bajas para ser efectivo.

Otros han usado filas escalonadas de hierro angular o hierro de canal similar a la figura 28.

Los diseños patentados incluyen dispositivos de paletas similares al que se muestra a la izquierda. Los ejemplos incluyen el dispositivo de entrada Shell'schoepentoeter y Zet dynamics ZPV.

Los dispositivos de ciclón también se han empleado con éxito. El tubo de vórtice portatest se ha utilizado en aplicaciones de espuma para romper la espuma en la entrada del recipiente antes de que el líquido ingrese a la sección de recolección de líquido del recipiente.

Además de romperse, los dispositivos de ciclón también pueden funcionar a altas velocidades de tobera de entrada, lo que puede ser útil en aplicaciones de descongelación.

**6.4.4 Boquillas.** Las boquillas deben ser de un tamaño para minimizar la erosión / corrosión, caída de presión, arrastre, etc. Las siguientes ecuaciones pueden usarse para estimar el tamaño de las boquillas.

$$\text{Entrada} \quad v_i = \frac{A}{(\rho_m)^{0.5}} \quad 6.3$$

$$\text{Salida del gas} \quad v_g = \frac{B}{(\rho_g)^{0.5}} \quad 6.4$$

$$\text{Salida del líquido} \quad v_L = C \quad 6.5$$

$$\text{Donde:} \quad v_L, v_g, v_i = \quad ft/s$$

$$\rho_m, \rho_g = \quad lbm/ft^3$$

$A =$	50
$B =$	60
$C =$	3.3

Las correlaciones de tamaño para las boquillas de entrada dependen en gran medida del dispositivo de entrada. La ecuación 6.3 se basa en un simple tubo de entrada medio abierto. Los dispositivos de entrada patentados pueden permitir el uso de velocidades de entrada más altas.

Las salidas de líquido deben estar equipadas con dispositivos anti-vórtice (rompe vórtices) para evitar que salga gas con el líquido. Los tipos de Severla se muestran en la figura 38.

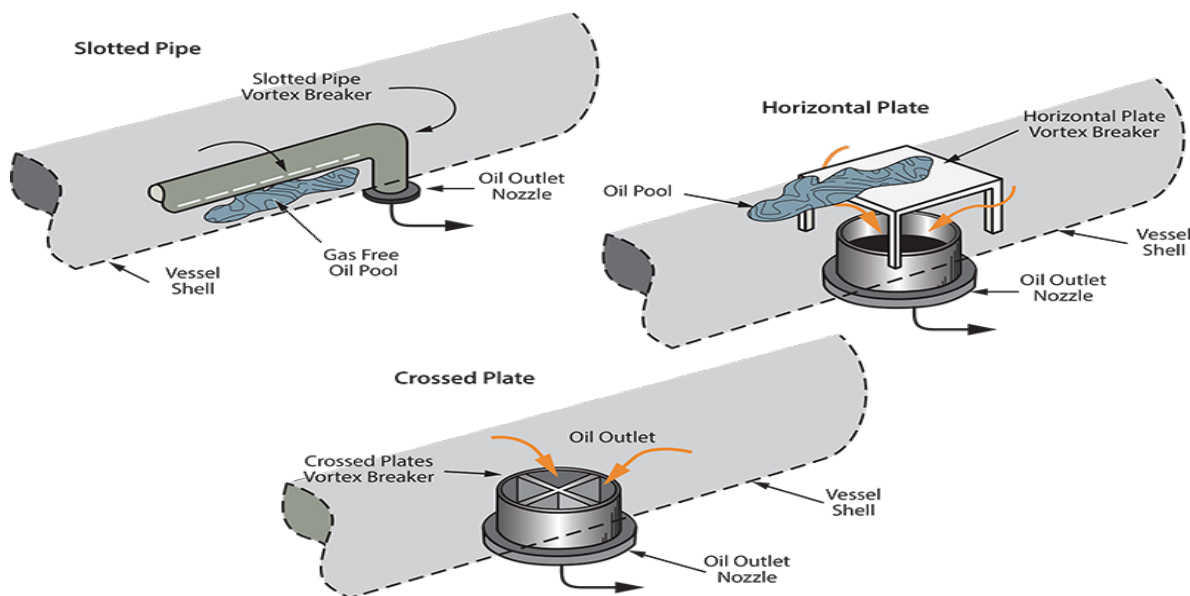


Figura 38. Diferentes tipos de dispositivos rompe-vórtices. Adaptada de Behance. Disponible en:

<https://www.behance.net/gallery/25240783/Technical-Illustrations>

## 6.5 Limpieza de gas

La limpieza normalmente se refiere a la eliminación de pequeñas partículas sólidas y el arrastre de neblina líquida de una corriente de gas. Hay seis tipos básicos de equipos de limpieza de gases: separadores de filtro coalescentes, filtros de polvo, separadores de gas y líquido, depuradores centrífugos, Precipitadores electrostáticos y depuradores en baño de aceite. Todos son, en efecto, dispositivos de dos secciones de eliminación masiva seguidos de algún método para eliminar las "multas"

Los separadores de filtro son probablemente el tipo más común utilizado hoy en día. Los Precipitadores electrostáticos y los depuradores de baño de aceite no se usan ampliamente en la industria del gas.

Los separadores de filtro se utilizan en dos aplicaciones: coalescencia de líquidos y eliminación de polvo. En la primera aplicación, pequeñas gotas de líquido... que no se pueden eliminar del gas en un separador de impacto estándar se unen a través del elemento filtrante. Las gotas más grandes, ahora de varios cientos de micras de diámetro, salen del filtro y se eliminan del gas por sedimentación por gravedad o extractor de niebla. Los elementos de filtro son generalmente fibras de vidrio compactadas. Cuando está dimensionado adecuadamente. Los separadores de filtro coalescentes pueden ser muy efectivos en la eliminación de los aerosoles finos del gas.

Los separadores de filtro coalescentes se usan comúnmente aguas arriba de los deshidratadores desecantes secos, deshidratadores de glicol y compresores reciprocantes. A veces también se utilizan aguas abajo de los separadores fríos en las instalaciones de punto de

rocío de hidrocarburos para eliminar las gotas arrastradas del gas, así como en muchos sistemas de gas combustible.

Los filtros de polvo son similares a los separadores de filtro coalescentes, excepto que el propósito principal del filtro es eliminar las partículas. La aplicación más común de este filtro es la eliminación de finos aguas abajo de los deshidratadores desecantes secos.

Los separadores de filtro se pueden construir en orientación vertical u horizontal. La figura 39 muestra un separador de filtro horizontal de doble barril. El gas de alimentación entra desde la izquierda y fluye radialmente hacia adentro a través del filtro en la primera cámara. Los filtros están montados en tubos perforados y el gas fluye por los tubos a través de una placa de tubos y dentro de una segunda cámara. Esta cámara contiene un extractor de neblina, generalmente de tipo veleta, que elimina las gotas de líquido del gas. La acumulación de líquido en cualquiera de las cámaras fluye a través de los tubos de bajada hacia la cámara de recolección de líquido (barril inferior) debajo del mismo.

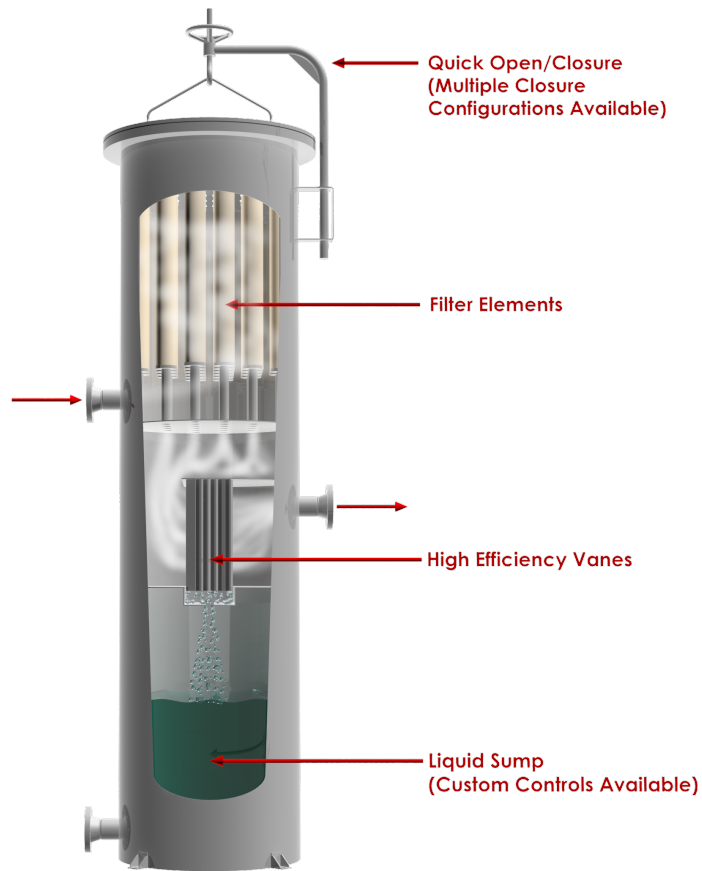


Figura 39. Figura de un separador vertical típico. Adaptada de Begg Cousland. Disponible en:

<https://www.beggcousland.com/products/filters/coalescers-cartridge-cylinders/>

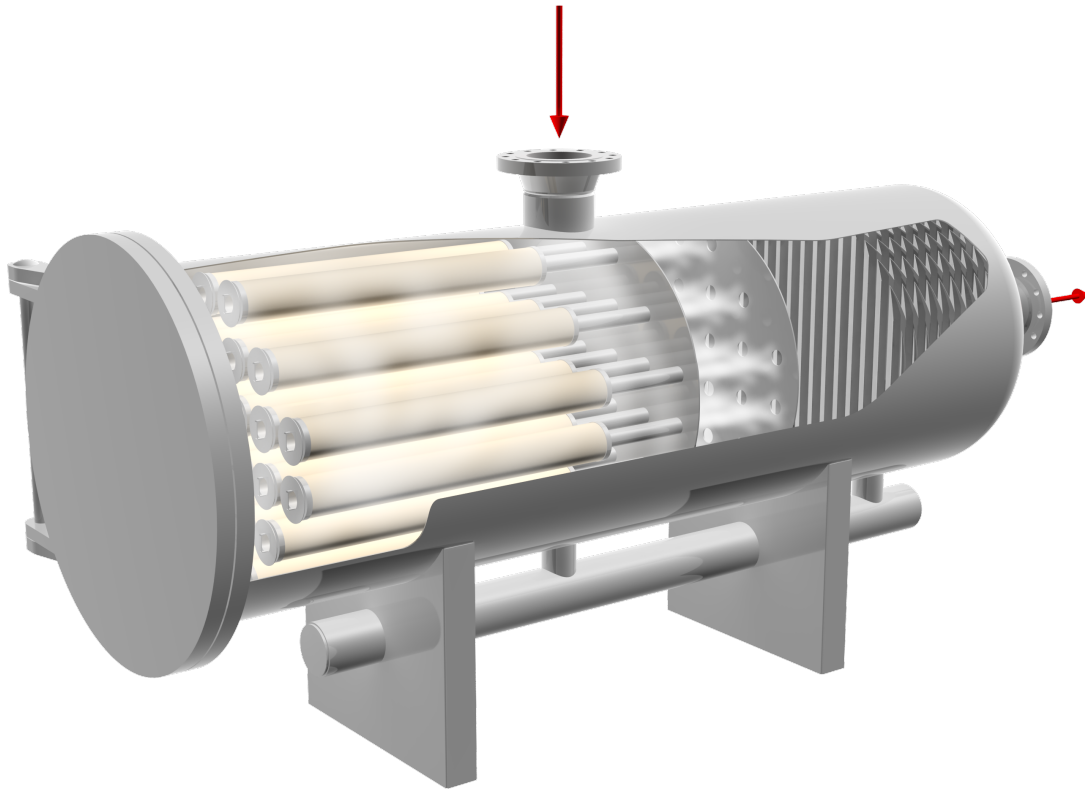


Figura 40. Figura de un separador horizontal típico. Adaptada de Begg Cousland. Disponible en: <https://www.beggcousland.com/products/filters/coalescers-cartridge-cylinders/>

Una orientación vertical común se muestra en la figura 40. En este diseño, el gas entra en la parte inferior del separador y fluye hacia arriba a través de la placa de tubos y dentro de los tubos de filtro. El gas fluye radialmente hacia afuera a través de los elementos de filtro. El líquido, unido en las fibras de vidrio, drena hacia la parte inferior del elemento filtrante y se desprende de los filtros que se acumulan en una cámara de recolección de líquido. Algunos fabricantes tratan la superficie de las fibras de vidrio con un químico que reduce la humectación y promueve la creación de gotas. Se utilizan otras orientaciones verticales, es decir, el gas ingresa a la cámara superior, fluye radialmente hacia adentro a través de los filtros y sale del recipiente en la cámara inferior.

Un separador de filtro del tamaño adecuado puede ser un componente importante y efectivo de una instalación de procesamiento de gas. Desafortunadamente, han adquirido una mala reputación porque muchos separadores de filtro son de tamaño insuficiente. La mayoría de los suministros aclaman tener eficiencias de eliminación del 99-99.99% de las partículas mayores de  $1 \mu m$ . Esto es técnicamente factible, pero a menudo no se logra en la práctica.

La evaluación de las propuestas del proveedor es difícil porque los cálculos de dimensionamiento utilizados por el proveedor son propios del fabricante. Pero el dimensionamiento es crítico. Recuerde que el "back-end" de un separador de filtro es un extractor de niebla y / o una sección de asentamiento por gravedad. El diámetro de esta sección debe basarse en los criterios de dimensionamiento presentados anteriormente en este capítulo. Algunos fabricantes proponen recipientes más pequeños basados en la eficiencia de la separación del filtro sin embargo recuerde que no sirve de nada fusionar pequeñas gotas si luego se vuelven a incorporar en la cámara de recolección.

## 6.6 Controles

**6.6.1 Generalidades.** El control de la presión y el nivel son básicos para una buena operación del separador. La elección de modos de control, características sensibles, hardware de control, etc. depende del propósito del separador y de los módulos de procesos inmediatamente anteriores y posteriores.

Como regla general, la presión del separador debe ser bastante constante, independiente del funcionamiento del equipo adyacente. Por lo general, esto significa control de presión en la salida de gas. El modo controlador normalmente será proporcional o proporcional más integral

$(P+I)$ . La compensación debido a los cambios en la velocidad de flujo normalmente no presenta ningún problema porque la configuración de banda proporcional suele ser estrecha. Sin embargo, la presión de diseño del recipiente y los controles de alarma o apagado de alta presión deben ser consistentes con el rango de presión esperado para el punto de ajuste y la compensación anticipada.

Una práctica común es establecer el apagado por alta presión a la presión máxima de operación. Esto suele ser un 5-10% por encima de la presión de funcionamiento normal.

El gas de escape del separador a menudo fluye hacia un compresor. Dependiendo del tipo de compresor y controlador, el control de presión puede lograrse con una válvula de control de presión o manipulando directamente una variable del compresor, por ejemplo. Velocidad, descargadores de válvula, válvula deslizante, etc. En general, los compresores centrífugos de velocidad constante probablemente requieran una válvula de control. Para compresores de velocidad variable y compresores reciprocantes equipados con descargadores de válvula y / o bolsillos de holgura, el control de presión a menudo se puede implementar manipulando el compresor.

Si la separación eficiente vapor-líquido es el propósito principal del recipiente, el nivel del líquido debe mantenerse relativamente constante. El control proporcional más integral es adecuado. Si el recipiente está en servicio de descarga o slugging, el objetivo principal puede ser estabilizar la velocidad de flujo del líquido de salida. En este caso se requiere alguna variación en el nivel del líquido.

El Figura 3 muestra un enfoque de rango dividido que a veces se usa para aplicaciones de slugging / surge. Mientras la entrada de líquido sea bastante estable, solo la válvula A estará funcionando. Si está completamente cerrado con una salida de controlador de 3 *psi* y

completamente abierto a 9 *psi*. Normalmente tendría una banda proporcional estrecha para minimizar el desplazamiento.

¿Qué sucede si una gran cantidad de líquido golpea el separador? El nivel aumenta, la salida del controlador aumenta a 9 *psi*, la válvula A está completamente abierta, pero el nivel continúa aumentando. En 9 *psi*, la válvula B comienza a abrirse para aliviar la sobretensión. La velocidad de apertura depende del ajuste (banda proporcional). Una vez que la bala ha pasado y el nivel vuelve a estar dentro del rango normal, la válvula B se cierra y espera el siguiente malestar

Este sistema proporciona un control de nivel de rutina sensible más la capacidad adicional para aliviar las sobretensiones que no son posibles con un sistema de válvula única. Observe que la línea a la válvula B puede salir de la misma boquilla de líquido que la válvula A o de una separada en otro punto del recipiente. En separadores horizontales de más de 20 *ft* de largo. Dos boquillas de líquido pueden ser un gasto justificable. En un separador vertical, una de las boquillas usa una sola boquilla de líquido.

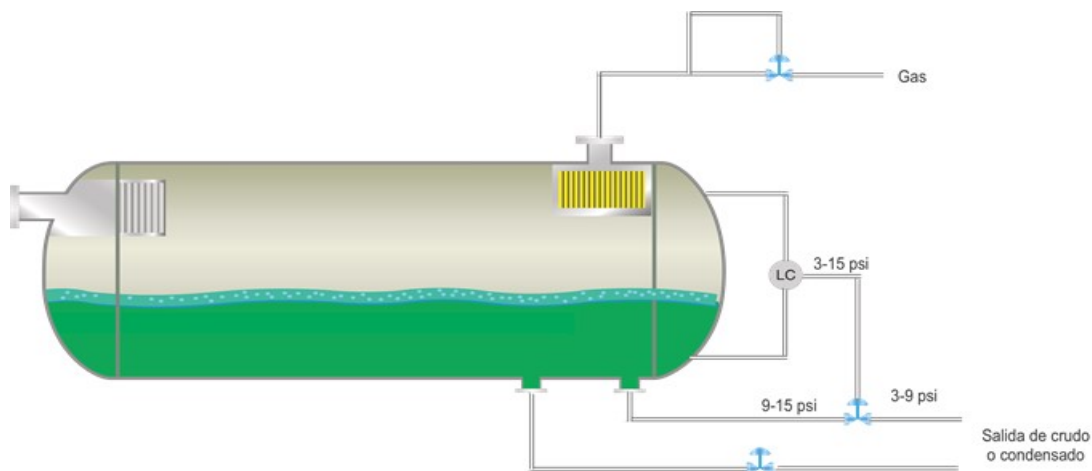


Figura 41. Ejemplo de control de nivel Split-range

Verifique el tamaño de las boquillas de líquido. Tienden a ser demasiado pequeños (por razones de costo competitivo) a pesar de que técnicamente pueden cumplir con las especificaciones.

Suponga que el líquido se bombea hacia el separador. El Figura 4 muestra tres disposiciones diferentes. En (a) la válvula de control de nivel simplemente cambia la presión de descarga de la bomba para que la capacidad de la bomba coincida con la velocidad de acumulación de líquido en el recipiente. Se proporciona un circuito de derivación de flujo mínimo para proteger la bomba del flujo mínimo. Una segunda alternativa (b) es proporcionar una válvula de derivación controlada por velocidad. Esto es más costoso que (a) debido a las válvulas y controles adicionales necesarios, pero con este método la bomba no funciona continuamente en el reciclo.

Acelerando y evitando el desperdicio de energía. En algunas instalaciones es deseable utilizar un variador de velocidad. El controlador de nivel ajusta la velocidad de la bomba para mantener el nivel.

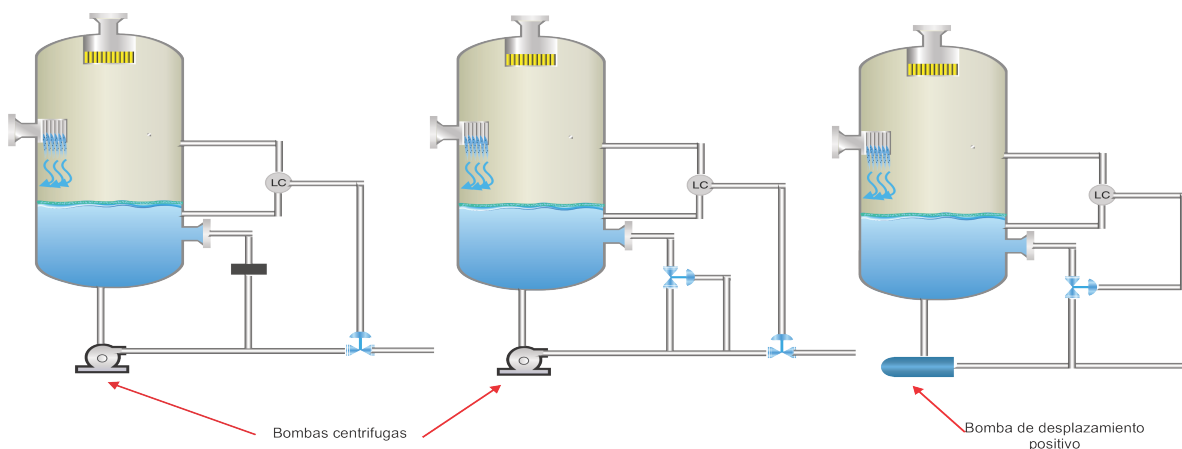


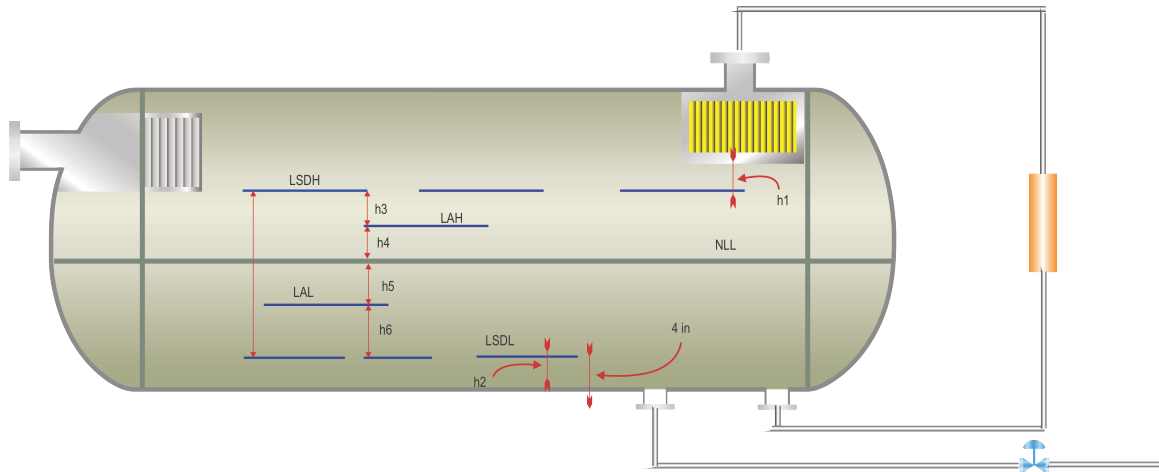
Figura 42. Ejemplo de control de nivel con bomba

Como se muestra en (c), no es posible estrangular una bomba de desplazamiento positivo. El nivel controlará la tasa de derivación o la velocidad de la bomba.

Si la capacidad de la bomba es significativamente mayor que la tasa de líquido, la bomba funcionará continuamente en un modo de reciclaje. Esto puede calentar el líquido en el separador reduciendo la recuperación de líquido y posiblemente NPSHA.

**6.6.2 Tiempo de residencia de líquidos y controles.** El diseño final del separador debe cumplir con los requisitos de tiempo de residencia que sean compatibles con el sistema de control. La Figura 43 muestra un separador horizontal equipado con apagado de nivel alto y bajo (LSDH y LSDL), así como alarmas de nivel alto y bajo (LAH y LAL). Estos se muestran en relación con el nivel normal de líquido (NLL).

Si se espera un flujo creciente o slugging, se debe proporcionar suficiente volumen en los lados bajo y alto para que las alarmas no se activen de manera rutinaria. Una vez que se activa una alarma, se debe proporcionar el tiempo adecuado para que el operador tome medidas correctivas antes de que se produzca el apagado. Si el recipiente se instala en una instalación no tripulada, no se requieren alarmas.



Ejemplo de tiempo entre puntos de control (minutos)					
	LSDL	LAL	NLL	LAH	LSDH
LSDL		6	8	----	----
LAL	5		2*	----	----
NLL	6.5	1.5*		2*	8
LAH	----	----	1.5*		6
LSDH	----	----	6.5	5	

\* El tiempo y el volumen entre LAL y LAH pueden establecerse por el volumen de sobretensión para ser aceptado por el recipiente.  
 Los valores a la derecha de la diagonal sombreada son para flujo creciente o alimentación a un calentador encendido.  
 Los valores a la izquierda son para operación normal

Figura 43. Guía para control de volúmenes en un separador

Para un golpe fuerte, se debe agregar un volumen de líquido adicional al separador para acomodarlos. Este volumen generalmente se agrega entre NLL y LAH. En algunos colectores de slug, este volumen puede representar tanto como 50-60% de la capacidad del separador. En ausencia de un modelo, se puede suponer que el tamaño de los golpes es de 3-5 segundos de flujo de líquido completo a una velocidad de tubería de alimentación.

La tabla en la figura 38 proporciona pautas para el control y los tiempos de intervención del operador. La mayoría de los volúmenes de control (LAL a LAH) varían de 2 a 4 minutos de flujo de líquido dependiendo de la aplicación. En los recipientes y acumuladores, el tiempo de control puede ser mayor porque el objetivo no es tanto controlar el nivel, sino estabilizar el flujo.

Los tiempos de intervención del operador son más difíciles. Para los controladores de nivel montados localmente, se deben proporcionar al menos cinco minutos para permitir que el operador acceda al recipiente y solucione el problema. Para los controladores ubicados en la sala de control, los tiempos de intervención suelen ser menores, en algunos casos tan bajos como un minuto. Los tiempos de intervención del operador se establecen frecuentemente por "qué podemos afrontar". Para bajas tasas de líquidos, la retención de líquidos requerida para fines de control e intervención es económica. Para altas tasas de líquido, esto no es cierto y los grandes volúmenes de retención pueden tener un impacto significativo en el tamaño del recipiente.

Debe ser evidente que el diseño del separador y el control deben ser compatibles. Puede ser necesaria una parte sustancial del volumen del separador para fines de control. Si no se corrigen adecuadamente las funciones de proceso y control, se producen alarmas y apagados demasiado frecuentes y / o una separación ineficiente.

**6.6.3 Control de separación trifásica.** Las Figuras 5-11 muestran varias formas de controlar la separación a alta presión de gas, petróleo y agua. Se muestra el uso de controles de interfaz, cubos y vertederos. En el control de interfaz, un flotador de desplazamiento reacciona a la densidad diferente de las dos fases líquidas adyacentes.

Solo esta diferencia afecta el cambio de boyanza con el nivel. Por lo tanto, puede ser muy inestable. Los cubos son cámaras dentro del recipiente donde una o más fases líquidas están

segregadas. Los vertederos se utilizan para agregar segregación para eliminar la necesidad de controles de interfaz.

Los métodos (4) y (7) de los Figuras 5-11 proporcionan la máxima estabilidad de control ya que todas las interfaces de control son gaseosas. Sin embargo, estos diseños son complejos y los cubos son propensos a llenarse de arena.

Otro tipo de diseño de separador trifásico implica un separador de tipo de arranque como se muestra en el Figura 12. Estos separadores se utilizan con frecuencia en el servicio de separación de hidrocarburos de glicol en plantas LTS y de refrigeración. El nivel de la fase de glicol se controla con un controlador de inter-fase, mientras que el nivel de hidrocarburos se controla con un controlador de nivel normal. La configuración del separador también se utiliza ocasionalmente en el servicio de aceite / agua.

Se prefieren los separadores de tipo de arranque cuando la velocidad de flujo de la fase acuosa más pesada es pequeña en comparación con la fase de hidrocarburos más ligera. El control de nivel de las instalaciones de arranque y proporciona una cámara separada donde se puede incluir aceite de calefacción para reducir la viscosidad de la fase de glicol.

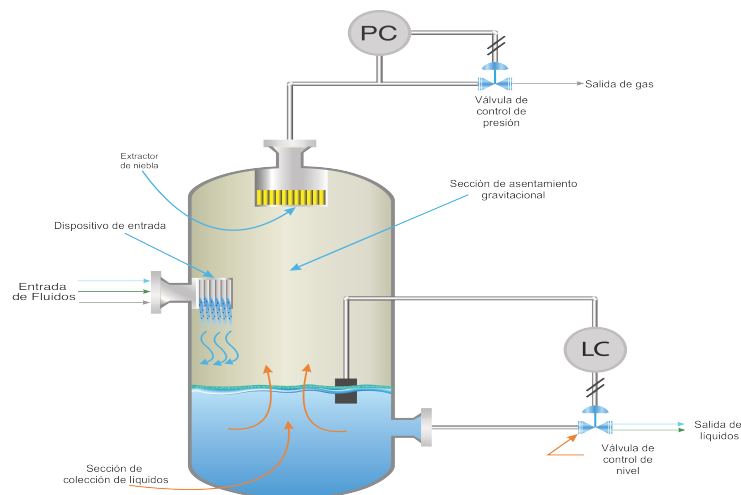


Figura 44. Métodos de control para un separador trifásico (1)

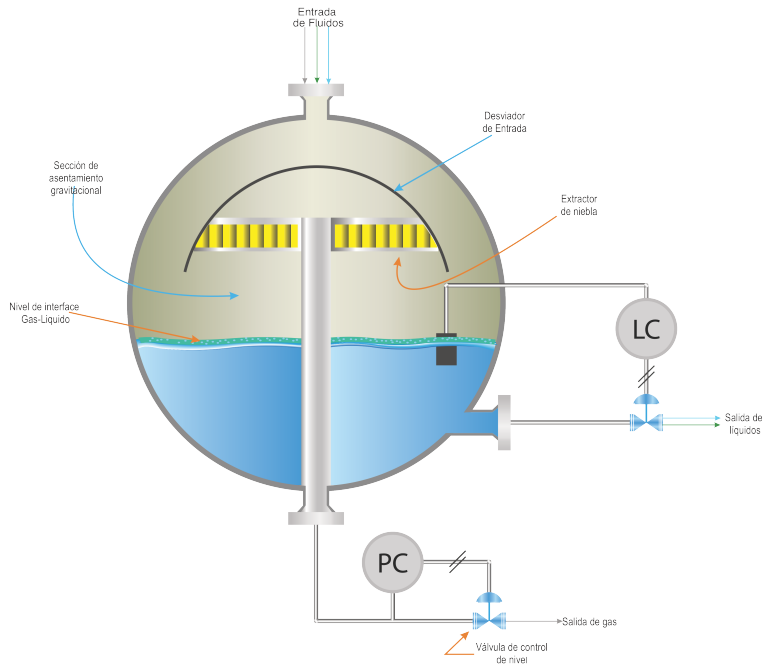


Figura 45. Métodos de control para un separador trifásico (2)

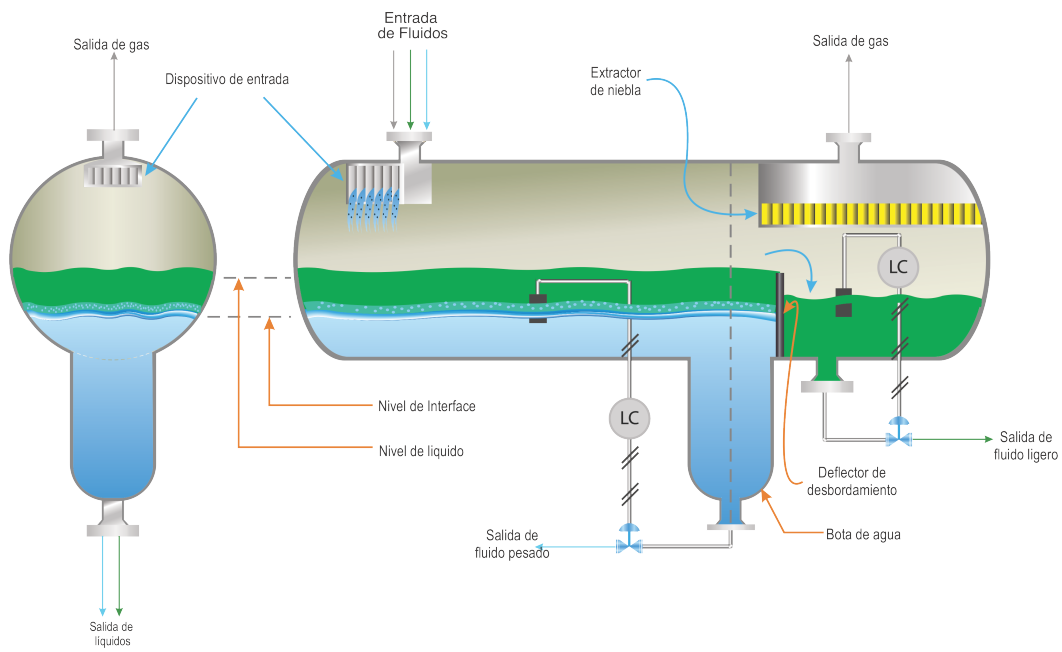


Figura 46. Métodos de control para un separador trifásico (3)

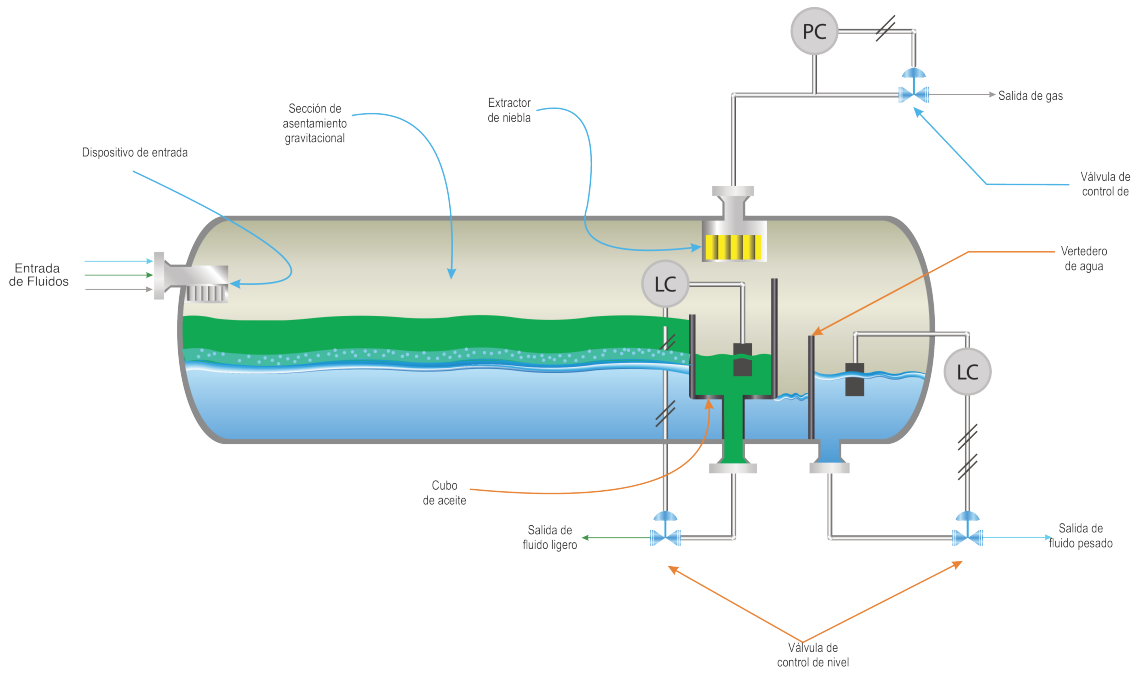


Figura 47. Métodos de control para un separador trifásico (4)

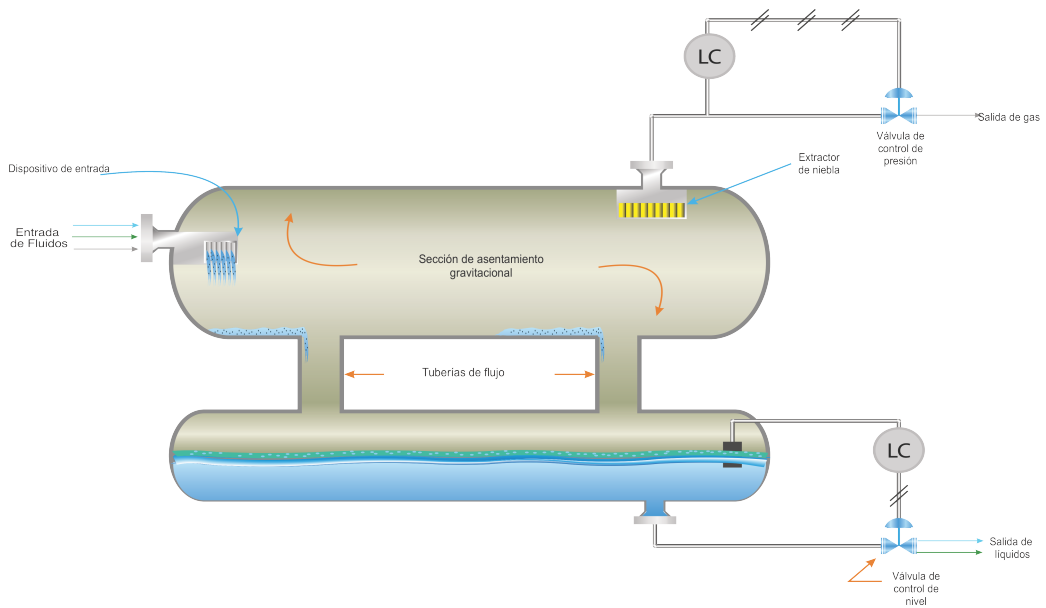


Figura 48. Métodos de control para un separador trifásico (5)

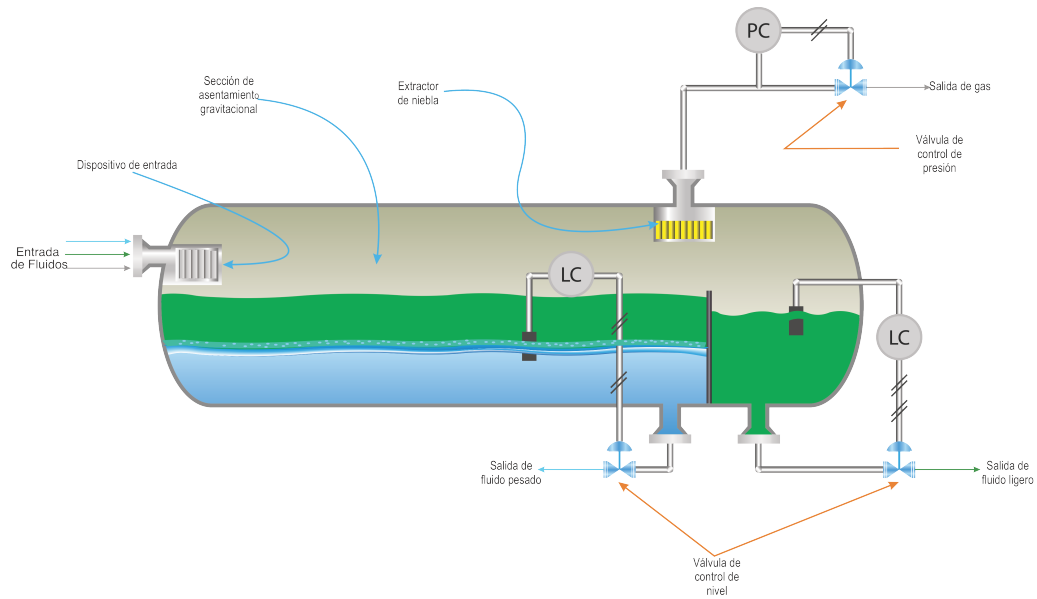


Figura 49. Métodos de control para un separador trifásico (6)

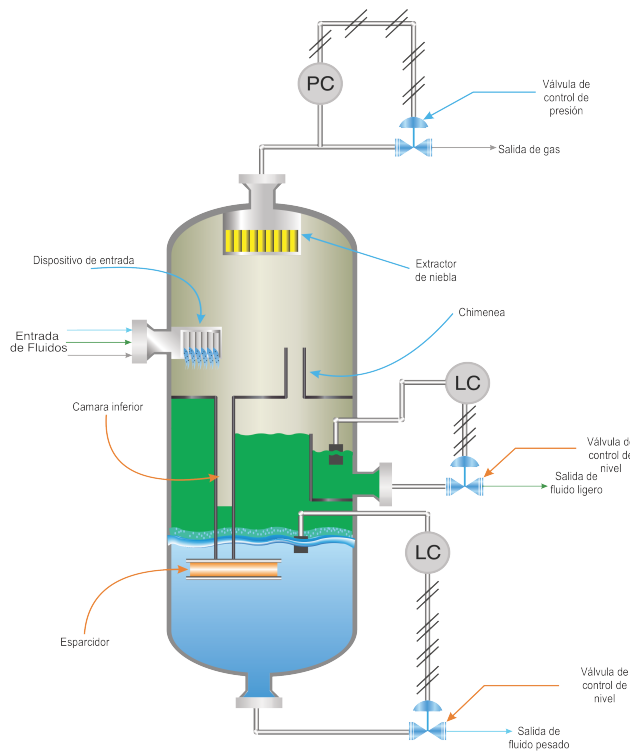


Figura 50. Métodos de control para un separador trifásico (7)

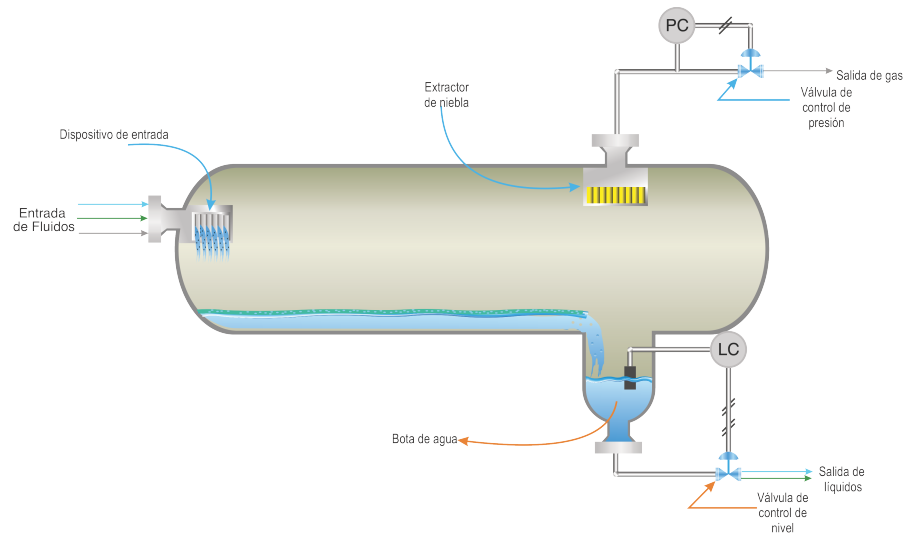


Figura 51. Separación trifásica horizontal con bota

En la presión atmosférica, las aplicaciones de eliminación de agua libre, el agua libre se deposita en el fondo y el aceite y el gas pasan por encima, generalmente a un tratador. La salida se extiende hacia el recipiente para garantizar la resistencia en todo momento de una tapa de gas y para controlar el nivel de aceite.

La ubicación de la interfaz de aceite y agua está fijada por la posición de la boquilla ajustable. Dado que la caja de salida de agua está ventilada en la tapa del gas, la rotación de esta boquilla cambia el nivel de interfaz para:

$$d_o \rho_o + d_w \rho_w = S_w \rho_w + \Delta P_f \quad 6.6$$

Donde:  $d_o =$  espesor del aceite en el recipiente

$d_w$  = altura del agua en el recipiente apropiado

$S_w$  = altura del agua en caja de salida

$\rho_w \rho_o$  = densidad del agua y aceite respectivamente

$\Delta P_f$  = caída de presión en el tubo de bajante y la caja de salida

En un sistema bien diseñado que funciona a capacidad normal,  $\Delta P_f$  puede descuidarse.

Ecuación 6.6 se puede reorganizar para leer:

$$d_w = S_w - d_o \left( \frac{\rho_o}{\rho_w} \right) \quad 6.7$$

En consecuencia, cualquier cambio en  $S_w$  causará un cambio correspondiente en  $d_w$  y  $d_o$ . A medida que  $S_w$  disminuye,  $d_o$  se hace más grande, de modo que pequeños cambios en  $S_w$  dan cambios correspondientemente mayores en  $d_w$ .

En aplicaciones donde no hay aire o gas del instrumento disponible, se extrae agua del recipiente con una válvula de diafragma auto-accionada con carga de peso simple. Con la parte superior del diafragma ventilada en la tapa del tanque de combustible, la única fuerza que actúa en la parte inferior del diafragma es la cabeza del líquido. El peso se ajusta simplemente en el brazo para compensar la cabeza de líquido deseada en la válvula.

El sifón de agua G es un tipo de uso común y el principio es el mismo que el de la boquilla giratoria. También debe estar conectado al espacio de gas con una línea de compensación de

presión. La salida de aceite es una abertura fija ubicada de manera que se puede preservar una tapa de gas debajo de la placa superior.

El sistema de control que se muestra con un golpe de agua libre de alta presión a la derecha es similar al de la unidad de baja presión. En este caso, sin embargo, se incorpora un controlador de nivel de líquido convencional en el compartimento de salida de agua.

El aceite simplemente se desborda en la línea de salida de gas con la corriente combinada que pasa a través de la válvula de contrapresión de gas. Debido a que el líquido que sube, la conexión de control debe estar aguas arriba de donde se juntan las corrientes

## 6.7 Resumen

Lo anterior debe dejar en claro que la elección de los recipientes de separación nunca es una rutina. Como regla general. La calidad y la fiabilidad de su sistema de producción / procesamiento estarán determinadas en gran medida por la calidad de sus decisiones de separación.

## **7. Compresores**

### 7.1 Generalidades de los compresores

Los compresores generalmente se pueden clasificar en dos categorías:

1. Desplazamiento positivo: Esta modalidad incluye compresores tipo recíprocante, tornillo rotatorio y lóbulo rotatorio. El principio de compresión es el desplazamiento volumétrico - al reducir el volumen del gas se produce un incremento de presión.

2. Cinético o Dinámico: Este tipo de compresor incluye el compresor centrífugo y el axial. El principio de compresión es la aceleración y desaceleración del gas – la energía cinética se convierte en un aumento de presión.

Los compresores recíprocantes y centrífugos sin duda, son los más comunes en las operaciones de exploración y producción. Los compresores de tornillo rotatorio están ganando mayor popularidad en servicios de bajo a moderado aumento de presión de gas, sistemas de refrigeración y compresión de gas para turbinas a gas.

Tabla 12 es una comparación de varios compresores. Observe que aparecen tres modalidades de compresores recíprocantes. Dos son para unidades separables que utilizan motores de alta velocidad (H.S) y de baja velocidad (L.S). Un compresor separable es una unidad separada acoplada directamente a, o con una correa accionada por un motor separado (a menudo sobre un patín común).

Tabla 11.

Guía comparativa de selección de compresores

<b>Tipo de compresor</b>	<b>Run Length</b>	<b>Facilidad para mover</b>	<b>Remover adaptabilidad</b>	<b>Adaptabilidad para cambio de condiciones</b>
Recip. Separable (h.s)	G	E	E	E
Recip.Separable (l.s)	G	P	P	E
Compresor Recip integral	E	G-P	G-P	E



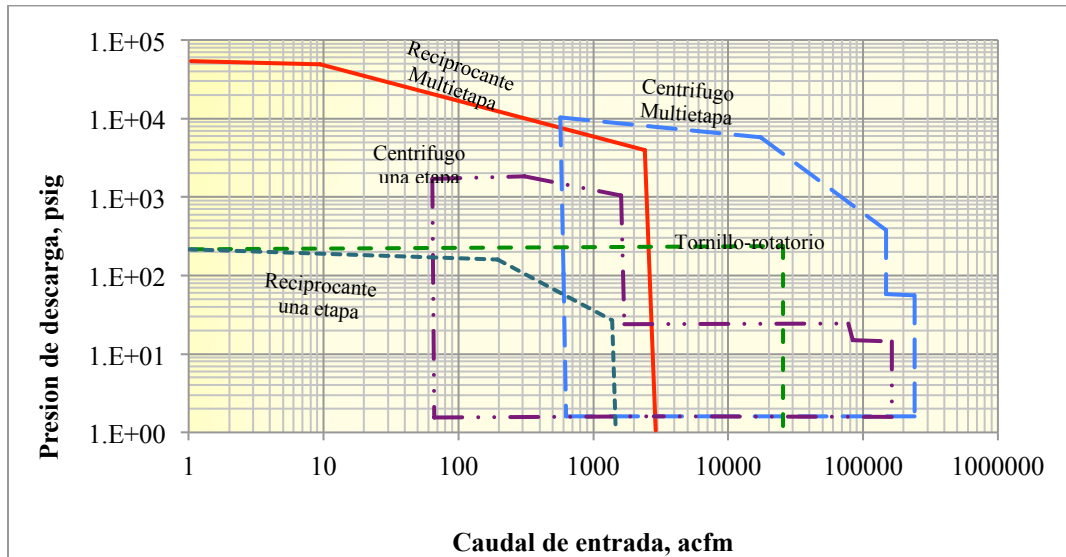


Figura 52. Rango general de aplicaciones para compresores

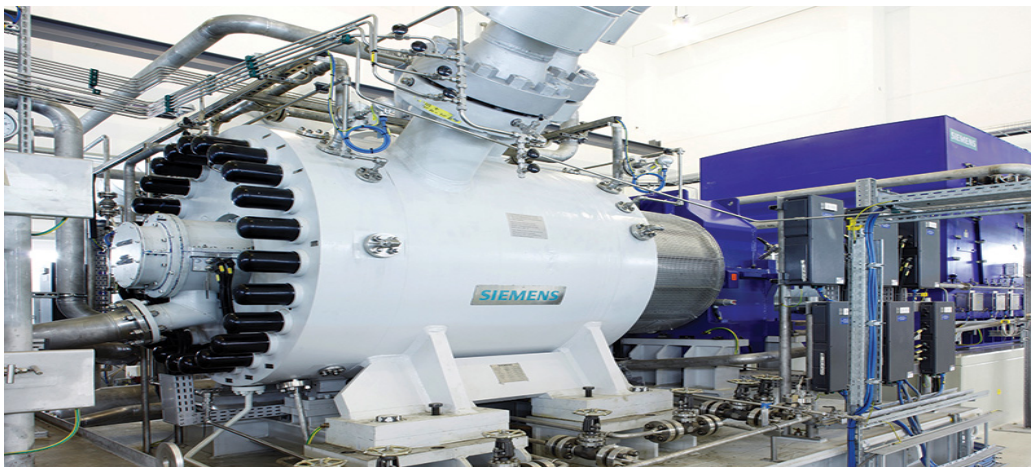


Figura 53. Compresor centrífugo tipo barril. Single-shaft Centrifugal Compressors. Adaptada de Siemens. Disponible en: <https://new.siemens.com/global/en/products/energy/compression/single-shaft-centrifugal-compressors.html>

Si el flujo de entrada sobrepasa los 500-1000 acfm, la elección más común es el compresor centrífugo. Este produce la mayor potencia por unidad de peso y volumen, y es el menos costoso por unidad de potencia. Es ideal para altas tasas de flujo y situaciones de baja a alta cabeza. En

aplicaciones costa afuera y zonas remotas, el compresor centrífugo es la elección habitual. Sin embargo, a pesar de todas sus ventajas, el compresor centrífugo no siempre es la mejor opción. Su eficiencia global es frecuentemente más baja que la del compresor reciprocante y el consumo de combustible es mayor. Es también poco flexible a los errores en las especificaciones y cambios en las condiciones de operación.

La unidad centrífuga podría ser forzada a operar fuera de su rango satisfactorio, a menos que se hallan estimado exactamente los cambios en el flujo y composición del gas. Los líquidos, sólidos y otros contaminantes pueden ocasionar problemas. Los compresores centrífugos son relativamente simples y proveen un servicio satisfactorio cuando son escogidos cuidadosamente y aplicados con los controles apropiados. La mayoría de los problemas se deben a las pobres especificaciones e instalación.

Si se está considerando una unidad reciprocante ¿Cuál tipo podría ser el más conveniente? En operaciones de producción cuando se impulsan pequeñas cantidades de gas, se puede escoger un compresor separable a alta velocidad con velocidades de motor hasta de 1800 rpm. En tamaños pequeños, hasta varios cientos de kW, es conveniente una unidad pequeña accionada por correa. Unidades de alta velocidad que operan a velocidades por encima de 900 rpm están disponibles hasta una potencia de aproximadamente 2000 hp. Unidades que operan a velocidades por debajo de 900 rpm están disponibles hasta una potencia de 12000 kW.

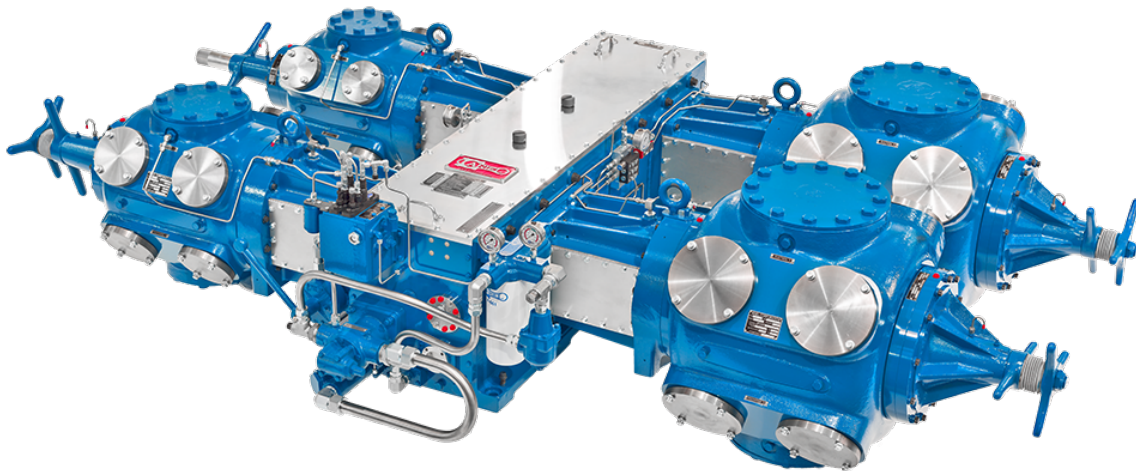


Figura 54. Compresor recíprocante separable. Adaptada de World Staandart. Disponible en: <https://www.arielcorp.com/JGJ/>

Unidades separables de baja velocidad pueden ser impulsadas por un motor de gas o eléctrico.

Los compresores integrales de gran tamaño que operan en un rango de velocidad entre 300 – 600 rpm tienen la más alta eficiencia y el más bajo mantenimiento. Estos son rara vez adquiridos en nuevas aplicaciones. A pesar de esto, hay muchas aplicaciones existentes (en tierra firme) donde estos aún son usados. Los compresores integrales tienen la ventaja de larga vida, bajo mantenimiento y facilidad de operación.



*Figura 55.* Compresor recíprocante tipo integral. Adaptada de Machinesaver. Disponible en: <https://www.machinesaver.com/product/reciprocating-machines-pumps/>

### **Compresor recíprocante tipo integral.**

Los compresores de tornillo rotatorio han venido ganando una creciente popularidad en la industria del petróleo y gas. Las principales aplicaciones son la impulsión de gas, refrigeración y compresión de gas combustible para instalaciones de turbinas a gas. La máxima presión de descarga está usualmente limitada a los 300 – 600 psig, sin embargo, mayores presiones de descarga son posibles. La mayoría de los compresores tipo tornillo es de doble rotor y el gas es comprimido por desplazamiento positivo en los espacios que van reduciéndose entre las circunvoluciones de los rotores.

Los tamaños de la estructura (el marco) de estos compresores están disponibles hasta una capacidad de 6000 acfm. Se disponen de dos configuraciones – Inundados en aceite y libres de aceite. Los motores más comunes para estos compresores son el eléctrico y el motor a gas.



Figura 56. Compresor tornillo rotatorio. Adaptada de Aerzen. Disponible en: [https://www.aerzen.com/es/empresa/perfil/hitos.html?tx\\_cookies\\_main%5Baction%5D=su bmit&cHash=12e7178d8c922cfd35ad03f7f15d5230](https://www.aerzen.com/es/empresa/perfil/hitos.html?tx_cookies_main%5Baction%5D=su bmit&cHash=12e7178d8c922cfd35ad03f7f15d5230)



Figura 57. Rotor de tornillo doble. Adaptada de Aire comprimido Kaeser. Disponible en: <https://airecomprimidokaeser.com/index.php/2017/06/08/como-funciona-un-compresor-de-tornillo/>

## 7.2 Requerimientos de potencia del compresor

La cantidad teórica de energía requerida para comprimir una cierta cantidad de gas entre unas condiciones específicas de succión y descarga es independiente del tipo de compresor. La cantidad real de energía usada depende de la eficiencia del compresor y su motor.

La ecuación básica de la termodinámica se escribe

$$\Delta h = \int V dP = -W_{theor} \quad (7.1)$$

Teniendo en cuenta que el proceso es reversible ( $\Delta S = 0$ ) y adiabático ( $Q = 0$ ). El término “*theor*” significa que estas son las suposiciones que están siendo usadas.

El error en estas suposiciones es corregido por una eficiencia global representada por el símbolo “*E*”.

$$W_{act} = \frac{W_{theor}}{E} \quad (7.2)$$

El valor de “*E*” es usado como un decimal en la ecuación 7.2 aunque es frecuentemente expresado como un porcentaje. Este incluye el efecto de la eficiencia termodinámica (isentropica) y la eficiencia mecánica. La eficiencia mecánica solo se refiere a la pérdida por fricción y otras pérdidas mecánicas.

Otra eficiencia, llamada eficiencia politropica es algunas veces usada en lugar de una eficiencia isentropica. Esta será definida y discutida en una siguiente sección.

El primer paso es el cálculo del trabajo teórico (potencia). Usando una eficiencia a partir de una correlación aceptable, es posible obtener los requerimientos reales de potencia. Es habitual calcular la potencia por etapa y luego multiplicar por el número de etapas para encontrar la potencia total para la unidad.

**7.2.1. Uso de correlaciones de entalpia para obtener requerimientos de potencia.** La mayoría de las soluciones por computador usan la ecuación:

$$Potencia - teorica = m(h_{2_{isen}} - h_1) \quad (7.3)$$

donde:  $m_2$  = flujo de gas

$h_{2_{isen}}$  = entalpía de salida por unidad de masa para una ruta isentropica

$h_1$  = entalpía de entrada por unidad de masa

Los valores de entropía y entalpía son calculados con una ecuación de estado. Los datos requeridos incluyen el flujo, presión, temperatura y composición del gas en la entrada además de la presión de salida. El cálculo procede de la siguiente manera:

Paso 1 – Determinar  $h_1$  y  $s_1$  a partir de  $T_1$  y  $P_1$

Paso 2 - Asumir una ruta isentropica, de tal manera que  $s_2 = s_1$

Paso 3 – A partir de  $s_2$  y  $P_2$  determinar  $h_2$

Paso 4 -  $\Delta h_{isen} = h_{2_{isen}} - h_1$ , esto es la cabeza isentropica o adiabática

La figura 58 ilustra el procedimiento. La línea AB es para una compresión isentropica. Con un compresor reciprocante sería una etapa; con uno centrífugo puede ser una etapa o el número de etapas en serie antes de enfriar el gas. La línea BC es un paso de enfriamiento de gas. Línea CD representa una posterior etapa o etapas, si se necesitan.

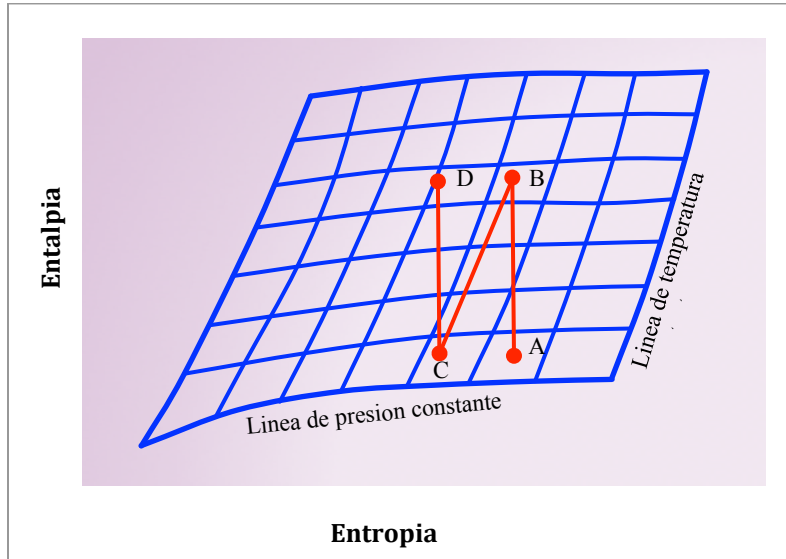


Figura 58. Representación compresión por etapas

Figura 59 puede ser usada para encontrar un valor aproximado de  $\Delta h_{isen}$  en un cálculo manual para un gas hidrocarburo con una densidad relativa entre 0.65-0.75. Esta figura también puede ser usada para estimar la temperatura de salida a unas condiciones específicas.

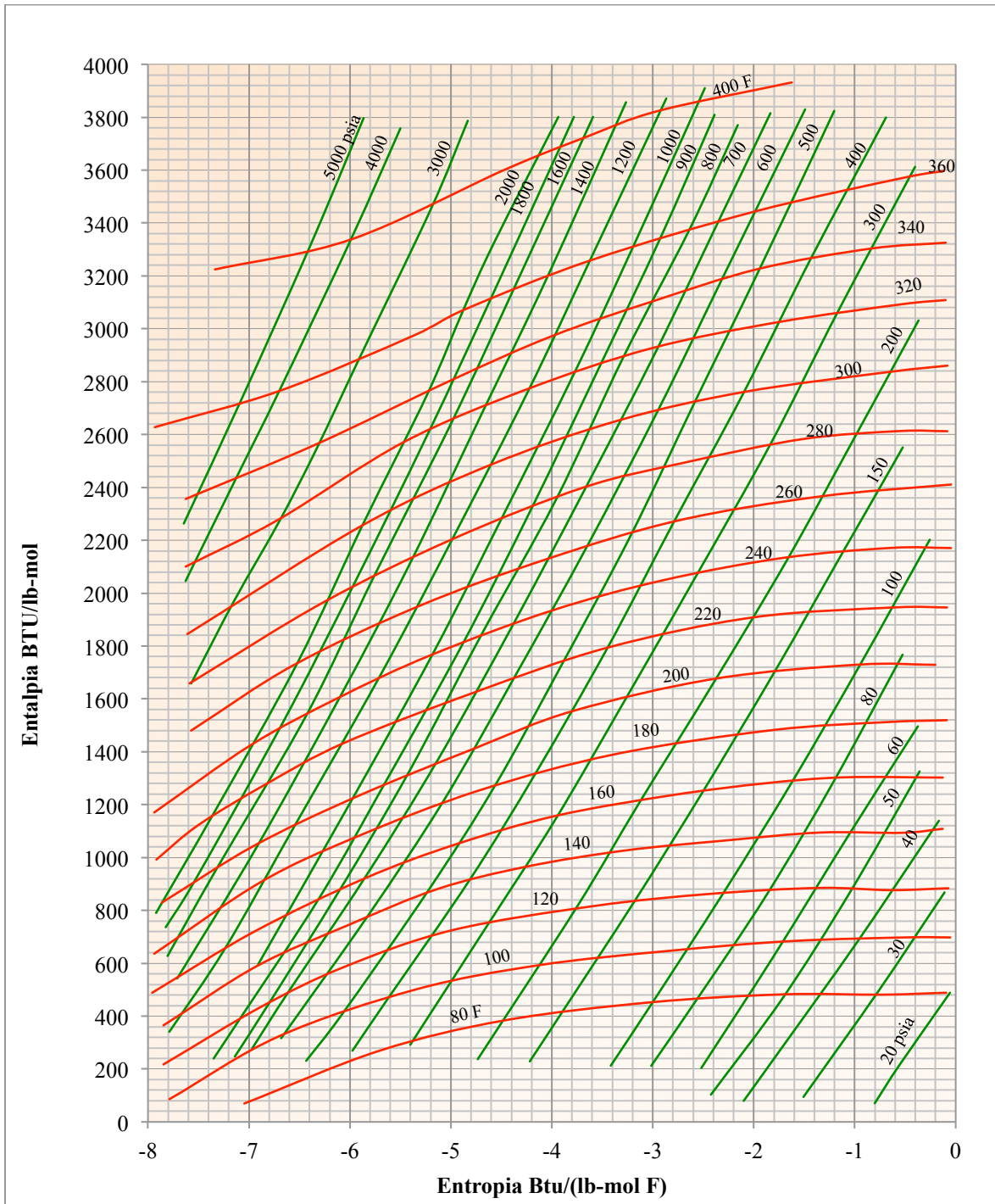


Figura 59. Diagrama entalpía – entropía para un gas natural dulce con una densidad relativa entre 0.65 – 0.75

La ecuación general es

$$Potencia = \frac{(Masa\ del\ gas\ por\ unidad\ de\ tiempo)(\Delta h_{teorica}\ por\ unidad\ de\ masa)}{(Eficiencia)(Factor\ de\ conversi3n\ de\ energia)} \quad (7.4)$$

Las unidades comúnmente empleadas se muestran en la siguiente tabla.

Tabla 12.

Unidades comúnmente empleadas

Potencia	Masa	$\Delta h$	Factor de Conversión de energía
<b>Kw</b>	(kg o kgmol)/s	kJ/kg o kJ/KMOL	1.0
<b>kW</b>	(kg o kgmol)/s	kJ/kg o kJ/KMOL	3600
<b>kW</b>	(Lbm o lb-mol)/hr	Btu/lb o Btu/lb-mol	3413
<b>Bhp</b>	(Lbm o lb-mol)/hr	Btu/lb o Btu/lb-mol	2545
<b>bhp</b>	Lbm/min	Ft-lbf/lbm	33000

Las eficiencias varían con el tipo, tamaño y rendimiento del compresor. Estas solo pueden ser determinadas por medio de pruebas en bancos de compresores, aunque los fabricantes de compresores usualmente proporcionan buenas estimaciones. Para propósitos de planeación los siguientes valores pueden ser usados.

Tabla 13.

Eficiencia de compresores.

	<b>Eficiencia (E)</b>
Compresor centrífugo	0.65 - 0.80
Compresor recíprocante de alta velocidad	0.65 - 0.75
Compresor recíprocante de baja velocidad	0.75 - 0.85
Compresor de tornillo rotatorio	0.65 - 0.75

Los anteriores valores representan eficiencias globales. Las eficiencias globales incluyen las pérdidas mecánicas (cojinetes, sellos, engranajes, etc.). La eficiencia mecánica varía con el tamaño y tipo de compresor, pero un valor del 95% es un número práctico para propósitos de planeación.

$$\text{Eficiencia global} = (\text{eficiencia politrópica o isentrópica}) \times (\text{eficiencia mecánica})$$

### 7.2.2 Factores de conversión útiles

$$lb - mol/hr = 110(MMscfd)$$

$$lb/hr = 3180(MMscfd)(\gamma) = 110(MMscfd)(MW \text{ de el gas})$$

Las ecuaciones anteriores están basadas en los siguientes factores de conversión:

$$\text{Densidad aire} = 0.0764 \text{ lb/ft}^3$$

$$1 \text{ lbmol} = 379.5 \text{ scf} \quad \text{Condiciones estandar a } 14.7 \text{ psia y } 60^\circ \text{F} \quad 1 \text{ MMscfd} = 2636 \text{ lbmol}$$

Al convertir de entalpía ( $\Delta h$ ) a potencia, los siguientes factores de conversión son convenientes:

$$1 \text{ hp} = 0.746 \text{ kW} = 2685 \text{ kJ/h} = 2545 \text{ Btu/hr}$$

$$1 \text{ kW} = 1.34 \text{ hp} = 3600 \text{ kJ/h} = 3413 \text{ Btu/hr}$$

**7.2.3 Ejemplo 1.** Un compresor debe comprimir 70 *MMscf/dia* de 100 *psia* a 370 *psia*. La temperatura de succión es 95 °F. Las siguientes propiedades del gas son mostradas a continuación:

$$\gamma_g = 0.65 \quad Z_a = 0.98$$

La eficiencia adiabática (isentropica) es 82% y la eficiencia general es 75%. Calcula la temperatura de descarga y la potencia requerida.

Solución:

Tomando la figura 42 a  $95^\circ F$  Y  $100 \text{ psia}$  obtenemos:

$$h_1 = 600 \text{ Btu/lbmol}, \quad s_1 = -2.75 \text{ Btu/lbmol} - ^\circ F$$

Tomando en cuenta que:

$$s_1 = s_2, \text{ y } s_1 = -2.75 \text{ Btu/lbmol} - ^\circ F \quad \text{recordamos que } P_2 = 370 \text{ psia}$$

$$h_{2_{isen}} = 2246 \text{ Btu/lbmol} - ^\circ F \quad T_{2_{isen}} = 257^\circ F$$

Calculamos el flujo másico

$$m = \left( \frac{70000000 \text{ scf}}{\text{dia}} \right) \left( \frac{1 \text{ lbmol}}{379.5 \text{ scf}} \right) \left( \frac{1 \text{ dia}}{24 \text{ horas}} \right) = 7686 \text{ lbmol/hr}$$

Usando la ecuación 7.4, tenemos que:

$$\text{potencia} = \frac{(7686)(2246 - 600)}{(0.75)(2545)} = 6628 \text{ hp}$$

$$h_{2_{act}} = h_1 + \frac{(h_{2_{isen}} - h_1)}{(E_{isen})} = 600 + \frac{(2246 - 600)}{0.82} = 2608 \text{ Btu/lbmol}$$

Para finalizar, obtenemos de la gráfica el valor real de la temperatura de descarga

$$h_{2_{act}} = 2608 \text{ Btu/lbmol y } P_2 = 370 \text{ psia; } T_{2_{act}} = 285 \text{ }^\circ\text{F}$$

**7.2.4. Cálculo de potencia a partir de la integral P-V.** Para la compresión adiabática de un gas ideal se puede usar la siguiente expresión para resolver el término  $\int V dP$ .

$$PV^k = \text{constante}$$

Donde  $k$  es la relación de calores específicos,  $C_p/C_v$ . Esta relación es conveniente porque es relativamente constante con la temperatura para un gas ideal.

Al sustituir la anterior solución para la integral  $\int V dP$  en la ecuación 7.1, e insertar el término de compresibilidad para corregir la suposición de gas ideal, resulta la siguiente aproximación para (cabeza isentrópica o adiabática).

$$\Delta h_{isen} = \frac{T_1 z_a R}{\left(\frac{k-1}{k}\right)(MW)} \left[ \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (7.5)$$

donde:  $\Delta h_{isen}$  = Cambio de entalpia con una ruta isentropica (cabeza)

$T_1$  = Temperatura en la succión, °R

$Z_a$  = Factor de compresibilidad promedio,

$R$  = Constante para la ley de los gases

$k$  = Relación de capacidades caloríficas,  $C_p/C_v$

$MW$  = Peso molecular del gas,  $Lb/lbmol$

$P_2/P_1$  = Relación de compresión

Tabla 14.

Valores de  $\Delta h$  y  $R$  para ecuación 7.5

Cabeza	R
<b>kJ/kg</b>	8.314 kJ/kmol.K
<b>m</b>	848 kg.m/kmol.K
<b>ft-lbf/lbm</b>	1545 ft-lbf/lbmol – R
<b>Btu/lbm</b>	1.99 Btu/lbmol - R

El valor de  $Z_a$  se puede estimar a partir de  $(Z_1 + Z_2)/2$ . El valor de  $k$  puede ser encontrado por medio de la ecuación 7.6 cuando se conoce la composición del gas.

$$k = \frac{\sum \gamma_i C_{pi}}{\sum \gamma_i C_{pi} - R} \quad (7.6)$$

donde:  $\gamma_i$  = Fracción molar de cada componente

$C_{pi}$  = Capacidad calorífica molar de la tabla 5

$R$  = Constante de la ley de gases ideales

La Tabla 16 presenta la capacidad calorífica molar de varios componentes del gas natural a diferentes temperaturas.

Tabla 15.

Capacidad calorífica molar de hidrocarburos  $Btu/(lbmol - R)$

Componente	Temperatura						
	0	50	100	150	200	250	300
Metano	8.23	8.42	8.65	8.95	9.28	9.64	10.01
Etano	11.44	12.17	12.95	13.78	14.63	15.49	16.34
Propano	15.65	16.88	18.17	19.52	20.89	22.25	23.56
i-Butano	20.40	22.15	23.95	25.77	27.59	29.39	31.11

Tabla 15. (Continuación)

Componente	Temperatura						
	0	50	100	150	200	250	300
n-Butano	20.80	22.38	24.08	25.81	27.55	29.23	30.90
i-Pentano	24.94	27.17	29.42	31.66	33.87	36.03	38.14
n-pentano	25.64	27.61	29.71	31.86	33.99	36.08	38.13
Hexano	30.17	32.78	35.37	37.93	40.45	42.94	45.36
Heptano	34.96	38.00	41.01	44.00	46.94	49.81	52.61
Nitrógeno	6.95	6.95	6.96	6.96	6.97	6.98	7.00
Sulfuro de Hidrogeno	8.00	8.09	8.18	8.27	8.36	8.46	8.55
Dióxido de Carbono	8.38	8.70	9.00	9.29	9.56	9.81	10.05

El valor de " $k$ " también se puede calcular a partir de la densidad relativa del gas natural.

$$k = 1.3 - (0.31)(\gamma_g - 0.55) \quad (7.7)$$

La Ecuación 7.6 debe ser usada cuando se conoce la composición del gas. La Ecuación 7.7 es netamente empírica, basada en gases naturales típicos que contienen cantidades no substanciales de componentes no-hidrocarburos y cuya densidad relativa no excede el valor de uno.

**7.2.5 Ejemplo 2.** Usando la ecuación 7.5, desarrollar el el ejemplo 1

Primero Calculamos el valor " $k$ " usando la ecuación 7.7

$$k = 1.3 - (0.31)(0.65 - 0.55) = 1.27$$

Convertimos la temperatura de succión a  $^{\circ}R$  para poder aplicar la ecuación 7.5

$$T_1 = 95^{\circ}F = 95^{\circ}F + 459.67 = 555^{\circ}R$$

Aplicamos Ecuación 7.5

$$\Delta h_{isen} = \frac{(555)(0.98)(1545)}{\left(\frac{1.27-1}{1.27}\right)(0.65)(28.97)} \left[ \left(\frac{370}{100}\right)^{\frac{1.27-1}{1.27}} - 1 \right] = 67194 \text{ ft} - \text{lb} / \text{lbm}$$

Se procede a calcular el flujo másico del ejemplo

$$m = \left(\frac{70000000 \text{ scf}}{\text{dia}}\right) \left(\frac{1 \text{ lbmol}}{379.5 \text{ scf}}\right) \left(\frac{(0.65)(28.97) \text{ lbm}}{\text{lbmol}}\right) \left(\frac{1 \text{ dia}}{1440 \text{ min}}\right) = 2412 \text{ lbm}/\text{min}$$

Al usar la ecuación 7.4

$$potencia = \frac{(2412)(67194)}{(0.75)(3300)} = 6549 \text{ hp}$$

La combinación de las ecuaciones 7.4 y 7.5 proporciona una ecuación de trabajo conveniente para el cálculo de la potencia de compresión.

$$\frac{potencia}{etapa} = \left(\frac{A}{E}\right) \left(\frac{k}{k-1}\right) (q) \left(\frac{P_s}{T_s}\right) (T_1) \left[ \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] (Z_a) \quad (7.8)$$

donde:

$$Potencia/etapa = hp$$

$$A = \text{Factor de conversión, } 3.03$$

$$T_1 = \text{Temperatura de succión, } ^\circ R$$

$$P_s = \text{Presión a condiciones estándar, } psia$$

$$T_s = \text{Temperatura a condiciones estándar, } ^\circ R$$

$$q = \text{Flujo de gas, MMscfd}$$

$$k = C_p / C_v$$

$$Z_a = (Z_1 + Z_2) / 2$$

$$E = \text{Eficiencia global}$$

**7.2.6 Ejemplo 3.** Usando condiciones del ejemplo 1 calcule la potencia con la ecuación 7.8

Convertimos la temperatura de succión a  $^{\circ}R$  para poder aplicar ecuación 7.8

$$T_1 = 95^{\circ}F = 95^{\circ}F + 459.67 = 555^{\circ}R$$

$$\frac{\text{Potencia}}{\text{etapa}} = \left(\frac{3.03}{0.75}\right) \left(\frac{1.27}{1.27-1}\right) (70) \left(\frac{14.7}{520}\right) (555) \left[ \left(\frac{370}{100}\right)^{\frac{1.27-1}{1.27}} - 1 \right] (0.98) = 6559 \text{ hp}$$

Cuando la Ecuación 7.8 se utiliza para un compresor centrífugo, puede ser aplicada para cualquier número de etapas entre enfriadores. Existe un límite práctico para la temperatura del gas permitida en cualquier compresor. Hay factores de eficiencia, de lubricación y metalúrgicos que están involucrados. Al usar la Ecuación 7.8 o un método equivalente, se requiere determinar la temperatura de salida de forma separada. La Ecuación 7.9, puede ser usada para estimar la temperatura de descarga.

$$T_D = T_1 \left[ 1 + \frac{\left[ \left( P_2 / P_1 \right)^{(k-1)/k} - 1 \right]}{E_{isen}} \right] \quad (7.9)$$

El término de eficiencia en el denominador de la Ecuación 7.9 es la eficiencia isentropica. Para compresores centrífugos un valor de 0.65 a 0.80 es adecuado. Para compresores reciprocantes se usa 0.7 a 0.75 en unidades de alta velocidad y 0.83 a 0.90 para baja velocidad.

La temperatura de succión de la siguiente etapa depende de la efectividad del enfriador interetapa, si se usa uno. Para aéreo-enfriadores esta temperatura será aproximadamente (25 – 30 °F) por encima de la temperatura de bulbo seco del aire usada en las bases de diseño. Para enfriamiento con agua estaría alrededor de 9 – 18 °F por encima de la temperatura del agua.

**7.2.7 Ejemplo 4.** Estime la temperatura de descarga del compresor en ejemplo 1 y 2 usando la ecuación 7.9.

Convertimos la temperatura de succión a °R para poder aplicar ecuación 7.9

$$T_1 = 95^\circ F = 95^\circ F + 459.67 = 555^\circ R$$

$$T_D = 555 \left[ 1 + \frac{\left[ \left( \frac{370}{100} \right)^{(1.27-1)/1.27} - 1 \right]}{0.82} \right] = 772^\circ R = 313^\circ F$$

**7.2.8 Eficiencia isentrópica vs eficiencia politrópica.** Tradicionalmente los fabricantes de compresores han usado la eficiencia politrópica en lugar de la eficiencia isentrópica al evaluar el desempeño de un compresor. Esto obedece a que la eficiencia politrópica  $E_{poly}$  es esencialmente independiente de la relación de compresión y de la composición del gas.

La eficiencia politrópica se basa en un “camino politrópico” imaginario el cual es reversible y no-adiabático (un proceso isentrópico es reversible y adiabático). Para un camino politrópico, el exponente “n” es sustituido por “k” en las ecuaciones 7.5 y 7.8. En la ecuación 7.8 la eficiencia global está basada en la  $E_{poly}$  en lugar de la  $E_{isen}$ . La eficiencia politrópica solo se puede determinar por una prueba del compresor. Algunas relaciones útiles entre las ecuaciones politrópicas e isentrópicas se muestran a continuación.

$$\frac{n-1}{n} = \left( \frac{k-1}{k} \right) \left( \frac{1}{E_{poly}} \right)$$

(7.10)

$$E_{isen} = \frac{\left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]}$$

(7.11)

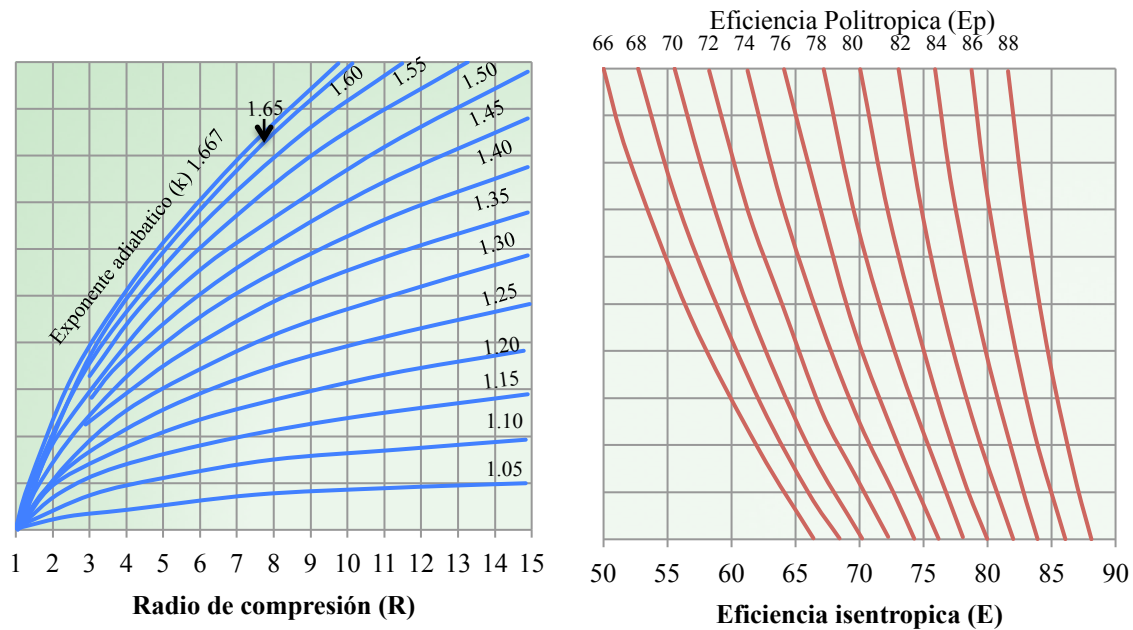


Figura 60. Relación entre eficiencia isentrópica y politrópica.

La ecuación 7.11 es mostrada gráficamente en la figura 43

Ambos enfoques producen el mismo resultado básico. Los ingenieros de procesos tienden a favorecer el método isentrópico, mientras que los especialistas en compresores prefieren el politrópico.

### 7.3 Compresor centrífugo y axial

**7.3.1 Generalidades del compresor centrífugo.** Se deben considerar los compresores centrífugos cuando los flujos de entrada reales superan los 500  $acfm$ . Ofrecen las ventajas de más potencia por unidad de peso y funcionan esencialmente sin vibraciones. Esto los hace particularmente atractivos para ubicaciones en alta mar o donde es necesario el transporte aéreo a ubicaciones remotas. Su costo inicial normalmente es menor que los compresores recíprocos,

pero la eficiencia es a menudo menor y los costos de utilidades pueden ser mayores. Además, la capacidad de un compresor centrífugo para manejar condiciones cambiantes (presión, temperatura, peso molecular) puede ser limitada.

Los compresores centrífugos son fabricados en tres configuraciones:

1. Impulsor suspendido
2. Dividido horizontalmente
3. Dividido verticalmente (tipo barril)

El impulsor suspendido se usa típicamente en el servicio de una etapa. El compresor de refuerzo en una unidad de turbo-expansión es un buen ejemplo de este tipo de compresor. El impulsor generalmente está abierto, con cuchilla trasera.



Figura 61. Carcasa dividida horizontalmente de un compresor centrífugo. Adaptada de Machinery Study Disponible en: <http://machinerystudy.blogspot.com/2015/03/centrifugal-compressor.html>

Las carcasas divididas horizontalmente se usan a menudo en aplicaciones de alto volumen y baja presión. La figura 44 muestra una carcasa dividida horizontalmente. Estos compresores tienen carcasas divididas horizontalmente en la sección media. Las mitades están atornilladas y clavadas juntas. Se puede acceder a las partes internas, como el rotor, los cojinetes y los sellos, para su reparación e inspección al quitar la parte superior. Para facilitar el acceso, las boquillas del compresor a veces están orientadas hacia abajo desde la mitad inferior de la carcasa.

En los compresores de tipo dividido verticalmente o de barril, el "barril" del compresor contiene el rotor y los diafragmas y se retira del extremo del compresor. Estos compresores se

usan típicamente en aplicaciones de alta presión y menor volumen. Si hay disponible un barril de repuesto, pueden repararse más rápidamente que los compresores divididos horizontalmente. Requieren un área de trazado adicional ya que se debe proporcionar el espacio para retirar el barril de la carcasa (similar a un intercambiador de calor de carcasa y tubo).

A continuación se muestra una porción cortada de un compresor centrífugo dividido verticalmente que utiliza un impulsor cerrado de palas hacia atrás, el tipo más común en las operaciones de gas natural.

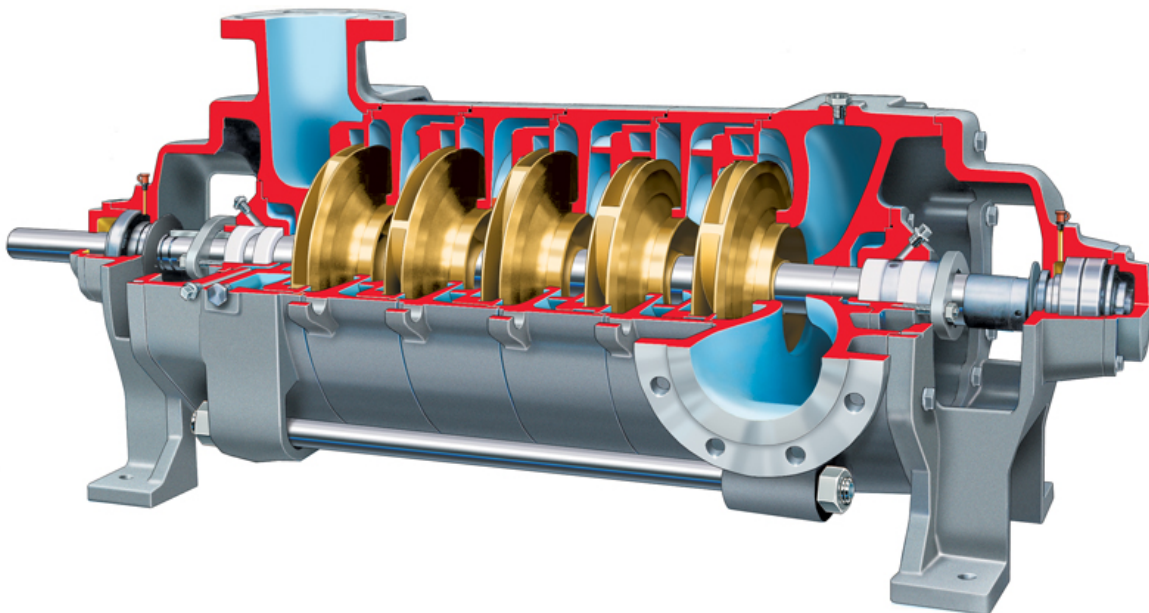


Figura 62. Carcasa dividida verticalmente de un compresor centrífugo.

La forma de la pala del impulsor afecta las características de la curva de rendimiento, el rango de operación y la eficiencia de un compresor centrífugo. A continuación se muestran tres tipos.



Figura 63. Impulsor abierto de palas hacia atrás. Adaptada de Blue Sky Technologies. Disponible en: <https://www.blue-sky-technologies.com/impeller-and-seal-repair>



Figura 64. Impulsor cerrado de palas hacia atrás. Adaptada de Turbo Machinerymag. Disponible en: <https://www.turbomachinerymag.com/how-to-avoid-to-centrifugal-impeller-structural-resonance/>

Las mismas relaciones básicas de velocidad y diámetro específicas utilizadas para las bombas se aplican también para los compresores, particularmente los centrífugos y axiales. La figura 52 se basa en las ecuaciones:

$$d_s = \frac{(A)(d)(H)^{0.25}}{q^{0.5}} \quad N_s = \frac{(B)(N)(d)^{0.5}}{H^{0.25}} \quad (7.12)$$

donde:	$d_s$ = diámetro específico	$ft$
	$N_s$ = velocidad específica	
	diámetro	$ft$
	$Q$ = Flujo de gas	$ft^3/s$
	$H$ = Cabeza por etapa	$ft$
	$N$ = rpm	
	$A$	1.0
	$B$	1.0

La figura 65 muestra la relación entre estas cantidades para compresores centrífugos. Normalmente uno no usaría una centrífuga cuando la eficiencia es menor a aproximadamente 0.7 a menos que las limitaciones de peso o vibración lo dicten. El número de etapas y las combinaciones de diámetro del impulsor deben elegirse para lograr una eficiencia satisfactoria.

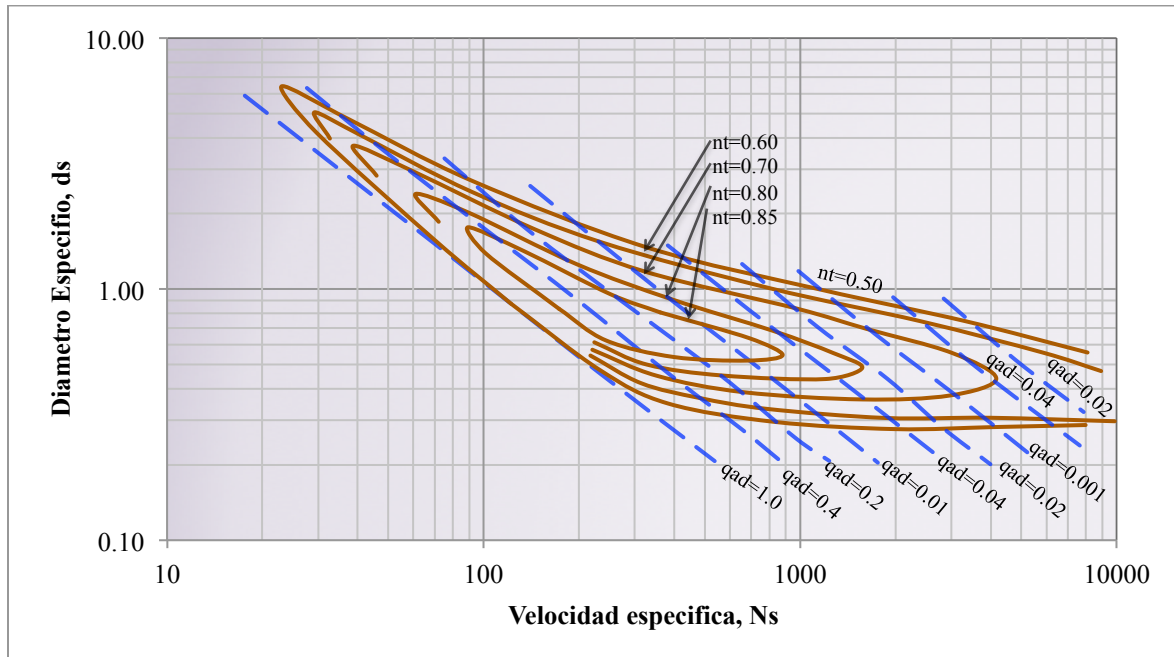


Figura 65. Relación entre velocidad específica y diámetro para compresores centrífugos.

**7.3.2 Cálculo de potencia del compresor centrífugo.** Cada uno de los métodos de cálculo de potencia mostrados anteriormente puede usarse para estimar la potencia del compresor centrífugo. Típicamente, las eficiencias politrópicas varían de 70% a 85% con 78% de buenos valores para propósitos de planeamiento en compresión de gas natural. Las pérdidas mecánicas se estiman normalmente de la siguiente manera:

#### Sellos laberínticos y pistón de equilibrio

Los pistones de equilibrio y los sellos laberínticos permiten que el gas a alta presión regrese a la presión de succión. El trabajo adicional requerido para volver a comprimir este gas derivado internamente generalmente se maneja aumentando el flujo de gas de diseño a través del compresor cuando se realiza el cálculo de potencia. Este aumento de flujo generalmente varía del 2 al 5% del flujo total, con un 3% de un número útil para los cálculos de planificación.

### Rodamientos y sellos

Las pérdidas mecánicas en los cojinetes y sellos son una función del tamaño y la velocidad del compresor. La figura 66 proporciona una aproximación rápida de estas pérdidas.

Las pautas anteriores se basan en el diseño estándar del impulsor y los sellos de aceite. Para sellos secos, las pérdidas mecánicas pueden ser sustancialmente más pequeñas que las indicadas anteriormente.

### Caja de cambios

Las eficiencias típicas para engranajes reductores de velocidad varían de 0.95 a 0.98. Para fines de planificación, 0.97 es un número de diseño útil.

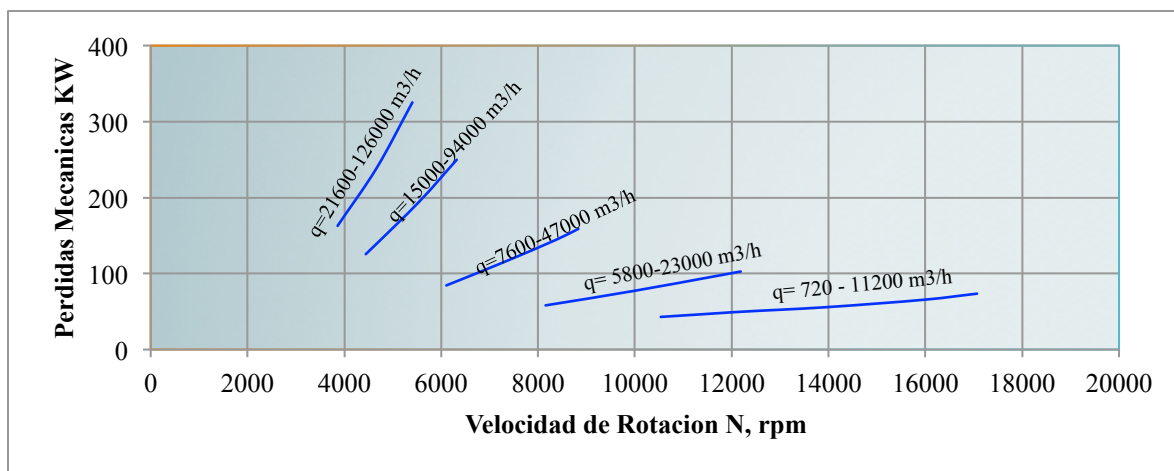


Figura 66. Pérdidas estimadas de sellado y rodamientos en compresores centrífugos

**7.3.3 Numero de impulsores y velocidad.** La energía impartida al gas en un compresor centrífugo se denomina "cabeza". La cabeza teórica se puede estimar utilizando una ruta isentrópica o politrópica.

La cabeza es el cambio de entalpía específico del gas a través del compresor. En unidades imperiales, el cabezal generalmente se expresa en  $ft \left( ft - lbf / lbm \right)$ . El cabezal del compresor está relacionado con la relación de compresión y las propiedades del gas mediante la ecuación 7.5.

La energía impartida al gas en un compresor centrífugo o axial está relacionada con el cambio de velocidad a través del impulsor / difusor. Al igual que las bombas centrífugas, este cambio de energía es una función de la velocidad de la punta del impulsor al cuadrado y el caudal real, y es esencialmente independiente del gas comprimido. La velocidad máxima de la punta del impulsor está determinada por restricciones mecánicas, pero un valor de  $820 - 984 \text{ ft/sec}$  es típico para los compresores centrífugos en servicio dulce. La ecuación 7.13 relaciona la cabeza por impulsor con la velocidad de la punta del impulsor.

$$\Delta h = \frac{\mu u^2}{2A}$$

donde:	$\Delta h = \text{head politropico/impulsor}$	$ft$
	$\mu = \text{coeficiente de head}$	0.8 a 1.10
	$u = \text{velocidad de punta del impulsor}$	$ft/sec$
	$A = \text{constante}$	$32.18(lbm - f)(lbf - s^2)$

Para la compresión de gas natural en varias etapas, un coeficiente de diseño típico es 1.0. Usando una velocidad bastante conservadora de  $900 \text{ ft/sec}$  la carga máxima que se puede

impartir al gas a través de un impulsor es de aproximadamente 12600 *ft* . Estos valores son útiles para fines de planificación para estimar el número de impulsores necesarios para lograr un aumento de presión dado a través de la carcasa del compresor.

Para gases de alto peso molecular (como refrigerantes), la velocidad de la punta del impulsor puede estar limitada por la velocidad sónica. La velocidad sónica en gases puede estimarse a partir de la ecuación 7.14

$$u_s = \sqrt{\frac{g_c k Z R T}{MW}} \quad 7.14$$

donde:	$u_s$ = velocidad sónica	<i>ft</i> /sec
	$k$ = radio de capacidad de calor	
	$R$ = constante de la ley de los gases	1534
	$T$ = Temperatura del gas	°R
	$g_c$ = masa/cte fuerza	32.18
	$MW$ = peso molecular	<i>lbm</i> / <i>lmol</i>
	$Z$ = factor de compresibilidad	

La punta del impulsor no debe exceder el 110% de  $u_s$  donde  $u_s$  se determina en condiciones de succión.

La ecuación 7.18 puede usarse para estimar el diámetro del impulsor. Se basa en impulsores cerrados de palas traseras típicamente utilizados en compresores de etapas múltiples. Es consistente con los resultados de la ecuación 3.12 y la figura 48.

$$d = \sqrt{\frac{q}{0.050u}} \quad (7.13)$$

donde:	$d$ = diámetro del impulsor	$ft$
	$q$ = caudal de ingreso	$ft^3/sec$
	$u$ = velocidad de punta del impulsor	$ft/sec$

La velocidad del compresor puede ser determinada

$$N = \frac{60 u}{d\pi} \quad (7.14)$$

donde:	$N$ = Velocidad del compresor	$rpm$
	$u$ = velocidad de punta	$ft/sec$
	$d$ = diámetro del impulsor	$ft$

Para compresores centrífugos

1. El flujo varía directamente con  $rpm$  (dependiendo de la relación de compresión)
2. la cabeza varía con  $rpm$  al cuadrado
3. La potencia varía directamente con  $rpm$  al cubo

**7.3.4 Ejemplo 5.** Un compresor centrífugo requiere comprimir 100  $MMscfd$  de gas natural de 0.7 gravedad específica se requiere llevarlo a una presión de descarga de 218-653  $psia$ . La temperatura de succión  $90^{\circ}F$  y el factor de compresibilidad promedio es 0.92. la eficiencia politropica del compresor es 79%. Calcule lo siguiente.

1. Head del compresor
2. Potencia del compresor
3. Temperatura de descarga del compresor
4. Número de impulsores requerido
5. Diámetro aproximado del impulsor
6. Velocidad aproximada

1. Head de el compresor Se utiliza la ecuación 7.5

$$\Delta h_{isen} = \frac{T_1 z_a R}{\left(\frac{k-1}{k}\right)(MW)} \left[ \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right]$$

$$k = 1.3 - (0.31)(0.7 - 0.55) = 1.25$$

$$\frac{(k-1)}{k} = \frac{1.25-1}{1.25} = 0.2$$

$$\Delta h_{isen} = \frac{(550)(0.92)(1545)}{(0.2)(0.7)(28.97)} \left[ \left( \frac{700}{300} \right)^{0.2} - 1 \right] = 35594.73 \text{ ft} - \text{lb} / \text{lbm}$$

2. Calculo de potencia de el compresor

$$CR = \left( \frac{700}{300} \right)^{\frac{1}{0.2}} = 2.33$$

Tomando la figura 47 obtenemos  $E_{isen} = 0.77$

Se calcula el flujo real del gas teniendo en cuenta fallos en el balance del pistón y sellos de laberinto

$$\text{Flujo de gas real} = (1.03)(90) = 92.7 \text{ MMscfd}$$

$$\frac{\text{potencia}}{\text{etapa}} = \left(\frac{A}{E}\right) \left(\frac{k}{k-1}\right) (q) \left(\frac{P_s}{T_s}\right) (T_1) \left[ \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] (Z_a)$$

$$hp = \left(\frac{3.03}{0.77}\right) \left(\frac{1.25}{0.25}\right) (92.7) \left(\frac{14.7}{520}\right) (550) \left[ \left(\frac{700}{300}\right)^{0.2} - 1 \right] (0.92) = 4818hp$$

Se obtienen las pérdidas de potencia debido a la pérdida de rodamientos y sellos de la figura 53. Obtenemos unas pérdidas de alrededor de 70 hp.

La potencia total requerida será:

$$hp = 4818 + 70 = 4888 \text{ hp}$$

3. Se calcula la temperatura de descarga

$$T_D = T_1 \left[ 1 + \frac{\left[ \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{E_{isen}} \right]$$

$$T_d = 550 \left[ 1 + \frac{\left[ \left(\frac{700}{300}\right)^{0.2} - 1 \right]}{0.77} \right] = 682^\circ R = 223^\circ F$$

4. Numero de impulsores (se asume  $12600 \text{ (ft-lbf)/lbm}$ )

$$\text{Numero de impulsores} = \frac{35595}{12600} = 3$$

5. Diámetro aproximado de los impulsores

Primero convertimos el caudal a  $\text{ft}^3/\text{sec}$

$$q = \left( \frac{92700000}{86400} \right) \left( \frac{14.7}{300} \right) \left( \frac{550}{520} \right) = 55.6 \text{ ft}^3/\text{sec}$$

Se utiliza la ecuación 7.13

$$d = \sqrt{\frac{q}{0.050u}}$$

$$d = \sqrt{\frac{55.6}{(0.0505)(902)}} = 1.10 \text{ ft} = 13.2 \text{ in}$$

6. Velocidad aproximada del eje  $N$  (se asume  $u = 902 \text{ ft/s}$ )

$$N = \frac{60 u}{d\pi}$$

$$N = \frac{(902)(60)}{1.10\pi} = 15661 \text{ rpm}$$

La temperatura aumentará de acuerdo con la ecuación 7.9. El enfriamiento entre etapas puede ser necesario, pero cuando se usa, cualquier líquido condensado debe retirarse en un separador diseñado adecuadamente. La temperatura máxima de descarga no debe exceder aproximadamente  $320^\circ F$ .

En algunos casos, el agua puede circular a través de los diafragmas dentro de la carcasa del compresor entre las etapas. La refrigeración está limitada por el área y el grosor de la pared de metal. El enfoque más positivo es el enfriamiento externo. El gas es retirado de la carcasa, se enfría externamente y luego vuelve a entrar.

**7.3.5 Surge y Choke.** El surge ocurre cuando un impulsor del compresor ya no puede generar suficiente carga (energía) para mover el gas hacia adelante. En otras palabras, el impulsor ya no puede mantener el aumento de presión necesario para mover el gas al sistema receptor en la descarga del compresor. En caso de surge, la presión del sistema receptor es temporalmente mayor que la presión de descarga del compresor y se produce una inversión de flujo en el compresor. Esto a su vez conduce a una caída temporal de la presión del sistema receptor que permite que el compresor mueva nuevamente el gas hacia adelante hasta que se produzca otra inversión de flujo. Si no se elimina la causa del surge, se producen una serie de oscilaciones de flujo: hacia adelante, hacia atrás, etc.

La frecuencia de estas oscilaciones depende del tamaño del compresor, la configuración de la tubería, la ubicación de la válvula de retención, etc., pero puede ser inferior a un segundo. Esto

induce vibración, un aumento rápido de la temperatura en el compresor y, en casos graves, una falla catastrófica.

El surge ocurre en condiciones de bajo flujo. Un impulsor de un solo compresor puede aumentar al 50-60% del flujo de diseño, pero en los compresores de etapas múltiples, el punto de aumento puede ser del 70-80% del flujo de diseño. El método más común para prevenir el surge es garantizar en todo momento que el flujo de entrada al compresor sea mayor que la velocidad de flujo a la que el compresor se sobrecarga. Esto se realiza típicamente reciclando el flujo de la descarga del compresor de regreso a la sección del compresor. Este sistema de reciclaje, que está automatizado mediante instrumentación sofisticada, se conoce como un sistema de control de sobretensión o anti-sobretensión. Este sistema se discutirá más adelante en otro punto de este capítulo.

El Choke (el efecto "muro de piedra") limita la capacidad del compresor. Esta condición generalmente es causada por la limitación del caudal del gas a través del "ojo" del primer impulsor. Este flujo siempre es más alto que el diseño y generalmente no debe ocurrir por debajo del 115-120% de la capacidad nominal. La velocidad máxima está limitada por la velocidad del sonido del gas. Teóricamente, el efecto de choke ocurriría a este valor, pero la práctica habitual es limitar el diseño a 0.85-0.90 de velocidad sónica. En el choke, el compresor no puede manejar ningún flujo de entrada adicional, independientemente del cabezal del compresor. En otras palabras, la curva de rendimiento es esencialmente vertical. El choke generalmente no es una preocupación seria para gases de bajo peso molecular. Como el metano. Puede ser una preocupación por los gases de alto peso molecular como los refrigerantes. El propano, por

ejemplo, tiene una velocidad sónica de aproximadamente  $720 \text{ ft/sec}$  a  $-40 \text{ }^\circ\text{C}$ . El Metano, por el contrario, tiene una velocidad sónica de aproximadamente de  $1460 \text{ ft/sec}$  a  $290 \text{ psia}$  y  $86 \text{ }^\circ\text{F}$ .

**7.3.6 Curvas Características.** La figura 54 muestra la curva característica de un compresor centrífugo de etapas múltiples.

Una curva de rendimiento para un compresor centrífugo tiene una forma similar a una bomba centrífuga (cabeza vs flujo). La figura 66 también incluye líneas de eficiencia constante. Tenga en cuenta que la eficiencia máxima para este compresor es aproximadamente del 80%. El compresor debe funcionar entre los dos límites de estabilidad, surge y choke.

Los fabricantes a menudo proporcionan curvas de rendimiento para un compresor centrífugo que también indican el consumo de energía y / o la presión de descarga. Es importante tener en cuenta que las curvas de consumo de energía o la presión de descarga solo se pueden incluir en un mapa de rendimiento del compresor cuando las condiciones de succión son fijas. Las condiciones de succión establecen la densidad del gas de entrada, que a su vez establece el flujo másico a través del compresor, así como la relación presión / carga. Un compresor centrífugo es similar a una bomba centrífuga en este respecto.

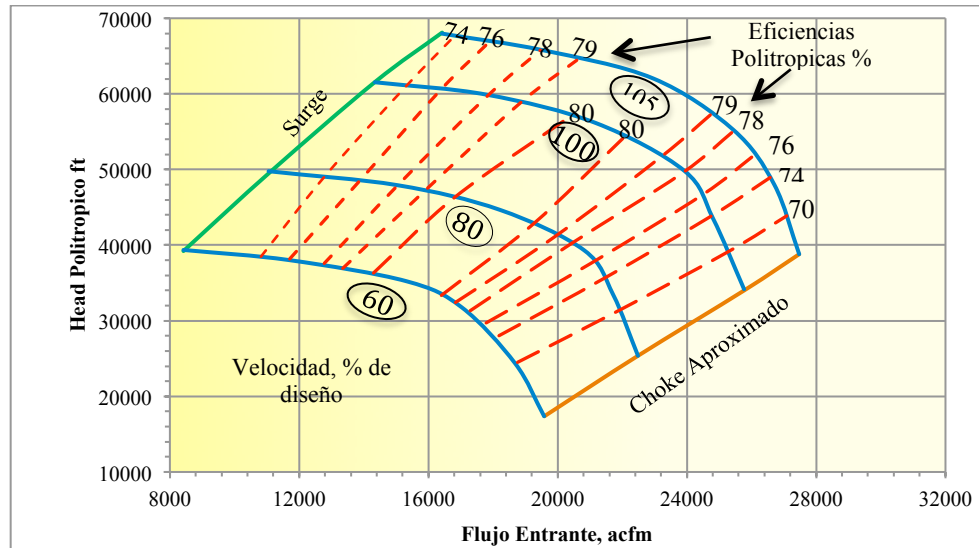


Figura 67. Curva de rendimiento para un compresor centrífugo.

### 7.3.7 Generalidades de compresor axial

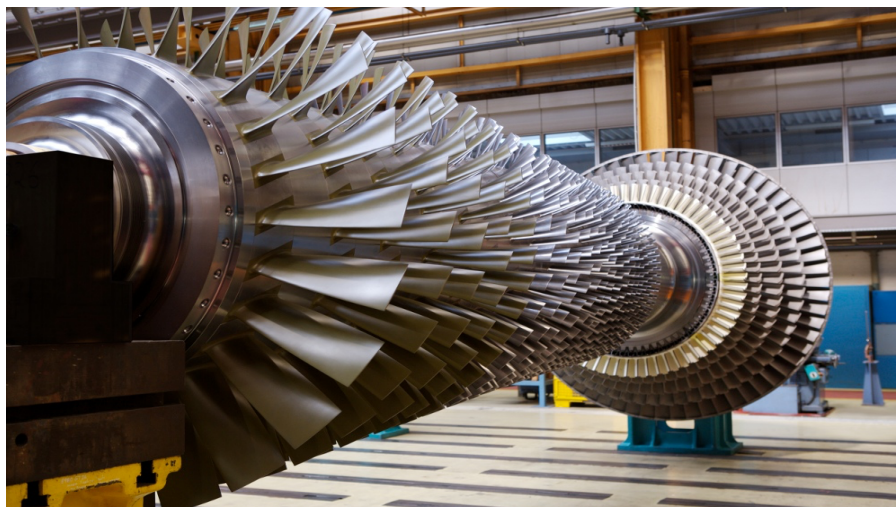


Figura 68. Compresor Axial. Adaptada de Tese. Disponible en:

[http://www.tese.edu.mx/tese2010/loader\\_gallery.aspx?n=XFHLKHUE&i\\_d=0](http://www.tese.edu.mx/tese2010/loader_gallery.aspx?n=XFHLKHUE&i_d=0)

Un compresor axial es similar en principio a un centrífugo. En lugar de usar ruedas, se trata de una serie de cuchillas: giratorias (rotores) y estacionarias (estatores). Aproximadamente la mitad del aumento de la presión se logra con los rotores y la otra mitad con los estatores.

Los rotores están unidos al eje y agregan energía cinética al gas. Cada fila de estatores actúa como un difusor para el gas que fluye de la fila anterior de rotores y esto convierte la energía cinética en presión. Los estatores también sirven como boquillas para guiar el gas hacia la siguiente fila de rotores. Cada etapa consta de una fila de rotores y una fila de estatores. A menudo se necesitan aproximadamente dos etapas en un compresor axial para cada etapa en una centrífuga comparable.

El compresor axial se usa principalmente cuando la velocidad de flujo es superior a 60000 *acfm* en condiciones de succión, y la presión de descarga es de 500-580 *psia* o menos.

Un axial tenderá a tener una mayor eficiencia que un centrífugo, aproximadamente 8-10% más alto. Para trabajos de gran caudal y presión media, ofrece una excelente alternativa al compresor centrífugo. La aplicación más común en la industria del petróleo y el gas es la compresión de aire en la sección del generador de gas caliente de una turbina de gas. Los compresores axiales rara vez se usan para la compresión de gases hidrocarbonados.

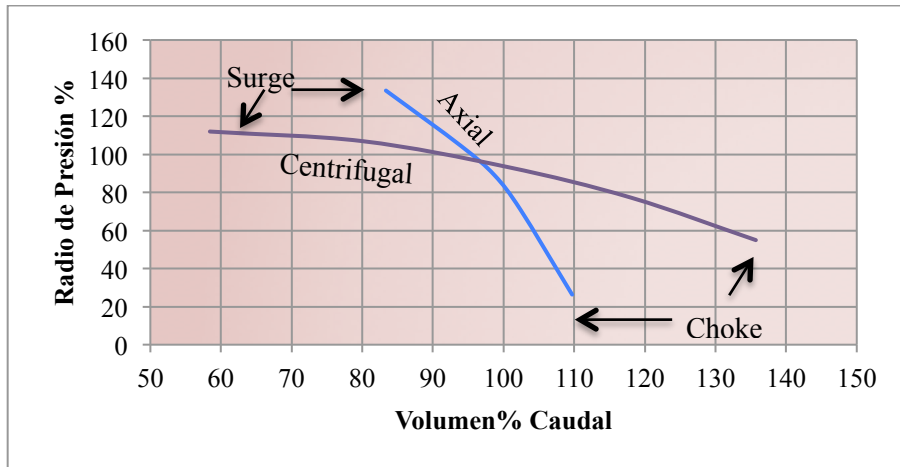


Figura 69. Compresor Centrifugo vs Axial multietapa

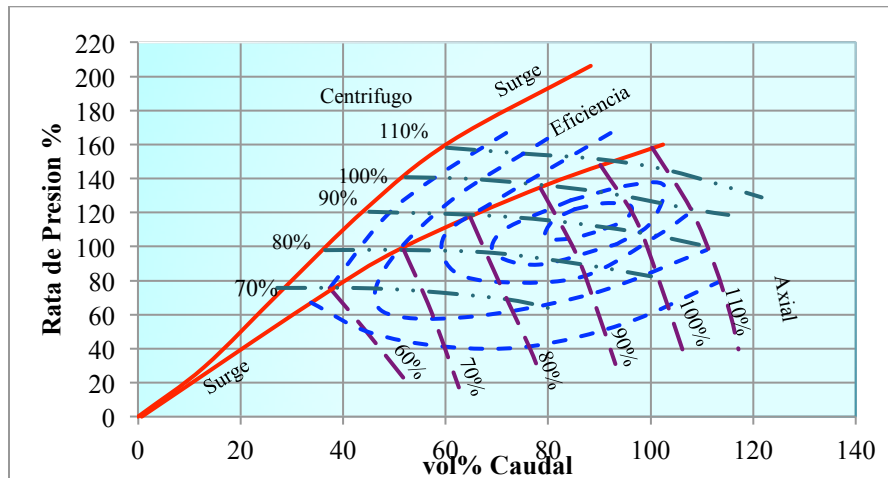


Figura 70. Eficiencia de compresor centrífugo vs axial

#### 7.4 Compresores recíprocos y de tornillo rotatorio

**7.4.1 Generalidades del compresor recíprocante.** La figura 71 muestra un corte del bastidor y cilindro del compresor recíprocante. El movimiento angular del cigüeñal se convierte en un movimiento recíprocante en la cruceta.

La cruceta es el punto de conexión entre la biela y la biela del compresor. La pieza distanciadora está unida a la caja del cigüeñal que contiene la cruceta en un lado y el cilindro del compresor en el otro. La varilla del compresor pasa a través del empaque del limpia-parabrisas en el lado del cigüeñal de la pieza de distancia y a través del empaque de presión en el lado del cilindro. En los módulos de compresor cerrados, la pieza de distancia a menudo se ventila fuera del recinto. Las piezas de doble distancia pueden usarse en servicios de gases corrosivos o tóxicos.

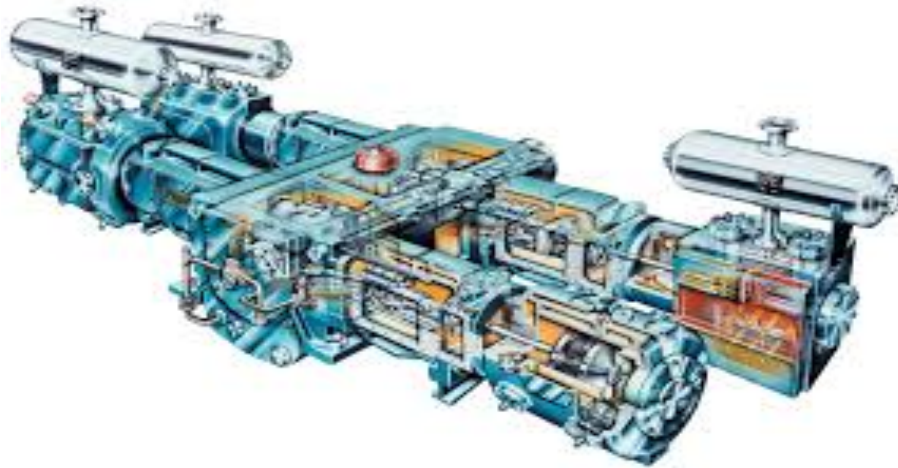


Figura 71. Corte de un compresor recíprocente

Las válvulas del compresor están ubicadas alrededor del cilindro. Las válvulas de succión están en la parte superior y las válvulas de descarga en la parte inferior. El cilindro del compresor y la empaquetadura de la varilla pueden enfriarse mediante la circulación de agua de enfriamiento. Los cilindros del compresor suelen estar lubricados, pero a veces no se utilizan en el servicio de refrigeración. El sello entre el pistón y la pared del cilindro está provisto de anillos que generalmente son metálicos en servicio de alta presión y materiales no metálicos o

compuestos en servicios de baja presión. Un conjunto de bandas de conductor soporta el pistón en el cilindro.

La figura 72 muestra el rendimiento básico de un cilindro de compresor recíprocante. Esto se explica con mayor detalle en los Figuras 13-17.

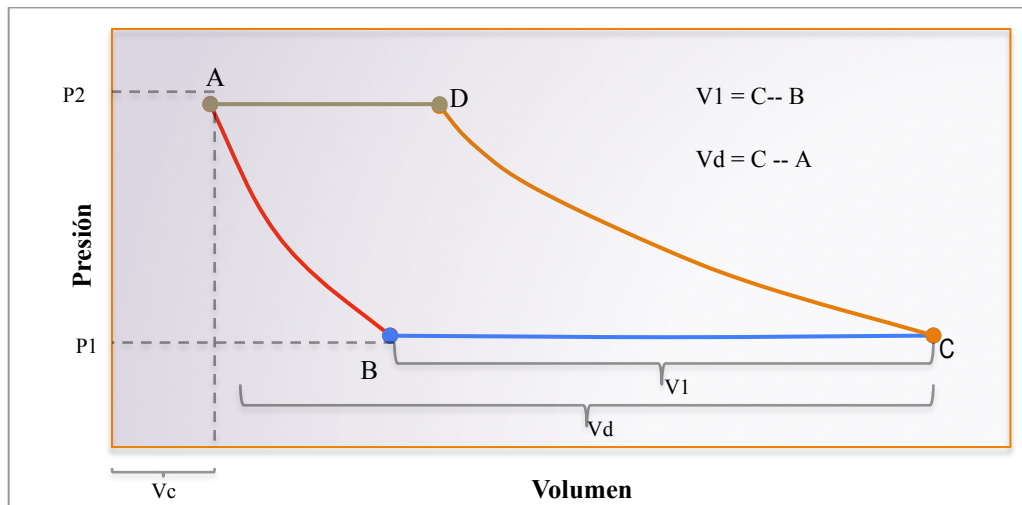


Figura 72. Comportamiento ideal de la curva PV de un compresor recíprocante

El punto A representa el final del trazo de compresión. La línea ABC representa la carrera de succión total. La sección AB de esta línea representa la expansión del gas atrapado entre el pistón y el extremo del cilindro a presión  $P_2$ . No puede ingresar gas al cilindro hasta que este gas se expanda a presión  $P_1$  (Punto B). El volumen  $V_1$  (línea BC) representa el nuevo gas que ingresa en la carrera de succión. La capacidad de manejo de gas del cilindro está fijada por el volumen  $V_1$ . Este volumen, a su vez, depende de la relación de compresión  $P_2/P_1$  y el volumen libre,  $V_c$ .

El volumen representado por la línea ABC se conoce como el desplazamiento del pistón: el volumen de gas que podría comprimirse si no hubiera espacio libre. El símbolo  $V_d$  se usa comúnmente para expresar este volumen. Depende del tamaño del pistón, la velocidad y la longitud de la carrera, y si el pistón es de acción simple o doble.

La relación  $(V_1/V_d)$  se conoce como eficiencia volumétrica. Disminuye al aumentar la relación de compresión y un aumento en el volumen libre  $V_c$ . Por lo tanto, la relación de compresión es una consideración económica.

**7.4.2 Relación de compresión por etapa.** La relación de compresión por etapa ( $R$ ) rara vez excede aproximadamente 4:1, excepto cuando se comprimen gases de alto MW. La eficiencia volumétrica disminuye, la temperatura de descarga aumenta y los esfuerzos mecánicos impuestos sobre el pistón, el vástago y el bastidor se vuelven más pronunciados a medida que  $R$  aumenta. En la práctica real  $R$  rara vez excede de 3 a 3.5:1 cuando se impulsa gases de bajo peso molecular para su procesamiento o venta. Cuando la relación de presión total es mayor que esto, se utilizan múltiples etapas de compresión. Se puede demostrar que la potencia total se minimiza cuando la relación en cada etapa es la misma. Esto se puede expresar como una desigualdad

$$R = \left( \frac{P_D}{P_1} \right)^{1/n} \quad 7.15$$

$P_D$  = Presión final de descarga

$P_1$  = Presión de succión

$n$  = Numero de etapas requeridas

Cuando se utilizan varias etapas de compresión, es necesario tener un refrigerador y un depurador entre etapas para enfriar el gas de la primera etapa y recoger los líquidos formados al enfriarse. Esta caída de presión entre etapas rara vez debe exceder 5 -- 10 *psi* . Para tener en cuenta esta caída, el  $R$  encontrado en la ecuación 7.15 generalmente se corrige. Un método común es asignar la mitad de la caída de presión a cada etapa. En algún momento, la relación de compresión se reduce en las etapas de mayor presión debido a las limitaciones de carga de la barra.

La  $R$  de la ecuación 7.15 es teórica, ya que no prevé la caída de presión a través de la tubería, el enfriador y el separador entre etapas.

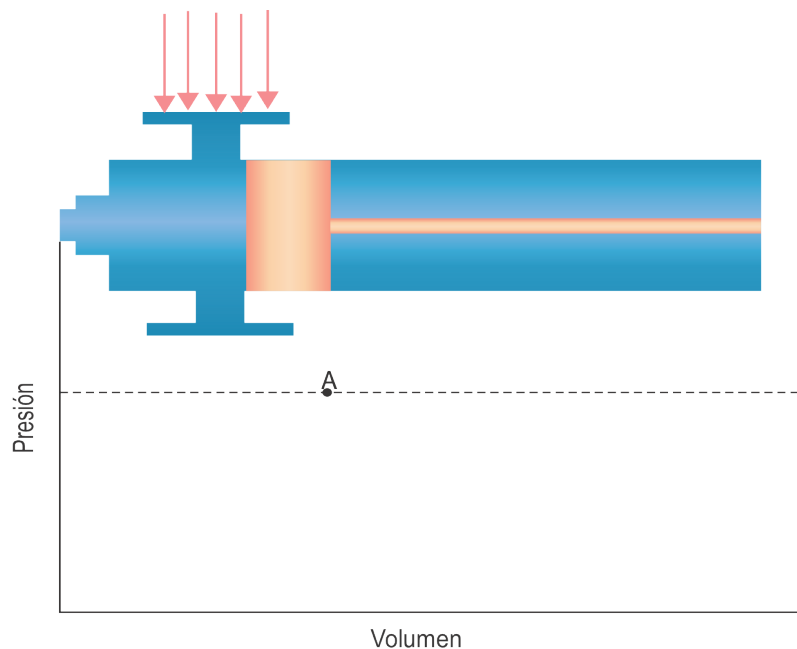


Figura 73. Descripción del compresor recíprocante (1)

El inicio del ciclo es en el punto A. El pistón ha llegado al final de la carrera y se mueve hacia la derecha. Válvulas de succión y descarga cerradas. El espacio entre el pistón y el extremo del cilindro está lleno de gas a la presión de descarga. El espacio se llama espacio libre normal  $V_c$ .

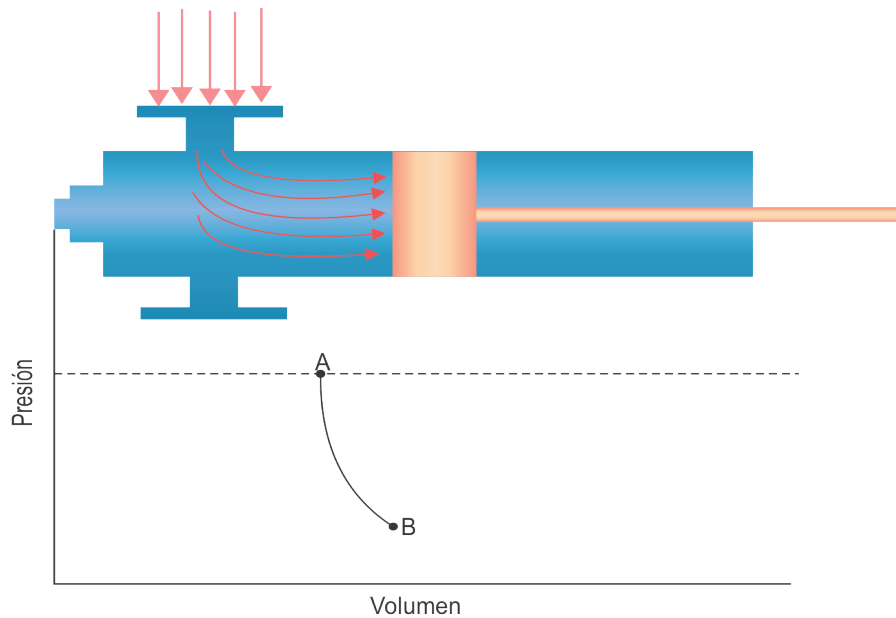


Figura 74. Descripción del compresor recíprocante (2)

A medida que el pistón se mueve hacia la izquierda, el gas atrapado en el espacio libre comienza a expandirse y su presión cae. En el punto B, la presión en el cilindro es igual a la presión de succión y la válvula de succión se abre.

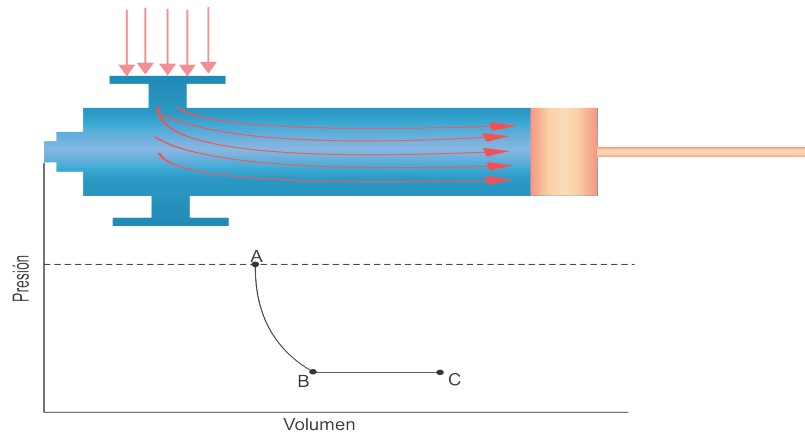


Figura 75. Descripción del compresor recíprocante (3)

A medida que el pistón se mueve del punto B al C, la válvula de succión permanece abierta y el gas fluye hacia el cilindro. El punto C representa el final de la carrera de succión. Cuando el pistón comienza a moverse hacia la derecha, la presión en el cilindro aumenta y la válvula de succión se cierra.

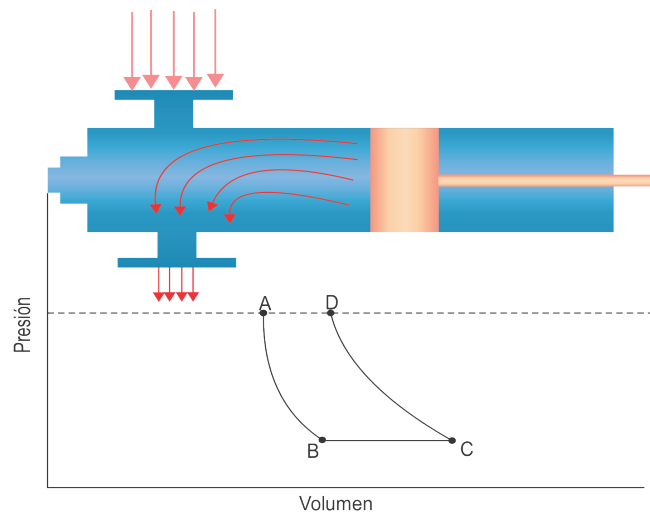


Figura 76. Descripción del compresor recíprocante (4)

Cuando el pistón se mueve de C a D, la presión en el cilindro aumenta. En el punto D, la presión alcanza la presión de descarga y se abre la válvula de descarga.

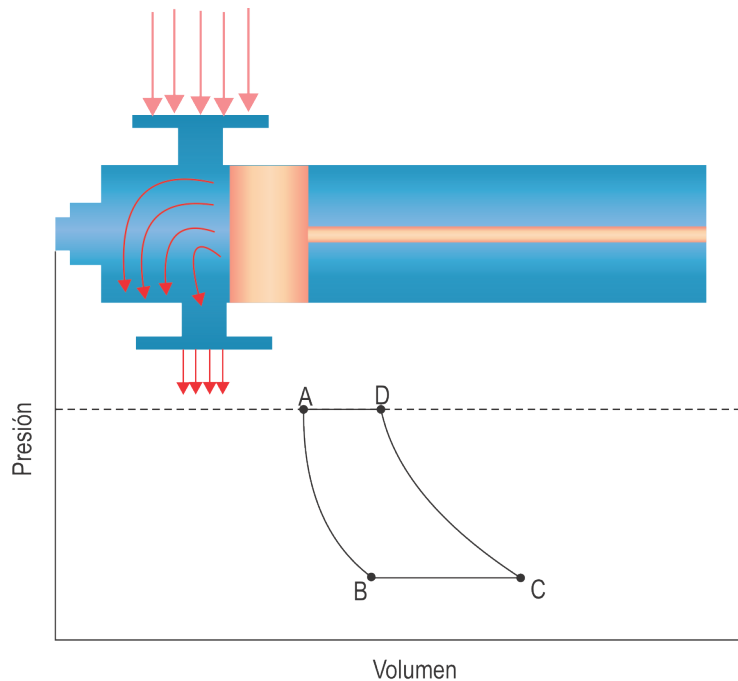


Figura 77. Descripción del compresor recíprocante (5)

A medida que el pistón se mueve de D a A, el gas fluye desde el cilindro hacia la línea de descarga. En el punto A, el ciclo comienza de nuevo.

El siguiente diagrama esquemático muestra el diseño típico de una planta de compresión de dos etapas. El procedimiento general para encontrar la potencia del motor es el siguiente:

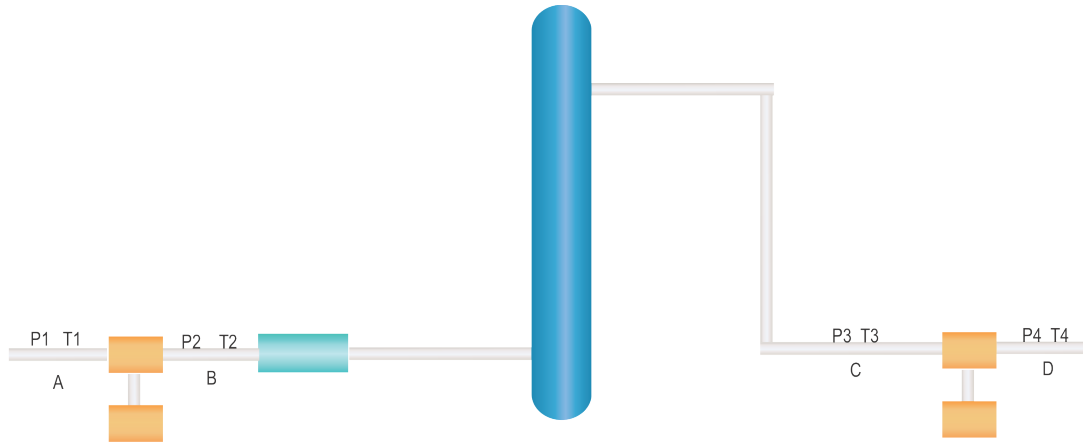


Figura 78. Diseño típico de planta de compresión de dos etapas.

1. Calcula  $R$  de la ecuación 7.15 y multiplícalo por  $P_1$
2. Estime la caída de presión ( $P_2 - P_3$ )
3. Se calcula la  $P_2$  real :  $P_2 = R(P_1) + 1/2$  de la caída de presión en el paso 2
4. Se calcula la  $P_3$  real:  $P_3 = P_2 - \Delta P$  entre etapas usando  $P_2$  de el paso 3
5. Estime  $T_3$ , la temperatura de succión para la segunda etapa. (18 - 27°F) para enfriamiento con aire o (9 - 18°F) para enfriamiento con agua.
6. Calcula el valor de  $R$  para cada etapa. La potencia para cada etapa. Luego se suman para obtener la potencia total requerida en el proceso.
7. La carga de calor total en el enfriador es la suma del calor sensible del gas de la  $T_2$  a la  $T_3$  y el total del calor latente de todos los fluidos condensados (agua más hidrocarburos).

**7.4.3. Eficiencia global "E"** Como se discutió anteriormente, la eficiencia global de un compresor reciprocante es una función de los detalles de diseño del compresor, la presión de succión, la velocidad, la carga, la relación de compresión y el estado mecánico general de la unidad. Para obtener información detallada, se debe contactar al fabricante. Sin embargo, es posible estimar la eficiencia para propósitos de planificación general a partir de correlaciones generales como se muestra en las Figuras 61 y 62.

La figura 78 es para compresión de aire. La figura 78 es una correlación del factor de corrección para la densidad relativa del gas que se multiplica por la eficiencia de la figura 57. La curva A es para grandes unidades integrales o separables, a bajas relaciones de compresión, típicas de las operaciones de tuberías grandes. La curva B es típica de grandes unidades integrales o separables que operan a velocidades inferiores a 600 rpm. La curva C es para pequeños separables que operan generalmente por encima de 900 rpm. Muchas unidades operan entre las curvas mostradas. Curvas como estas son solo para fines de planificación.

Los valores que se muestran normalmente se aplicarán a presiones de sección superiores a 200 *kPa* (abs). Para presiones de succión inferiores a esta, la eficiencia puede ser 15-20% menor que la mostrada. La relación del compresor que se muestra es por etapa.

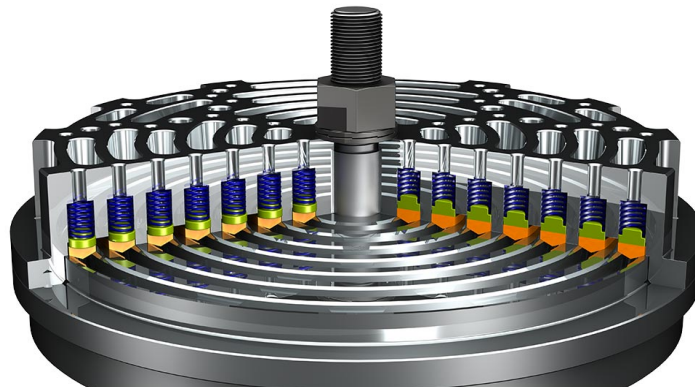


Figura 79. Válvula de compresor recíprocante

El ejemplo 6 ilustra la determinación de la eficiencia y el cálculo de potencia para un compresor alternativo de dos etapas.

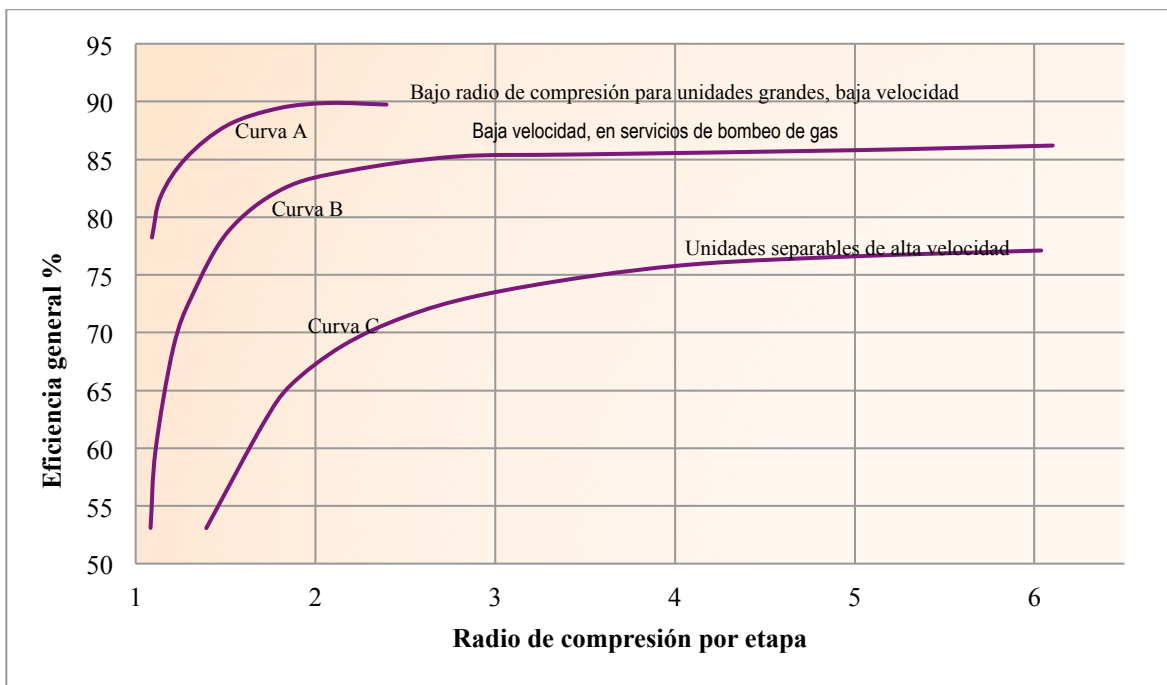


Figura 80. Eficiencia general para compresores recíprocantes de aire

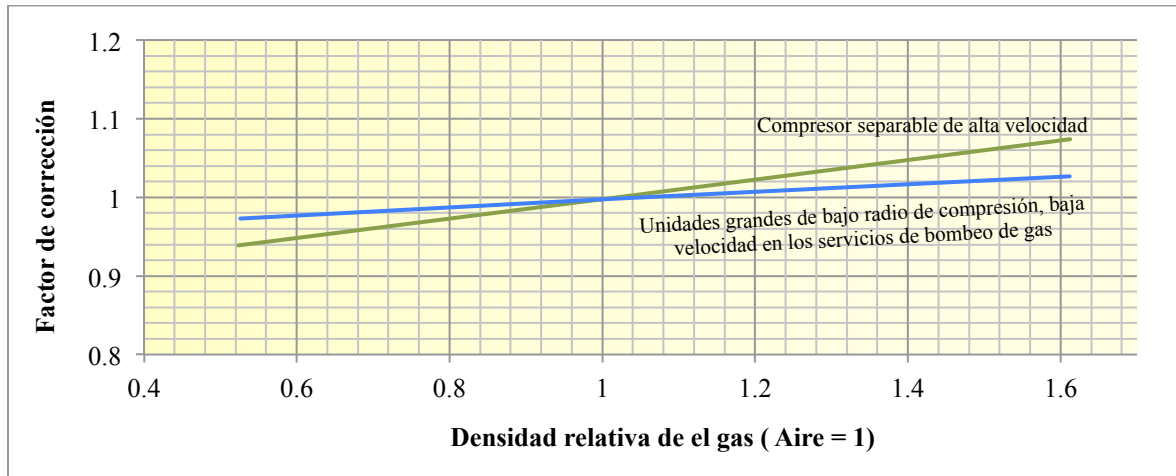


Figura 81. Corrección de densidad relativa del gas para la figura 57

¿Qué tenemos en este momento? La potencia que debe transmitirse al compresor para satisfacer las necesidades de energía del gas, con margen para la eficiencia. Esto debe ser provisto por un motor capaz de producir este trabajo de eje necesario. Los motores serán discutidos en una sección separada porque se pueden usar diferentes tipos con un compresor dado. La potencia del motor también debe ser suficiente para manejar cargas auxiliares como lubricación, bombas de agua de refrigeración, ventiladores, etc.

El valor de la eficiencia general ( $E$ ) depende del tipo de compresor y del modelo dentro de un tipo dado. Incluye tanto una corrección para el supuesto isentrópico como la eficiencia mecánica real del equipo.

**7.4.4 Ejemplo 6.** Se requiere comprimir 20  $MMscfd$  de un gas con peso molecular de 20.3  $lbm/lbmol$ , el gas requiere ser llevado de 200–900  $psia$  en un compresor integral recíprocante de baja velocidad. Las temperaturas de la primera y segunda etapa son  $100^{\circ}F$  y  $110^{\circ}F$  respectivamente. La caída de presión inter – etapa es 5  $psi$ . Estime los requerimientos de la potencia del compresor

$$CR = \left( \frac{900}{200} \right)^{\frac{1}{1}} = 4.5$$

Como se puede observar esta relación de compresión es demasiado elevado por lo cual se necesita otra etapa de compresión

$$CR = \left( \frac{900}{200} \right)^{\frac{1}{2}} = 2.12$$

Como se puede observar para realizar este proceso se requieren dos etapas por lo cual tomamos una configuración en la cual las relaciones de compresión son iguales en cada etapa esto se hace de esta manera debido a que nos proporcionara los requerimientos más bajos de potencia

$$P_1(\text{Primera etapa}) = (2.12)(200) + (0.5)(5) = 427 \text{ psia}$$

$$P_1(\text{segunda etapa}) = 427 - 5 = 422 \text{ psia}$$

$$CR_1 = \left( \frac{427}{200} \right) = 2.13$$

$$CR_2 = \left( \frac{900}{422} \right) = 2.13$$

Ahora se requiere calcular el factor de compresibilidad para cada etapa

$$\gamma = \frac{20.3}{28.97} = 0.7$$

<i>Primera etapa</i>	$Z_1 = 0.97$	$Z_d = 0.93$	$Z_a = 0.95$
----------------------	--------------	--------------	--------------

<i>Segunda etapa</i>	$Z_1 = 0.94$	$Z_d = 0.87$	$Z_a = 0.90$
----------------------	--------------	--------------	--------------

Tomando las figuras 61 y 62, obtenemos el valor para la eficiencia  $E = (0.84)(0.98) = 0.823$

para propósitos del ejercicio se utilizara  $E = 0.83$

Se asume el valor de  $k = 1.25$

Utilizando la ecuación 7.8 se obtienen los requerimientos de potencia

$$\frac{\text{potencia}}{\text{etapa}} = \left(\frac{A}{E}\right) \left(\frac{k}{k-1}\right) (q) \left(\frac{P_s}{T_s}\right) (T_1) \left[ \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] (Z_a)$$

*Primera etapa*

$$hp = \left(\frac{3.03}{0.83}\right) \left(\frac{1.25}{0.25}\right) (20) \left(\frac{14.7}{520}\right) (560) \left[ \left(\frac{427}{200}\right)^{0.2} - 1 \right] (0.95) = 897 \text{ hp}$$

*Segunda etapa*

$$hp = \left(\frac{3.03}{0.83}\right) \left(\frac{1.25}{0.25}\right) (20) \left(\frac{14.7}{520}\right) (570) \left[ \left(\frac{900}{424}\right)^{0.2} - 1 \right] (0.90) = 865 \text{ hp}$$

**7.4.5. Eficiencia volumétrica.** En la figura 55 se muestra el comportamiento general de un cilindro reciprocante. El volumen de gas nuevo que ingresa al cilindro,  $V_1$  (BC) es menor que el desplazamiento del pistón,  $V_d$  (ABC) debido a la expansión del gas atrapado entre el pistón y el extremo del cilindro. La relación del volumen real que ingresa ( $V_1$ ) a  $V_d$  se llama eficiencia volumétrica.

La ecuación empírica que relaciona la eficiencia volumétrica con el volumen libre y la relación de compresión es:

$$E_{vz} = \frac{V_1}{V_d} = 0.96 + (C - L) - (C)(R)^{1/k} \left( \frac{Z_1}{Z_D} \right) \quad (7.16)$$

$E_{vz}$  = Eficiencia volumétrica

$C = (V_c/V_d)$  = clearance, expresado como una fracción de el volumen de desplazamiento

$R$  = Relación de compresión

$V_1$  = Volumen de gas por unidad de tiempo a condiciones de succión

$V_d$  = Desplazamiento del pistón por unidad de tiempo

$L = R/100$ , donde  $R$  = Relación de compresión/etapa a 200-500 rpm

$R/50$ , donde  $R$  = Relación de compresión/etapa superior a 500 rpm

El valor del volumen libre ( $C$ ) en la 7.16 se expresa como una fracción. Como se observa en la figura 55, es el volumen libre ( $V_c$ ) dividido por el desplazamiento del pistón ( $V_d$ ).

La ecuación 7.16 es aproximada. El número 0.96 en la ecuación 7.16 es para tener en cuenta cualquier pérdida de eficiencia volumétrica debido a válvulas, anillos, empaquetaduras de pistón, etc. Este número representa un promedio práctico y puede ser tan bajo como 0.93 para unidades de alta velocidad que usan anillos lubricados y menos de 0.9 para cilindros no lubricados.

Volumen " $V_1$ " es la tasa de flujo real de gas a las válvulas de succión de una etapa dada una  $P$  y  $T$  de succión.

$$V_1 = \frac{V_s}{1440} \left( \frac{P_s}{P_1} \right) \left( \frac{T_1}{T_s} \right) (Z_1) \quad (7.17)$$

$V_1$  = Volumen/minuto de gas a  $P_1$  y  $T_1$  (condiciones de succión)

$V_s$  = Volumen de succión por día de el flujo a  $P_s$  y  $T_s$  estándar.

$Z_1$  = Factor de compresibilidad a  $P_1$  y  $T_1$

1440 = minutos por día

El volumen de desplazamiento depende del área del pistón, carrera, velocidad y si el cilindro es de acción simple o doble.

$$V_d = (A)(d^2)(Stroke)(rpm)(factor) \quad (7.18)$$

$V_d$  = Volumen desplazado/minuto  $ft^3/min$

$A$  = factor de conversión 0.000454

$Stroke$  = Golpe del pistón  $in$

$d$  = Diámetro del cilindro  $in$

$rpm$  = revoluciones por minuto del motor

$Factor$  = 1.0 para cilindros de una sola acción y un poco menos de 2.0 para doble acción. Un valor de 1.95 es a menudo usado para propósitos de planeación.

Aunque es aproximada, la 7.16 es un modelo válido de rendimiento del cilindro. Si  $V_1$  el gas disponible para la compresión cambia, la relación de compresión, la velocidad o la holgura deben cambiar para preservar la igualdad mostrada. Por ejemplo, si  $V_s$  disminuye, digamos porque un pozo se retira de la producción, el compresor reducirá la presión de succión (aumentando  $V_1$  y disminuyendo  $E_{vz}$ ), hasta que la capacidad del cilindro sea igual a la cantidad de gas disponible para la compresión. En gran medida, el compresor se autocontrola. El control del compresor recíprocante se discutirá en una sección posterior.

Las ecuaciones 7.16 – 7.18 pueden usarse para dimensionar cilindros, estimar la capacidad de un cilindro existente o determinar el espacio libre necesario para controlar la capacidad del cilindro.

**7.4.6 Ejemplo 7.** Usando los valores del ejemplo 6 determine el tamaño del cilindro para el siguiente compresor:

Velocidad = 400 rpm

Clearance Normal: 1 etapa = 7%

Golpe = 8.5 in

2 etapa = 12 %

Asuma dos cilindros por etapa y todos los cilindros son de doble acción

Primera etapa 1. Se calcula  $E_{vz}$  de la ecuación 7.16

$$E_{vz} = \frac{V_1}{V_d} = 0.96 + (C - L) - (C)(R)^{1/k} \left( \frac{Z_1}{Z_D} \right)$$

$$E_{vz} = 0.96 + (0.07 - 0.0213) - 0.07(2.13)^{1.25} \left( \frac{0.97}{0.93} \right) = 0.87$$

2. Determine  $V_1$  usando la ecuación 7.17

$$V_1 = \frac{V_s}{1440} \left( \frac{P_s}{P_1} \right) \left( \frac{T_1}{T_s} \right) (Z_1)$$

$$V_1 = \left( \frac{20000000}{1440} \right) \left( \frac{14.7}{200} \right) \left( \frac{560}{520} \right) (0.97) = 1066 \text{ ft}^3/\text{min}$$

$$= 533 \text{ ft}^3/\text{min por cilindro}$$

3. Se calcula  $d$  usando la ecuación 7.18

$$V_d = (A)(d^2)(Stroke)(rpm)(factor)$$

$$V_d = \frac{V_1}{E_{vz}} = \frac{533}{0.87} = (0.000454)(d^2)(8.5)(400)(1.95)$$

resolviendo para  $d$ ;  $d = 14.3 \text{ in}$

segunda etapa

$$1. \quad E_{vz} = 0.96 + (0.12 - 0.0213) - 0.12(2.13)^{\frac{1}{1.25}} \left( \frac{0.94}{0.87} \right) = 0.82$$

$$2. \quad V_1 = \left( \frac{20000000}{1440} \right) \left( \frac{14.7}{424} \right) \left( \frac{570}{520} \right) (0.94) = 497 \text{ ft}^3/\text{min}$$

$$= 249 \text{ ft}^3/\text{min por cilindro}$$

$$3. \quad V_d = \frac{V_1}{E_{vz}} = \frac{249}{0.82} = (0.000454)(d^2)(8.5)(400)(1.95)$$

resolviendo para  $d$ ;  $d = 14.3 \text{ in}$

A continuación se presenta el Figura de cómo realizar estos cálculos:

Tamaño del cilindro de compresión  $d$ . Variables conocidas:  $C, R, k, V_s, P_1, T_1$ , el golpe, rpm, de una o de doble acción.

1. Calcule  $E_{vz}$  usando la ecuación 15.21

2. Calcule  $V_1$  usando la ecuación 7.16

3.  $V_d = V_1 / E_{vz}$

4. Calcule  $d$  usando la ecuación 7.18.

Estimar la capacidad del cilindro  $V_s$ , conociendo las variables  $C, R, k, d, P_1, T_1$ , el golpe, rpm, de una o doble acción.

1. Calcule  $E_{vz}$  usando la ecuación 7.16

2. Calcule  $V_d$  usando la ecuación 7.17

3.  $V_1 = (V_d)(E_{vz})$

4. Calcule  $V_s$  usando la ecuación 3.18

Estimar el clearance necesario para el volumen de control,  $C$ . Conociendo  $V_s, R, k, d, P_1, T_2$ , el golpe, rpm, de una o doble acción.

1. Calcule  $V_1$  usando la ecuación 7.17

2. Calcule  $V_d$  usando la ecuación 7.18

3.  $E_{vz} = V_1 / V_d$

4. Calcule  $C$  usando la ecuación 7.16

**7.4.7 Cargas de varilla, pasador y bastidor.** A menudo se los conoce simplemente como cargas de barra, pero cualquiera que sea el nombre utilizado, se refiere a la tensión máxima que se puede colocar en el "eslabón más débil" en el mecanismo de accionamiento.

Esto variará con la máquina. Puede ser la varilla, el pasador o el casquillo de la cruceta o el cigüeñal. Esto puede ser diferente en compresión y tensión.

Las siguientes ecuaciones se pueden usar para determinar las cargas del vástago debido a la presión diferencial a través del pistón:

$$\text{Compresión:} \quad L_c = (A_h)(P_2) - (A_c)(P_1) \quad (7.19)$$

$$\text{Tensión:} \quad L_t = (A_c)(P_2) - (A_h)(P_1)$$

Donde:  $L$  = Carga (en unidades de fuerza)

$A_h$  = Área del pistón al fin de la cabeza

$A_c$  = Área efectiva al extremo de manivela

$P_1$  = Presión de succión

$P_2$  = Presión de descarga

Además, hay cargas inerciales asociadas con la aceleración y desaceleración de los componentes en funcionamiento. En cualquier servicio, es crítico que no se exceda la carga máxima de la barra. Las cargas de varilla permitidas están disponibles por el fabricante del compresor para varios bastidores de compresores estándar.

**7.4.8 Consideraciones generales.** Los compresores reciprocantes han sido históricamente los compresores preferidos en aplicaciones de bajo flujo y alto cabezal. Por lo general, son la primera opción cuando el volumen de descarga del compresor es inferior a 180 acfm y la presión de descarga supera los 435-580 *psig* aunque los compresores de tornillo rotativo han incursionado en este nicho.

Los compresores alternativos grandes y de servicio pesado generalmente están diseñados para API 618. Esto a veces no es el caso de las unidades de compresores empaquetados pequeños que se usan a menudo en aplicaciones de compresores de campo.

El fabricante del compresor construye compresores reciprocantes utilizando tamaños de bastidor estándar. Un bastidor de compresor particular fijará el número máximo de cilindros, el consumo máximo de energía, la carrera del compresor, el diámetro de la varilla, la carga máxima de la varilla y la velocidad del compresor. Como ejemplo, un fabricante ofrece el cuadro del compresor a continuación:

Características	Magnitud
Numero de cilindros	1-6
Strokes	7.0 in
Velocidad	450-100 rpm
Diámetro de la varilla	2.5 in
Carga maxima de la barra	55000 lbf
Máxima potencia	5000 hp con 6 cilindros
Tamaño del cilindro	4.75-26.5 in

Figura 82. Cuadro de características de un compresor

Los cilindros de los compresores se fabrican de hierro dúctil para aplicaciones de mayor diámetro y baja presión y acero forjado para servicio de alta presión y menor diámetro. Los pistones del compresor pueden fabricarse de aluminio, hierro fundido o acero. El aluminio es preferido en pistones de gran diámetro y el acero en diámetro pequeño. Las velocidades del pistón deben limitarse a aproximadamente 15 *ft/sec* para garantizar una larga vida útil.

Las válvulas del compresor son válvulas anti-retorno cargadas por resorte en el lado de succión y descarga del compresor. Hay varios tipos, incluidos el tipo de timbre, el tipo de canal y el disco. El recorrido de la válvula o "elevación" es pequeño, generalmente del orden de 2 mm, y las partes móviles, las tiras o anillos, están sujetas a fatiga. ¡En un compresor de 1200 rpm, las válvulas del compresor se asientan y desmontan 20 veces por segundo! Los materiales no metálicos se utilizan cada vez más en este servicio. Las válvulas de compresor suelen ser el elemento de mayor mantenimiento en un compresor alternativo. Su vida útil se reduce considerablemente por la presencia de gotitas líquidas y partículas sólidas en el gas, de hecho, la mayoría de los problemas operativos con los compresores alternativos son el resultado de un equipo de separación inadecuado y mal diseñado aguas arriba del compresor.

Los compresores reciprocantes generan pulsaciones de flujo y presión en las tuberías debido a las variaciones de velocidad del gas. Esto puede provocar una vibración severa si la tubería y la estructura están en resonancia acústica con estas pulsaciones. Estas pulsaciones se pueden suavizar proporcionando boquillas de pulsación en las boquillas de succión y descarga del cilindro del compresor. El dimensionamiento de estas botellas está más allá del alcance de este texto y se realiza en base a estudios de simulación por computadora, pero típicamente el tamaño mínimo de la botella es de aproximadamente 10 volúmenes barridos, un volumen barrido es el desplazamiento del pistón para un cilindro de acción simple. Las pulsaciones también se pueden

reducir utilizando líneas de mayor diámetro. La tubería debe dimensionarse de modo que la velocidad del gas se limite a 20 -33 *ft/sec*.

**7.4.9 Generalidades del compresor de tornillo rotatorio.** Los compresores de tornillo rotatorio están capturando una parte cada vez mayor del mercado de compresión en las operaciones de exploración y producción. Sus aplicaciones principales son la compresión de aire, el servicio de refrigeración, la compresión de gas combustible y el servicio de bombeo de gas de baja a media presión. Ofrecen características de desplazamiento positivo sin la vibración y las fuerzas desequilibradas asociadas con máquinas recíprocas. Se fabrican en dos configuraciones: tornillo seco (o sin aceite) y tornillo inundado de aceite.

El compresor de tornillo es una máquina rotativa de desplazamiento positivo con compresión interna continua. Consiste básicamente en una carcasa que incorpora dos agujeros superpuestos que contienen los dos rotores lobulados en espiral. La mayoría de los compresores de doble tornillo están fabricados bajo licencia de la compañía sueca SRM, que posee la mayoría de las patentes que se refieren a los compresores de tornillo. Un rotor es el rotor de accionamiento y el otro el rotor de ralentí. El rotor de accionamiento, o macho, típicamente tiene de 3 a 6 lóbulos, y el rotor de ralentí, o rotor hembra, normalmente tiene de 4 a 8 lóbulos. El desplazamiento de la máquina es igual al volumen entre lóbulos. Un diseñador puede controlar el desplazamiento cambiando el diámetro o la longitud del rotor, y / o la velocidad.

El proceso de compresión se explica así. El gas ingresa a la boquilla de admisión y fluye hacia las ranuras helicoidales en los rotores. A medida que avanza la rotación de los rotores, el gas queda atrapado en el volumen inter-lobular. Este volumen disminuye a medida que esta bolsa de gas desciende por los rotores. Dado que los rotores tienen lóbulos helicoidales, la disminución de

volumen es suave y gradual con la rotación de los rotores. Un puerto de descarga está situado en la pared lateral del cilindro y la pared del extremo y está ubicado para proporcionar la cantidad deseada de compresión.

Una vez que la bolsa está expuesta al puerto de descarga, la presión será la misma que la de la línea de descarga de la máquina. Por lo tanto, el gas puede estar sobre-comprimido o sub-comprimido en el cilindro antes de entregarlo a la descarga. Resultados óptimos de eficiencia cuando la presión de operación relación-compresión, suponiendo un proceso de compresión adiabática. Tenga en cuenta que no hay expansión de volumen libre causando una disminución de la capacidad como es característico de los compresores reciprocantes.

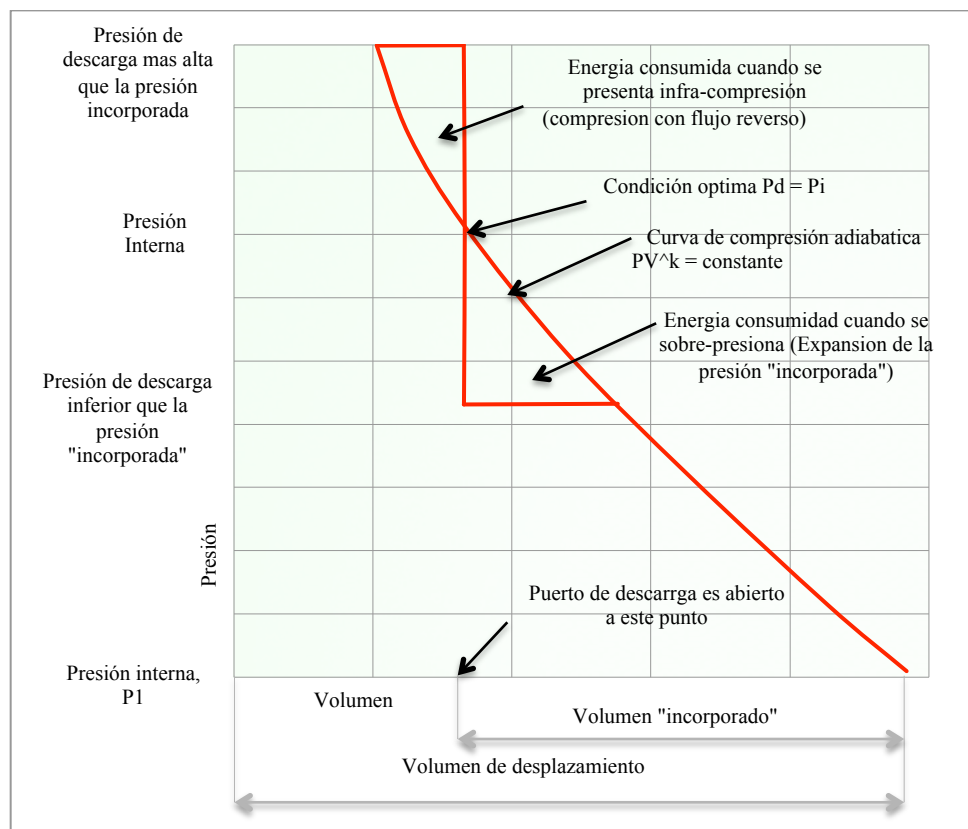


Figura 83. Diagrama P-V de un compresor rotatorio

Los siguientes términos y ecuaciones aplican para compresores de tornillo rotatorio

$$\text{Relación de compresión} = \frac{P_D}{P_1}$$

$$\text{Relación de compresión incorporado} = \frac{P_i}{P_1}$$

$$\text{Relación de volumen incorporado} = \frac{V_d}{V_i} = \left( \frac{P_i}{P_1} \right)^{1/k}$$

Donde:  $P_D$  = Presión de descarga, absoluta

$P_1$  = Presión de succión, absoluta

$P_i$  = Maxima presión antes de que el lóbulo del rotor pase por el puerto de descarga, absoluta

$V_d$  = Volumen de desplazamiento

$V_i$  = El volumen de compresión de barrido antes de pasar por el puerto de descarga

Sin embargo, hay un camino de fuga en un compresor de tornillo. El gas a alta presión puede regresar al lado de succión del compresor entre las superficies del rotor y entre los rotores y el orificio de la carcasa. Esta fuga se llama deslizamiento. La eficiencia volumétrica de un compresor de tornillo depende de la cantidad de deslizamiento que se produce. El deslizamiento no es una función de la velocidad del compresor, por lo que cuanto mayor sea la velocidad de

rotación del compresor, mayor será la eficiencia volumétrica. Las eficiencias volumétricas típicas varían de aproximadamente 70% a 95% dependiendo de la relación de compresión, la relación de volumen incorporada y el tipo de tornillo (seco o inundado). La figura 84 se puede usar para estimar las eficiencias adiabáticas y volumétricas de los compresores de tornillo inundados de aceite.

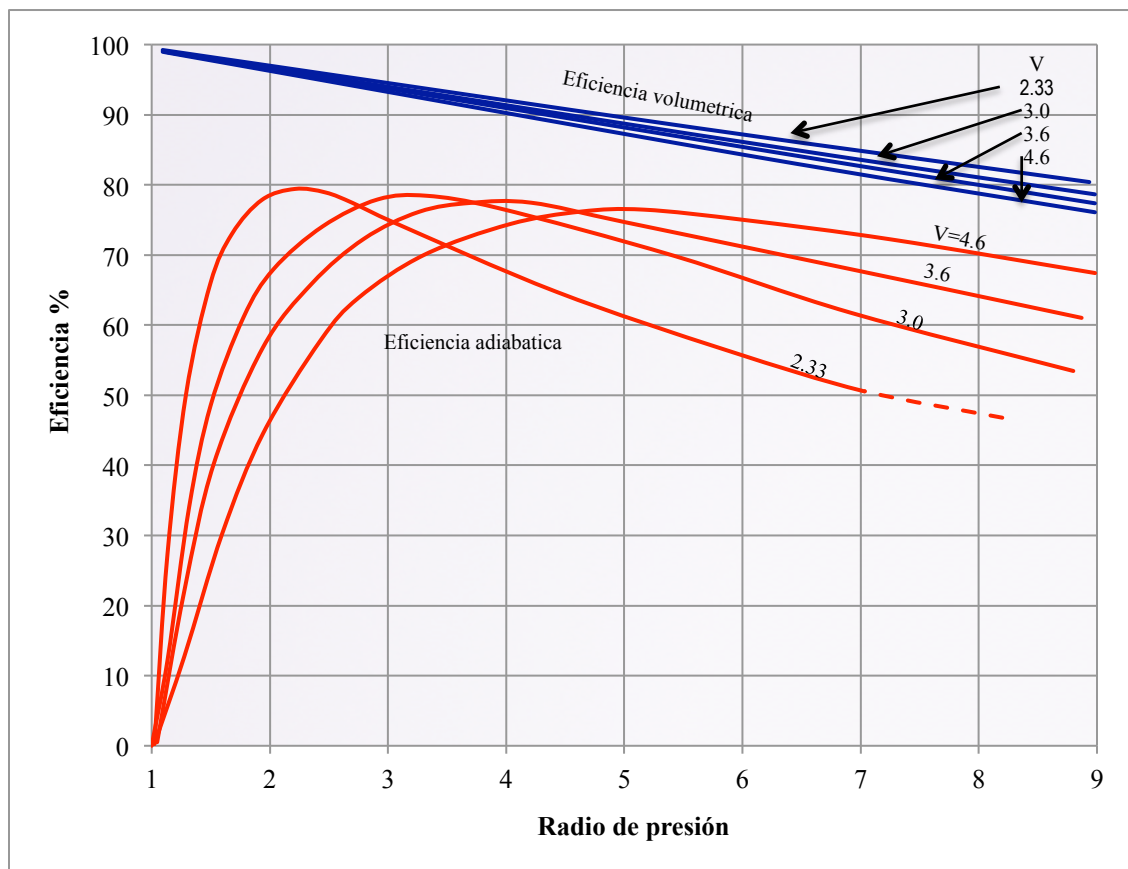


Figura 84. Eficiencias típicas para compresores de tornillo rotatorio lubricado

En los compresores de tornillo sin aceite, los rotores no entran en contacto y la rotación de los rotores se sincroniza mediante engranajes de sincronización. Tienen la ventaja de que no se introduce aceite en el gas de proceso y pueden manejar gases sucios o gases que pueden

contaminar la corriente de aceite. Sin embargo, la eficiencia volumétrica de un tornillo seco será menor (debido a un mayor deslizamiento) y la relación de compresión está limitado por el aumento de la temperatura del gas sin aceite.

En compresores de tornillo inundados, se inyecta aceite continuamente a lo largo de los rotores. Esto tiene varias ventajas sobre los tornillos sin aceite.

1. El aceite ayuda a sellar los espacios libres de fugas internas, mejorando la eficiencia volumétrica y la eficiencia global. Esto resulta en una mejor eficiencia a bajas velocidades y altas relaciones de presión en comparación con la operación libre de aceite.

2. El aceite elimina el calor de compresión, reduciendo así las temperaturas de descarga. Esto permite la operación a altas relaciones de compresión porque los problemas mecánicos causados por las altas temperaturas de descarga se reducen significativamente.

3. La operación en frío permite la operación con espacios libres internos más cercanos ya que se reduce la expansión térmica de los rotores y la carcasa. Esto también da como resultado niveles de ruido mejorados.

4. El aceite inyectado amortigua las pulsaciones de presión y reduce los niveles de ruido.

5. El aceite proporciona lubricación entre rotores que permite conducir el rotor hembra directamente por el rotor macho sin el uso de engranajes de sincronización. Esto simplifica el diseño en comparación con un compresor no lubricado.

6. Como el aceite está en contacto con el gas que se está comprimiendo, las cavidades de los cojinetes y el sistema de aceite lubricante están en una atmósfera de gas. Esto elimina la necesidad de los sellos internos resistentes al gas que se encuentran en los compresores sin aceite.

Una práctica común es usar un recinto presurizado. Se aspira aire limpio para mantener el aire libre de mezclas explosivas y para eliminar el calor del motor. Esta sala generalmente está aislada de equipos que contienen líquidos o vapores peligrosos. Como regla general, los requisitos mínimos de aire son aproximadamente  $0.3 \left[ 1 \text{ cfm} / \text{ft}^2 \right]$  del área del piso. Puede ser necesario un valor mayor que este para tener en cuenta las fugas de aire del área cerrada.

Una alternativa a la purga de aire es utilizar un motor totalmente cerrado lleno de gas inerte. Estos son complicados, una molestia operativa y rara vez se usan.

Las normas aplicables difieren en los EE. UU., y Europa debido a diferentes filosofías sobre cómo abordar la seguridad. Hay que conciliar estas diferencias en la planificación.

Hay que preocuparse por muchos estándares, incluido el aumento de la temperatura del motor. Por ejemplo, un motor a prueba de explosión de clase I, grupo D debe mantener una temperatura superficial inferior a  $215 \text{ }^\circ\text{C}$  durante cualquier condición de carga. Esta y otras normas similares serán entregadas por los especialistas, pero generalmente debemos estar familiarizados con las implicaciones de estas normas, ya que afectan la planificación, las especificaciones y el diseño.

Los acoplamientos flexibles se usan más comúnmente con motores eléctricos. Vienen en muchas formas: discos flexibles, engranajes, rejilla de resorte, pasadores y bujes y galletas de goma. La elección depende de muchos factores. No malinterpretes la palabra "flexible". La alineación precisa es crítica para lograr un rendimiento satisfactorio.

## 7.5 Compresores de gas multietapa

**7.5.1 Compresores de gas en serie.** Las limitaciones en la relación de compresión y la temperatura de un compresor de gas a veces requieren que los fabricantes usen varios compresores en serie para obtener la presión de descarga requerida:

1. Limitaciones en la relación de compresión: por razones de seguridad, los fabricantes generalmente recomiendan una relación de compresión de menos de seis para los compresores de gas. A altas relaciones de compresión, se ejerce una cantidad significativa de fuerza sobre el eje y otros componentes mecánicos del compresor, lo que hace que el diseño de los compresores sea complicado y costoso, y en ocasiones el funcionamiento del compresor es inseguro. Especialmente, a altas presiones y altos caudales en grandes líneas de transmisión de gas, el valor de la relación de compresión normalmente está limitado a entre 1.2 y 2.0.

2. Limitaciones de temperatura: los fabricantes de compresores normalmente recomiendan una temperatura de descarga máxima de  $300^{\circ}F$  ( $350^{\circ}F$  para gases sin oxígeno). Este valor debe reducirse a un límite de  $250\text{-}275^{\circ}F$  para gases con una pequeña cantidad de oxígeno.

Se deben agregar compresores adicionales en serie si se violan las reglas de la relación de compresión  $CR \leq 6$  o  $T_d \leq 300^{\circ}F$ .

**7.5.2 Teoría de relaciones de compresión iguales para compresores de gas en serie.**

Cuando varios compresores funcionan en serie para llevar el gas a la presión de descarga requerida, generalmente hay muchas configuraciones posibles. Por ejemplo, considere un caso donde el gas natural necesita ser comprimido de 100 *psia* a 1600 *psia* usando dos compresores en serie. Suponiendo que se mantengan las condiciones limitantes  $CR \leq 6$  y  $T_d \leq 300^\circ F$ , hay un número infinito de combinaciones potenciales. Algunas de estas posibilidades se muestran en figura 85.

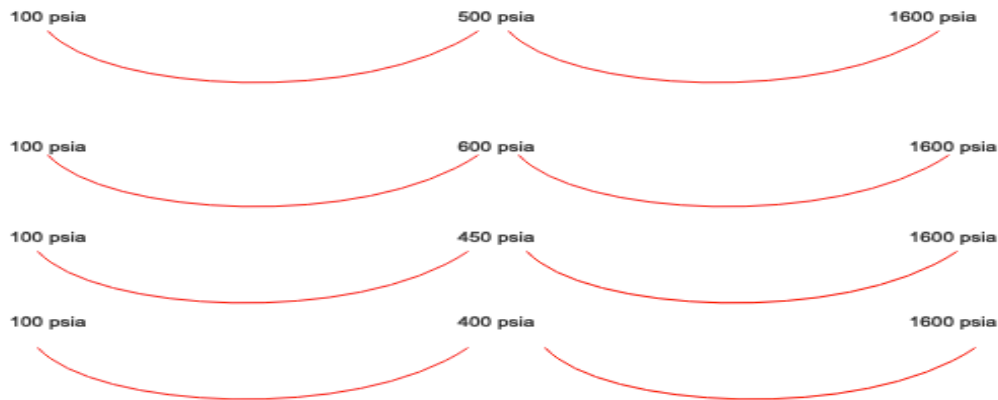


Figura 85. Posibles combinaciones de relaciones de compresión para dos compresores en serie para comprimir un gas de 100 *psia* a 1600 *psia*

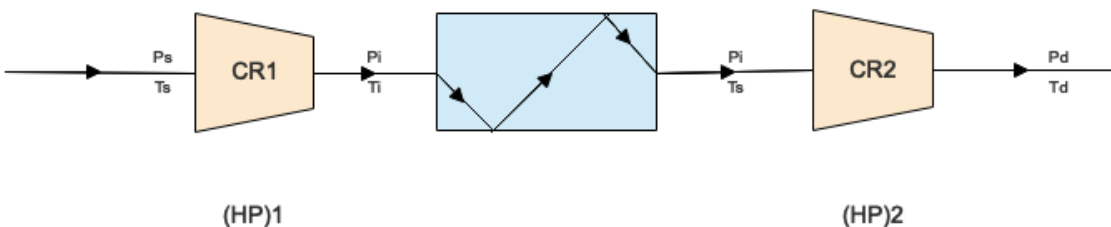


Figura 86. Compresor en serie sin caída de presión en el enfriador

Entre las muchas posibilidades para elevar la presión de  $P_s = 100 \text{ psia}$  a  $P_d = 1600 \text{ psia}$  utilizando dos compresores en serie, se debe elegir la combinación que minimice los requerimientos de  $HP$  para la compresión de gas. Esta combinación es la que tiene relaciones de compresión iguales, lo que da  $CR_1 = CR_2 = 4$ . La prueba matemática para esta operación se muestra a continuación.

Considere la configuración como se muestra en el Figura 7 para dos compresores en serie con un inter-enfriador que enfría el gas a su temperatura inicial ( $T_s$ ). Suponga que el refrigerador de gas no ejerce una caída de presión y los  $HP$  requeridos para cada compresor son ( $HP_1$ ) y ( $HP_2$ ) respectivamente.

La potencia requerida para comprimir el gas en el primer compresor es ( $HP_1$ ) y se calcula utilizando la ecuación 7.20:

$$(HP_1) = 0.0857 \left( \frac{K}{K-1} \right) (T_s) \left[ \left( \frac{P_i}{P_s} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

Igualmente los requerimientos de potencia para ( $HP_2$ ) esta dado por:

$$(HP_2) = 0.0857 \left( \frac{K}{K-1} \right) (T_s) \left[ \left( \frac{P_d}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

Donde la potencia total es:

$$(HP) = 0.0857 \left( \frac{K}{K-1} \right) (T_s) \left[ \left( \frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

El valor del termino  $0.0857 \left( \frac{k}{k-1} \right) (T_s)$  es una constante y si  $P_i/P_s = x$  y  $P_d/P_i = y$ , entonces  $(P_i/P_s) \cdot (P_d/P_i) = x \cdot y$ . Por lo cual podemos asumir que  $P_d/P_s = C_1$  es constantes:

$$x \cdot y = C_1 \text{ (constante)}$$

de esas ecuaciones obtenemos:

$$HP = (HP)_1 + (HP)_2$$

Y si los valores para  $(HP)_1$  y  $(HP)_2$  son substituidos obtenemos:

$$HP = C \left[ x^{\frac{k-1}{k}} + y^{\frac{k-1}{k}} - 2 \right]$$

Para determinar la potencia mínima resolvemos,  $\frac{d(HP)}{dx} = 0$ , entonces

$$\left(x^{\frac{K-1}{K}}\right)^2 = (C_1)^{\frac{K-1}{K}}$$

O

$$x = \sqrt{C_1}$$

y de la ecuación anterior se obtiene  $x \cdot y = C_1$ ,  $y = \sqrt{C_1}$ , entonces

$$x = y$$

o

$$\frac{P_i}{P_s} = \frac{P_d}{P_i}$$

Esto prueba que  $CR_1 = CR_2$  produce los requisitos mínimos de potencia. Se puede demostrar además que para más de dos compresores en serie, se alcanzan requisitos mínimos de potencia cuando la relación  $CR_1 = CR_2 = CR_3$  es verdadera. La forma general de la ecuación 7.21 es entonces

$$\left(\frac{P_d}{P_s}\right)^{\frac{1}{n}} = CR$$

Donde:  $P_d$  = Presión de descarga

$P_s$  = Presión de succión

$n$  = Numero de compresores en serie

$CR$  = Relación de compresión para cada compresor (iguales)

**7.5.3 Ejemplo 8.** Se requiere comprimir un gas para llevarlo a una presión de descarga  $P_d = 1600$  *psia* y  $k = 1.4$ ; la presión de succión  $P_s = 100$  *psia* a una temperatura de succión de  $T_s = 40^\circ F$ . El gas es enfriado a su temperatura inicial en cada etapa. La máxima temperatura de descarga permitida es de  $300^\circ F$ . Cuantos compresores en serie serán requeridos

Solución

Utilizando la ecuación 7.21 podemos determinar  $CR$

$$\left(\frac{P_d}{P_s}\right)^{\frac{1}{n}} = CR$$

Ahora si se quisiera usar un solo compresor obtendríamos :

$$CR = \left( \frac{1600}{100} \right)^{\frac{1}{1}} = 16$$

Lo cual es demasiado alto por lo tanto repetimos el cálculo con dos compresores en serie:

$$CR = \left( \frac{1600}{100} \right)^{\frac{1}{2}} = 4$$

Por lo tanto con un  $CR=4$ , ahora tenemos un valor aceptable. Por lo que procedemos a calcular la temperatura de descarga usando la ecuación

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$\frac{T_i}{460+40} = (4)^{\frac{1.4-1}{1.4}} = 1.486$$

$$T_i = 743^\circ R = 283^\circ F$$

Como  $T_i = 283^\circ F \leq 300^\circ F$ , se deduce que una combinación de dos compresores es aceptable.

**7.5.4 Ejemplo 9.**Cuál sería la solución del ejemplo 8, si la temperatura de succión incrementa a  $T_s = 70^\circ F$

Solución:

El  $CR$  todavía es aceptable sin embargo se debe calcular una nueva temperatura de descarga

$T_d$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$\frac{T_i}{460 + 70} = (4)^{\frac{1.4-1}{1.4}} = 1.486$$

$$T_i = 787.6^\circ R = 327.6^\circ F$$

Lo cual es inaceptable, en función de la condición de temperatura de  $T_d \leq 300^\circ F$ . Para este caso, hay dos soluciones:

1. La adición de un pre-enfriador al sistema para reducir la temperatura de succión y permitir la operación en solo dos compresores con  $T_d \leq 300^\circ F$ . Esta temperatura se puede determinar fácilmente eligiendo  $T_d = 300^\circ F$  y calculando la  $T_s$  de la siguiente manera:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$\frac{300 + 460}{T_S} = \left( 4 \right)^{\frac{1.4-1}{1.4}} = 1.486$$

$$T_S = 511.5^\circ R = 51.5^\circ F$$

2. Sin utilizar un pre-enfriador, se debe aumentar el número de compresores. Pruebe tres compresores en lugar de dos, de modo que  $n = 3$ .

$$CR = \left( \frac{P_d}{P_S} \right)^{\frac{1}{n}}$$

$$CR = \left( \frac{1600}{100} \right)^{\frac{1}{3}} = 2.52$$

por lo tanto  $CR_1 = CR_2 = CR_3$ . Ahora verifique que la temperatura de descarga sea inferior a  $300^\circ F$ :

$$\frac{T_2}{T_1} = (CR)^{\frac{K-1}{K}}$$

$$\frac{T_i}{460 + 70} = (2.52)^{\frac{1.4-1}{1.4}} = 1.3022$$

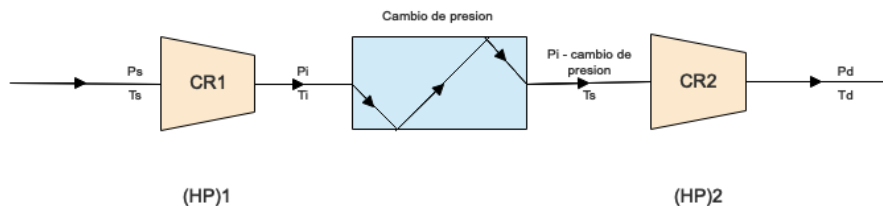
$$T_1 = 690.2^\circ R = 230^\circ F$$

**7.5.5 Efecto de la caída de presión del refrigerador intermedio sobre la relación de compresión.** Para el caso anterior, se supuso que no se produce una caída de presión en el enfriador de gas intermedio. Por lo tanto, las presiones de entrada y salida del refrigerador intermedio fueron iguales, y todos los cálculos se basaron en este supuesto. Sin embargo, si hay una caída de presión igual a  $\Delta P$  a través del refrigerador de gas, se debe tener en cuenta el impacto de esta caída de presión en todo el sistema (consulte el Figura 87)

Para requisitos de potencia mínima, la regla de la relación de compresión igual es válida, por lo tanto

$$CR_1 = \frac{P_i}{P_s}$$

$$CR_2 = \frac{P_d}{P_i - \Delta P}$$



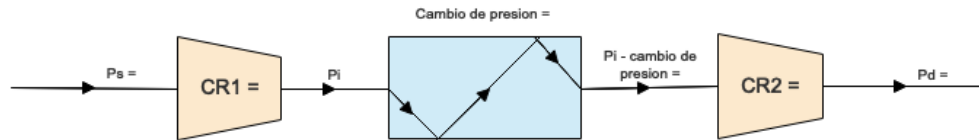


Figura 87. Compresor en serie con caída de presión en el enfriador

$CR_1 = CR_2$ , entonces

$$\frac{P_i}{P_s} = \frac{P_d}{P_i - \Delta P}$$

O

$$P_i^2 - \Delta P \cdot P_i - P_s \cdot P_d = 0 \quad 7.22$$

Si la ecuación 7.22 es resuelta para  $P_i$  tenemos que:

$$P_i = \frac{\Delta P \pm \sqrt{(\Delta P)^2 + 4 \cdot P_s \cdot P_d}}{2}$$

La única solución válida:

$$P_i = \frac{\Delta P + \sqrt{(\Delta P)^2 + 4 \cdot P_s \cdot P_d}}{2} \quad 7.23$$

En la ecuación 7.23,  $(\Delta P)^2 \leq 4.P_s.P_d$ , entonces

$$P_1 = \frac{\Delta P}{2} + \sqrt{P_s.P_d}$$

Por lo tanto, se podría concluir que en sistemas con un enfriador de gas, si el enfriador produce una caída de presión igual a  $\Delta P$ , las relaciones de compresión se pueden igualar si se agrega un valor igual a  $(\Delta P/2)$  a la presión de salida del primer compresor, esto luego se ajustará:  $CR_1 = CR_2 = \dots = CR_n$

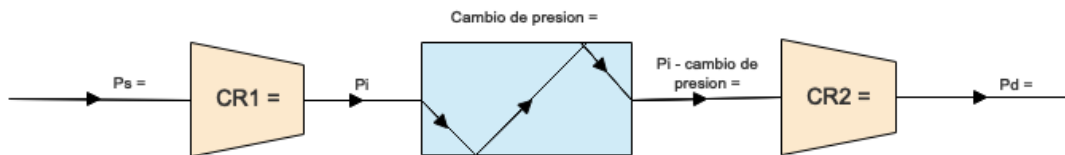


Figura 88. Compresor en serie cambio de presión por enfriador

**7.5.6 Ejemplo 10.** Para el siguiente compresor de dos etapas en serie cuya  $P_s = 100 \text{ psia}$ ,  $P_d = 1600 \text{ psia}$  y el enfriador genera  $\Delta P = 5 \text{ psia}$  de caída de presión. Determine el mejor  $CR$  para este sistema.

Solución:

Cuando el enfriador impone una caída de presión de 5 psi, la presión de descarga caerá en 20 psi de 1600 psia a 1580 psia. Para mantener  $Pd = 1600$  psia, es necesario aumentar  $CR_2 = 1600/395 = 4.05$ , lo que altera el equilibrio de CR iguales y consumo de energía mínimo.

Por lo tanto, el procedimiento mencionado anteriormente se utilizará para ajustar las relaciones de compresión a valores iguales, y también para mantener la presión de descarga en  $Pd = 1600$  psia. De la ecuación 4-42,  $P_1$  debería ser:

$$P_i = \frac{\Delta P}{2} + \sqrt{P_s \cdot P_d}$$

$$P_i = \frac{5}{2} + \sqrt{100 \cdot 1600}$$

$$P_i = 402.5 \text{ psia}$$

Entonces:

$$CR_1 = \frac{402.5}{100} = 4.025$$

Ahora teniendo en cuenta la caída de presión:

$$P_i = 402.5 - 5 = 397.5 \text{ psia}$$

Ahora verificamos:

$$CR_2 = \frac{1600}{397.5} = 4.025$$

Podemos notar que:  $CR_1 = CR_2 = 4.025$

### 7.5.7 Regla de relaciones de compresión iguales para más de dos compresores en serie.

Como se mencionó anteriormente, si se configuran más de dos compresores en serie, se requiere la menor cantidad de potencia cuando las relaciones de compresión son iguales. Sin embargo, a medida que aumenta el número de compresores, las ecuaciones se vuelven más complicadas. Considere el sistema en el Figura 89, con tres compresores y dos enfriadores de gas en serie.

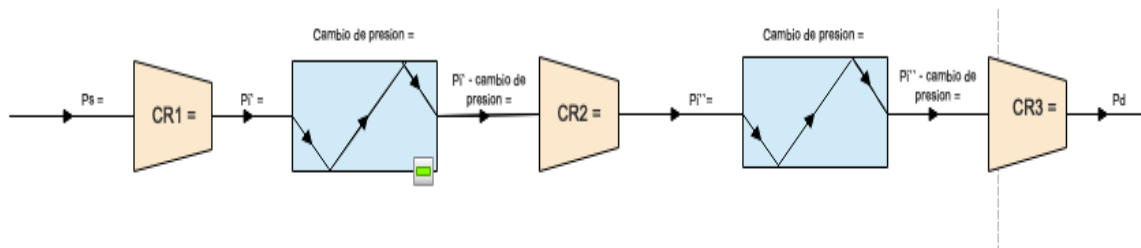


Figura 89. Tres compresores en serie

Las correspondientes relaciones de compresión son:

$$CR_1 = \frac{P_1'}{P_s}$$

$$CR_2 = \frac{P_i''}{P_i' - \Delta P}$$

$$CR_3 = \frac{P_d}{P_i'' - \Delta P}$$

Para que se consuma la mínima cantidad de potencia posible se requiere que:

$CR_1 = CR_2 = CR_3$ , entonces:

$$\frac{P_i'}{P_s} = \frac{P_i''}{P_i' - \Delta P} = \frac{P_d}{P_i'' - \Delta P} \quad (7.24)$$

En la ecuación 7.24 los valores de  $P_s$ ,  $P_d$  y  $\Delta P$  son conocidos  $P_1'$  y  $P_2''$  necesitan ser determinados, factorizando y simplificando obtenemos:

$$P_1'^3 - \Delta P \cdot P_1'^2 - P_s \cdot \Delta P \cdot P_1'' - P_s^2 \cdot P_d = 0 \quad (7.25)$$

La ecuación 7.25 se puede resolver utilizando uno de los métodos para la solución de ecuaciones cúbicas. (No hay una solución exacta para esta ecuación, pero se pueden usar métodos iterativos para resolverla). Cuando se obtiene  $P_1'$ ,  $P_2''$  se puede calcular a partir de la ecuación 3.24. Todos los  $CR_s$  pueden entonces ser determinado por  $CR_1 = CR_2 = CR_3$ .

Cabe señalar que para los compresores en serie, se deben elegir enfriadores de gas con caídas de baja presión (con un rango de 1-5 *psi*) para minimizar la caída de presión total en el sistema, ya que las caídas de presión más altas se multiplican en cada etapa y finalmente resultará en una caída significativa de la presión.

## 8. Transferencia de calor

La transferencia de calor es necesaria para el control de: (1) una temperatura del fluido y / o su composición y fase; (2) la tasa de transferencia de masa entre fases; (3) la tasa de reacciones químicas y (4) temperaturas adecuadas para evitar fallas o reducir la vida útil del equipo. La provisión para transferencia de calor está incorporada en la mayoría de los equipos. Sin embargo, este capítulo está dedicado únicamente a ese equipo cuyo objetivo principal es la transferencia de calor.

El equipo de transferencia de calor se puede dividir en los siguientes tipos básicos.

Enfriadores aéreos	18-45°F
Enfriamiento con agua de hidrocarburos líquidos y gases	14-22°F
Intercambiador de calor líquido-líquido	20-45°F
Refrigeración en enfriadores de corrientes gas-líquido	7-11°F

Figura 90. Equipos de transferencia de calor

Cada uno será discutido hasta cierto punto en este capítulo. El énfasis está en los tipos fluido-fluido.

### 8.1 Mecanismos de transferencia de calor

Por definición, el calor es la energía transferida únicamente como resultado de una diferencia de temperatura, que es independiente de la transferencia de masa. Existen tres mecanismos de transferencia de calor: conducción, convección y radiación.

La conducción de calor ocurre por la excitación de moléculas adyacentes donde dichas moléculas tienen poco o ningún movimiento. Por lo tanto, la conducción es el mecanismo principal en los sólidos y puede ser un mecanismo componente importante con algunos líquidos a caudales bajos.

La convección es ese mecanismo donde la energía térmica se transfiere por el movimiento físico de las moléculas de un lugar a otro. Cualquier factor que mejore o dificulte este movimiento afecta la velocidad de transferencia de calor por convección. En la mayoría de los intercambiadores de fluido-fluido comercial, la convección es el mecanismo más importante.

EL proceso de transferencia de calor usual se rige por un grupo de resistencias en serie. Hay dos películas de fluido gobernadas principalmente por convección, el sólido que separa el fluido gobernado por conducción y posiblemente algunas otras películas de corrosión, incrustaciones o depósitos también gobernadas por conducción.

La radiación es el proceso por el cual un cuerpo emite ondas de calor que pueden ser absorbidas, reflejadas o transmitidas a través de un cuerpo más frío. El sol calienta la tierra por medio de ondas electromagnéticas.

Un cuerpo caliente emite todo un espectro de longitudes de onda. La radiación que afecta al ojo a medida que la luz se extiende aproximadamente 0.4-0.8  $\mu m$  en longitud de onda. A la derecha de este espectro visual está la región infrarroja; a la izquierda está la región ultravioleta. El calor se transfiere a todo el rango de longitud de onda completa. A medida que aumenta la temperatura, las longitudes de onda predominantes se acortan.

## 8.2 Ecuaciones básicas de conducción y convección

En la mayoría de los intercambiadores fluido-fluido, las temperaturas no son lo suficientemente altas como para que la radiación sea un mecanismo significativo. Dado que los coeficientes utilizados para calcular el rendimiento son empíricos, incorporan cualquier efecto radiante que pudiera haber estado presente en el sistema de prueba.

Se puede calcular el proceso de transferencia de calor mediante la ecuación:

$$Q = Q_1 = Q_w = Q_2 = (h_1)(A_1)(\Delta T_1) = (k/L)(A_w)(\Delta T_w) = (h_2)(A_2)(\Delta T_2) \quad (8.1)$$

Los valores de " $h$ " son constantes de proporcionalidad utilizadas para caracterizar la resistencia de la película líquida determinada a partir de datos experimentales o correlaciones generales. El valor... es la conductividad térmica del sólido que separa los dos fluidos, una propiedad medible de ese sólido.

Es conveniente mostrar la transferencia de calor total por unidad de tiempo en términos de un coeficiente global de transferencia de calor " $U$ ".

$$Q = UA\Delta T_m \quad (8.2)$$

Cuando  $U$  se determina en base a un área de referencia,  $A$ . Para los intercambiadores de carcasa y tubos  $A$  es el área de la pared exterior del tubo para los intercambiadores de placas, es el área de la placa. Para los tubos con aletas,  $A$  puede basarse en el área extendida (incluyendo el área de las aletas) o puede ser el área del tubo desnudo.

En los intercambiadores de carcasa y tubo, el coeficiente global " $U$ " está relacionado con los coeficientes de película y la conductividad térmica mediante las ecuaciones:

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_o} + \frac{A_o L}{k A_w} + F_i + F_o \quad (8.3)$$

- Donde:
- $U_o$  = coeficiente global de transferencia de calor basado en el área de la pared del tubo exterior
  - $h_o$  = coeficiente de película en el exterior del tubo
  - $h_i$  = coeficiente de película en el interior del tubo
  - $k$  = conductividad térmica de pared sólida
  - $A_o$  = área de la pared del tubo exterior
  - $A_i$  = área de la pared interior del tubo
  - $A_w$  = área promedio de la pared de la tubería
  - $F_o$  = factor de ensuciamiento en la pared del tubo exterior

$F_i =$  factor de ensuciamiento en la pared interior del tubo

$L =$  espesor de pared de la tubería

El factor de ensuciamiento  $F$  representa las incrustaciones, el óxido y otros depósitos que se forman en la superficie con el uso y son una resistencia adicional al flujo de calor. El ensuciamiento variará ampliamente con las condiciones.

Los valores del coeficiente global " $U$ " pueden predecirse a partir de la ecuación 6.3 o del rendimiento real. La mayoría de las citas de intercambiadores de calor muestran el total " $U$ " utilizado en su tamaño o clasificación. Estos, además de los datos operativos de la planta, son una valiosa fuente de información para la planificación futura.

**8.2.1  $\Delta T$  Efectivo.** La ecuación 6.2 es la ecuación básica utilizada para dimensionar intercambiadores de calor. Contiene el término  $\Delta T_m$ . Esta es la media de  $\Delta T$  porque  $\Delta T$  a través de la superficie de la pared varía con el calor transferido como se muestra a continuación.

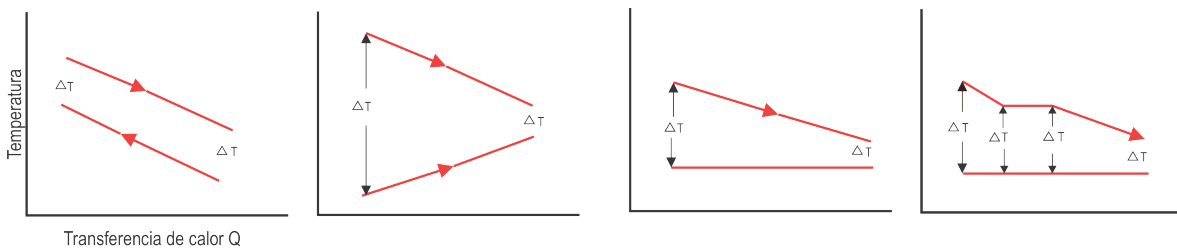


Figura 91. Cambio de temperatura en diferentes tipos de transferencia de calor

Leyenda para la figura de arriba

- a. Dos fluidos que fluyen contracorriente, sin cambio de fase
- b. Dos fluidos que fluyen simultáneamente, sin cambio de fase
- c. Un fluido disminuyendo la velocidad y uno hirviendo (o condensando)
- d. El vapor sobrecalentado se enfría hasta la saturación (a) se condensa (b) y se sub-enfría como líquido (c). El otro fluido está hirviendo o condensándose

Las únicas temperaturas que podemos medir convenientemente están en los extremos de entrada y salida del intercambiador. Por lo tanto, podemos medir dos  $\Delta T_s$ . Al más grande le llamaremos  $\Delta T_1$  y al más pequeño  $\Delta T_2$  es llamado el enfoque. Designa cómo se acercan las temperaturas de los dos fluidos en el intercambiador.

En flujo concurrente, los fluidos fluyen en la misma dirección. En flujo a contracorriente, fluyen en direcciones opuestas. La mayoría de los intercambiadores usan flujo a contracorriente, o lo más cerca posible, ya que es más eficiente.

La ecuación básica para estimar  $\Delta T_m$  es:

$$\Delta T_{m_{corr}} = (F)(\Delta T_m) = (F) \left[ \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \right] \quad (8.4)$$

Donde:  $\Delta T_{m_{corr}}$  = diferencia de temperatura media corregida por configuración del intercambiador de calor

$\Delta T_m$  = diferencia de temperatura media

$F$  = Factor de corrección de  $\Delta T_m$

$\Delta T_1$  =  $\Delta T$  mas grande

$\Delta T_2$  =  $\Delta T$  mas pequeño

$\ln$  = logaritmo en base  $e$

El valor de  $F$  depende de la geometría del flujo de fluido en el intercambiador y se discutirá más adelante para cada tipo de intercambiador,  $F = 1.0$  para intercambiadores de contraflujo, pero será inferior a 1.0 para intercambiadores de flujo cruzado e intercambiadores de múltiples pasos donde tanto flujo concurrente como contraflujo ocurre.

La ecuación 8.4 se basa en varios supuestos, el principal es que las curvas de calentamiento y enfriamiento ( $T$  vs  $Q$ ) para los fluidos del intercambiador son líneas rectas. Esto es cierto solo cuando no hay cambio de fase en el intercambiador y / o las propiedades físicas de los fluidos no cambian significativamente.

**8.2.2 Aproximación.** El enfoque de temperatura más pequeño,  $\Delta T_2$ , es una opción económica. Su especificación rige el costo del intercambiador de calor. A medida que  $\Delta T_2$  se hace más pequeño,  $\Delta T_m$  se hace más pequeño y el área requerida se hace más grande. Cuando  $\Delta T_m$  se acerca a cero, el área se acerca al infinito. Dado que el costo del intercambiador de calor depende del área, la especificación del enfoque tiene un efecto directo sobre el costo.

Para los intercambiadores de carcasa y tubo, el enfoque utilizado a menudo estará en el siguiente rango:

Enfriadores aéreos	18-45°F
Enfriamiento con agua de hidrocarburos líquidos y gases	14-22°F
Intercambiador de calor líquido-líquido	20-45°F
Refrigeración en enfriadores de corrientes gas-líquido	7-11°F

Figura 92. Aproximación para intercambiadores de tubos y coraza.

Para intercambiadores compactos, los enfoques más cercanos suelen ser económicamente justificables.

Al especificar intercambiadores de calor, a menudo es deseable especificar un enfoque máximo o mínimo para el proveedor. Esto no soluciona el enfoque real. Simplemente establece un límite superior o inferior, por debajo o por encima del cual debe ocurrir el enfoque real.

### 8.3 Líquidos de vaporización

Existe una preocupación especial cuando uno de los fluidos del intercambiador de calor se está vaporizando. Esto ocurre en enfriadores de refrigeración y calderas fraccionadoras, como dos ejemplos.

De la ecuación 8.2 esperaríamos que una gráfica de  $Q/A$  versus  $\Delta T$  produjera una línea como la línea discontinua de la figura. Lo hace excepto para líquidos hirviendo. La curva sólida a la derecha es lo que realmente ocurre con los líquidos hirviendo. Con algún valor de  $\Delta T$ , la curva cambia de dirección y  $Q/A$  disminuye rápidamente al mínimo, después de lo cual comienza a elevarse nuevamente. ¿Por qué?

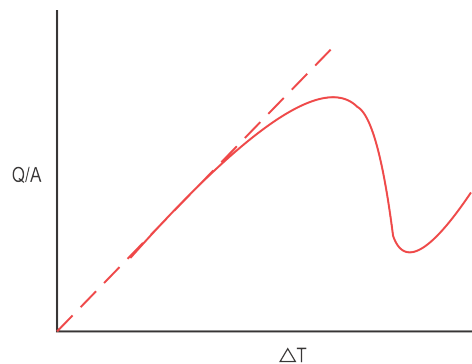


Figura 93. Comportamiento relación  $Q/A$  con respecto al cambio de temperatura

Como se muestra en el dibujo, una capa de burbujas de gas puede acumularse alrededor de un tubo si la vaporización ocurre en la pared del tubo más rápido de lo que el vapor puede desengancharse y elevarse a través del líquido. Esta capa de burbujas forma una resistencia adicional en serie y es un tipo de factor de ensuciamiento.

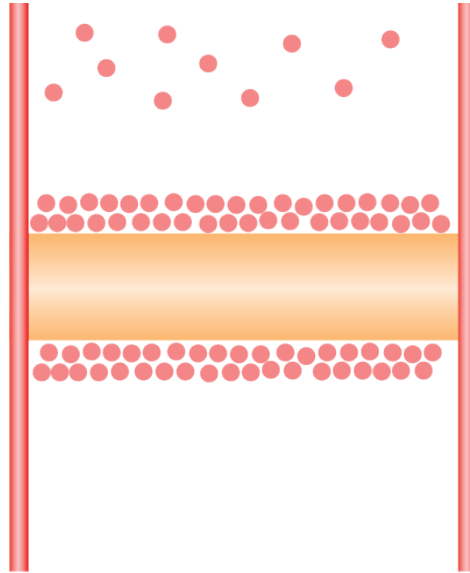


Figura 94. Comportamiento de burbujas de gas

Cuando  $\Delta T$  a través del tubo alcanza un punto crítico, se forma la capa de burbujas y disminuye  $Q/A$ . Si  $\Delta T$  continúa aumentando, la resistencia de la capa se estabiliza y  $Q/A$  comienza a aumentar nuevamente.

La  $\Delta T$  crítica depende del líquido y del carácter de la superficie del tubo. La  $\Delta T$  crítica puede ocurrir tan bajo como  $36-63^{\circ}F$ . Se comercializan superficies de tubos especiales que están diseñadas para minimizar la formación de capas de burbujas.

Hay dos factores mecánicos básicos que afectan la desconexión del vapor: el espaciamiento y la disposición del intercambiador, y el área disponible entre las fases líquidas y de vapor. A medida que se forma vapor, debe salir de la superficie rápidamente. También debe haber suficiente área de superficie para que la interfaz vapor-líquido no limite la desconexión del vapor.

En la figura se muestran dos configuraciones de tubos entre los muchos disponibles. Esto se conoce como diseño triangular ya que los tubos en filas adyacentes no están directamente uno

encima del otro o uno debajo del otro. Para mejorar el desacoplamiento del vapor entre los tubos, el paso del tubo a veces se incrementa de 1.5 a 2 veces el diámetro del tubo cuando se usan intercambiadores de carcasa y tubos en el servicio de ebullición.

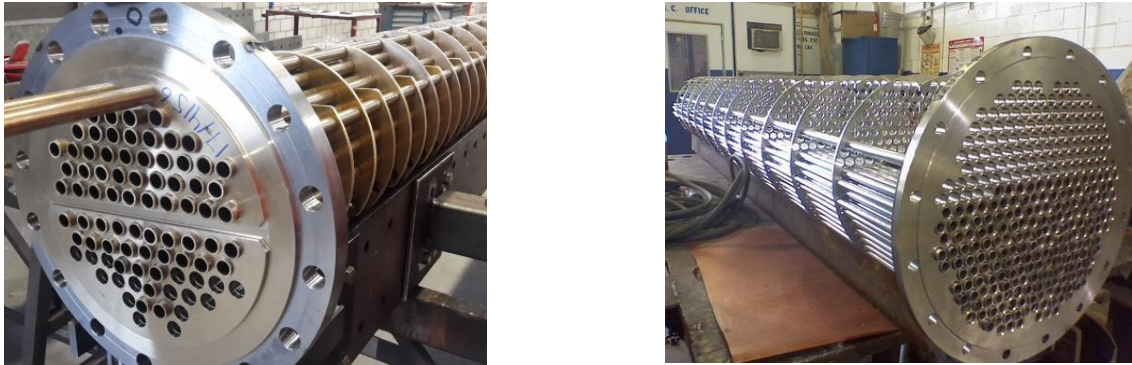


Figura 95. Configuraciones de tubos en intercambiadores.

Otra alternativa es el diseño cuadrado donde los tubos en filas adyacentes están directamente uno encima del otro. Aunque no es tan común como el diseño triangular, el diseño cuadrado se ha utilizado en servicios corrosivos como la regeneración de aminas.

Observe que en la figura de la izquierda hay espacio sobre los tubos para vapor. La disposición que se muestra es típica para enfriadores y calderas donde el líquido cubre todos los tubos. El área de la superficie del líquido debe ser suficiente para permitir que el vapor escape del líquido sin un arrastre significativo. La mitad superior de este intercambiador es un separador. Esto significa que el diámetro de la carcasa debe ser mayor que el necesario para simplemente sostener los tubos.



Figura 96. Configuración de tubos para enfriadores

A medida que los tubos están más separados, hay más espacio para que salga el vapor. Pero, el costo del intercambiador aumenta. Asegúrese de que la parte baja en su caldera o enfriador tenga suficiente espacio de vapor.

También asegúrese de que las boquillas y las tuberías de salida de vapor tengan un área suficiente. De lo contrario, el vapor puede retroceder, "estrangular" el intercambiador y limitar la capacidad aunque el área del tubo sea adecuada.

#### 8.4 balance de calor básico

**8.4.1 Unidades de calor.** La tasa de transferencia de calor  $Q$  normalmente se expresa en  $kW$

o  $Btu/hr$

$$1 Btu/hr = 0.293W$$

$$1kW = 3413 Btu/hr$$

Los coeficientes globales y de película ( $U$  y  $h$ ) son coeficientes de proporcionalidad cuyas unidades dependen del resto de la ecuación. Las unidades más comunes se muestran a continuación:

$$1 \text{ Btu} / (\text{hr} - \text{ft}^2 - ^\circ \text{F}) = 5.678 \text{ W} / (\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

La conductividad térmica  $k$  también es un coeficiente de proporcionalidad, pero se expresa por unidad de longitud de la trayectoria del flujo de conducción.

$$1 (\text{Btu} - \text{ft}) / (\text{hr} - \text{ft}^2 - ^\circ \text{F}) = 1.73 \text{ W} / (\text{m} \cdot \text{K})$$

$$1 (\text{Btu} - \text{in}) / (\text{hr} - \text{ft}^2 - ^\circ \text{F}) = 0.144 \text{ W} / (\text{m} \cdot \text{K})$$

Cabe señalar que, como se usa aquí, Kelvin  $K$  se refiere a una diferencia de temperatura, no a una temperatura absoluta, por lo que  $^\circ \text{C}$  y  $K$  tienen el mismo valor.

En un intercambiador de calor fluido-fluido, el equilibrio general se reduce a  $\Delta H = Q$ . Además, EL  $\Delta H$  de un fluido es igual a el  $\Delta H$  del otro fluido si se ignoran las pérdidas de calor o las ganancias de calor del aire atmosférico. La pérdida o ganancia de calor normalmente se considera cero en los equilibradores de calor del intercambiador. Si el recipiente está aislado adecuadamente, la pérdida o ganancia de calor debe ser inferior al 5% de  $Q$ . Esto se compensa al elegir el equipo real.

Por lo tanto, para cualquier intercambiador de calor de dos fluidos, se pueden escribir tres ecuaciones

$$1. Q = m_{12}\Delta h_{12} = m_{12}C_{p12}(T_2 - T_1)$$

$$2. Q = m_{34}\Delta h_{34} = m_{34}C_{p34}(T_4 - T_3) *$$

$$3. Q = UA\Delta T_m$$

$C_p$  es usado cuando ocurre un cambio de fase

**8.4.2 Ejemplo 1.** 40900 bbl / d de un petróleo crudo 28°API se enfría de 183°F a 143°F en un intercambiador de contraflujo de tubos y corazas con 560000 lb / h de un medio de enfriamiento 60% MEG-40% H<sub>2</sub>O. El medio de enfriamiento ingresa al intercambiador a 100°F. La capacidad calorífica del aceite es 0.505 *Btu/lbm-°F* y la capacidad calorífica del medio refrigerante es 0.762 *Btu/lbm-°F*. El coeficiente global de transferencia de calor es 58.2 *Btu/hr-ft<sup>2</sup>-°F*.

Calcule el trabajo del intercambiador, la temperatura del medio de enfriamiento que sale del intercambiador y la superficie del intercambiador.

1) Trabajo del intercambiador Q

$$m = (40900)(14.6)(0.89) = 53100 \text{ lbm/h}$$

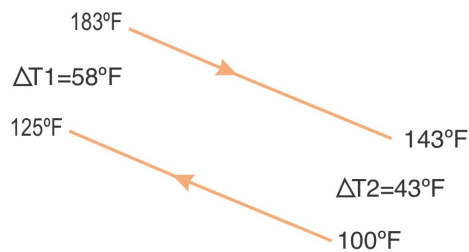
$$Q = mC_p \Delta T = \left( \frac{53100 \text{ lbm}}{\text{hr}} \right) \left( \frac{0.505 \text{ Btu}}{\text{lbm} \cdot ^\circ \text{F}} \right) (183 - 143^\circ \text{F}) = 10.7 \times 10^6 \text{ Btu/h}$$

2) Calcule la temperatura del medio refrigerante

$$Q = mC_p \Delta T$$

$$\Delta T = \frac{Q}{mC_p} = \frac{10.7 \times 10^6 \text{ Btu/h}}{\left( \frac{560000 \text{ lbm}}{\text{h}} \right) \left( \frac{0.762 \text{ Btu}}{\text{lbm} \cdot ^\circ \text{F}} \right)} = 25^\circ \text{F}$$

$$T_{out} = 100 + 25 = 125^\circ \text{F}$$



3) Calculo del área, A

$$\Delta T_m = \frac{58 - 43}{\ln\left(\frac{58}{43}\right)} = 50.1^\circ \text{F} \approx 50^\circ \text{F}$$

$$A = \frac{Q}{U \Delta T_m} = \frac{10.7 \times 10^6 \text{ Btu/h}}{\left( \frac{58.2 \text{ Btu}}{\text{hr} - \text{ft}^2 - ^\circ \text{F}} \right) (50^\circ \text{F})} = 3680 \text{ ft}^2$$

En el cálculo del diseño, se conocerán tanto los caudales máxicos como las tres temperaturas, por ejemplo,  $T_1$ ,  $T_2$  y  $T_3$ . Las incógnitas son  $Q$ ,  $A$  y la temperatura restante  $T_4$ . Las ecuaciones anteriores se pueden usar de la siguiente manera

1. Use la ecuación 1 para calcular  $Q$
2. Use la ecuación 2 para calcular  $T_4$
3. Use la ecuación 3 para calcular  $A$

Para los cálculos de rendimiento, el intercambiador existe y el objetivo es calcular el rendimiento del intercambiador para unas condiciones establecidas. En estos cálculos,  $A$  es conocido así como  $m_{12}$ ,  $m_{34}$ ,  $T_1$  y  $T_3$ . Las incógnitas son  $T_2$ ,  $T_4$  y  $Q$ . Esta suele ser una solución de prueba y error debido al cálculo de  $\Delta T_m$

- 1) Estima  $T_2$  y usa la ecuación 1 para calcular  $Q$
- 2) Use la ecuación 2 para calcular  $T_4$
- 3) Use la ecuación 3 para calcular  $Q$  y compárela con la  $Q$  calculada en 1. Si no es igual, repita los pasos 1-3

Los cálculos de rendimiento se realizan con mayor frecuencia en una computadora, pero TEMA ha desarrollado un conjunto de Figuras que se pueden utilizar para facilitar un cálculo de rendimiento. La figura 73 muestra el Figura para un intercambiador de contraflujo. La nomenclatura se ha adaptado para que coincida con la discusión en esta sección. Este Figura solo es válido para el intercambiador de contraflujo sin cambio de fase. En aquellos intercambiadores donde se produce un cambio de fase, el Figura aún se puede utilizar, pero la capacidad de calor  $C_p$  debe incluir el calor latente. En otras palabras,  $C_p$  es un pseudo  $C_p$  que incluye el efecto de calor latente.

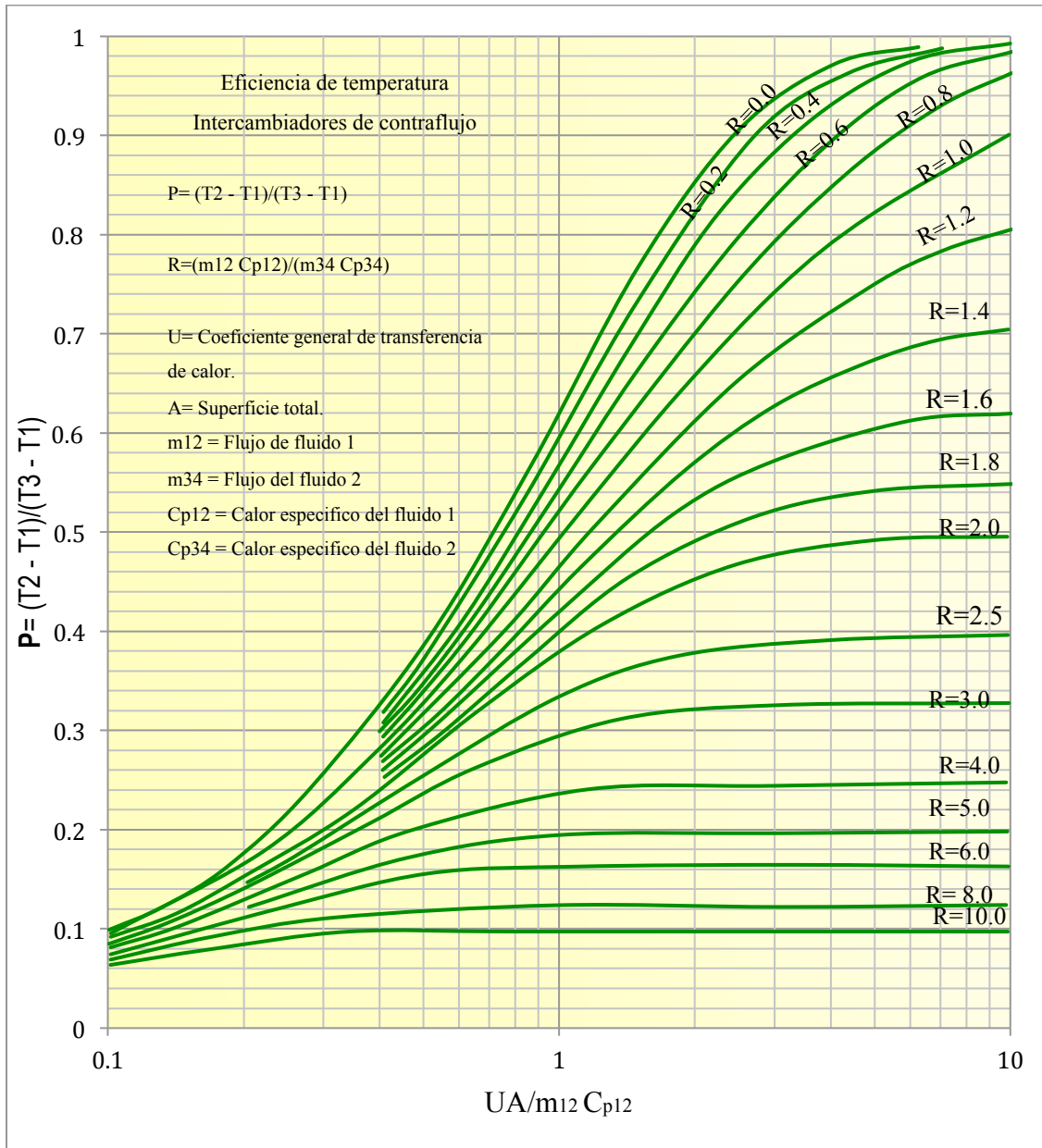


Figura 97. Eficiencia de la temperatura para intercambiadores contraflujo

**8.4.3 Ejemplo 2.** Se compra el intercambiador del ejemplo 1. Poco después de la instalación, la velocidad del medio de enfriamiento se reduce en un 40%. Calcule el nuevo trabajo del intercambiador y la temperatura del proceso. Ignorar el efecto de la velocidad reducida en el coeficiente global de transferencia de calor.

1) Calcule  $(UA)/(m_{12})(C_{P12})$

$$\frac{UA}{m_{12}C_{P12}} = \left( \frac{58.2 \text{ Btu}}{\text{hr} - \text{ft} - ^\circ \text{F}} \right) (3680 \text{ ft}^2) \left( \frac{1 \text{ hr}}{(560000)(0.6) \text{ lbm}} \right) \left( \frac{\text{lbm} - ^\circ \text{F}}{0.762 \text{ Btu}} \right) = 0.84$$

2) Calcule R

$$R = \frac{(560000)(0.6)(0.762)}{(531000)(0.505)} = 0.95$$

De la Figura 70 obtenemos,  $P = 0.46$

$$P = 0.46 = \frac{T_2 - T_1}{T_3 - T_1} = \frac{T_2 - 100}{183 - 100}, \quad T_2 = 138^\circ \text{F}$$

Calcule Q

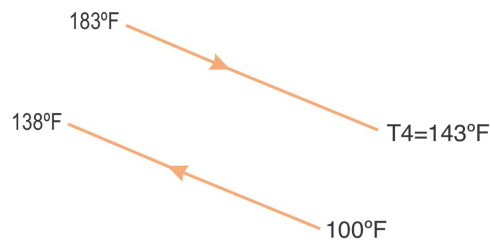
$$Q = mC_p \Delta T = \left( \frac{(560000)(0.6) \text{ lbm}}{h} \right) \left( \frac{0.762 \text{ Btu}}{\text{lbm} \cdot ^\circ F} \right) (138 - 100^\circ F)$$

$$Q = 9.73 \times 10^6 \text{ Btu/h}$$

Calcule T4

$$\Delta T = \frac{Q}{mC_p} = \frac{9.73 \times 10^6 \text{ Btu/h}}{\left( \frac{531000 \text{ lbm}}{hr} \right) \left( \frac{0.505 \text{ Btu}}{\text{lbm} \cdot ^\circ F} \right)} = 36^\circ F$$

$$T_4 = 183 - 36 = 147^\circ F$$



### 8.5 Coeficiente global de transferencia de calor

La mejor fuente de valores de  $U$  es de pruebas reales en equipos comparables. Las pruebas continuas durante un período de tiempo crean una base de datos para diversas condiciones de

operación, fluidos y tipos de intercambiadores. Una segunda buena fuente de valores son los datos de fabricantes confiables.

La tabla inferior es otra compilación de dichos datos. Cálculos como estos no se recomiendan para los cálculos de diseño, pero son útiles para la estimación general del comportamiento y / o la evaluación de sistemas alternativos.

El cálculo de  $U$  a partir de la ecuación 8.3 puede ser necesario. Si es así, se requieren valores de " $k$ " y " $h$ ".

Tabla 16.

Valores típicos de coeficientes globales de transferencia de calor

<b>Intercambiadores de carcasa y tubos</b>	
<b>Servicio</b>	<b>Coefficiente</b>
	<b>BTU/(hr-ft<sup>2</sup>-°F)</b>
<b>Enfriadores de agua</b>	
Gas ( a 3.5 Mpa)	35-50
Gas ( 3.5-7.0 Mpa)	50-80
Gas ( superior a 7.0 Mpa)	80-100
Gasolina natural	70-90
MEA	130-150
Aire	15-25
Agua	170-200
<b>Condensadores de agua</b>	
Regeneración de aminas	100-110
Fraccionador	70-80
Hidrocarburos ligeros	85-135

Tabla 16. (Continuación)

<b>Intercambiadores de carcasa y tubos</b>	
<b>Servicio</b>	<b>Coefficiente</b>
	<b>BTU/(hr-ft<sup>2</sup>-°F)</b>
<b>Calderas</b>	
Vapor	140-160
Aceite caliente	90-120
Glicol	10--20
Amina	100-120
<b>General</b>	
Aceite-aceite	80-100
Propano-propano	100-130
MEA rica- MEA apoyada	120-130
Gas-gas ( hasta 3.5 Mpa )	50-70
Gas-gas (hasta 7.0 Mpa )	55-75
Enfriador de gas-propano	60-90

**8.5.1 Conductividad térmica de sólidos.** La siguiente tabla muestra la conductividad térmica de materiales comunes a aproximadamente 200° F .

Tabla 17.

Conductividad térmica en diferentes materiales

Material	Conductividad térmica - k
	BTU/(hr-ft <sup>2</sup> -°F)
Cobre	223
Aluminio	100
Almirantazgo Latón	70
Acero suave	25
Bronce silicio	15
Acero inoxidable (18 Cr-8 Ni)	8
Inconel	8
90-10 Cu-Ni	30
70-30 Cu-Ni	18
Monel	15
Titanio	10

La elección del metal depende de la conductividad térmica, el costo, la temperatura de operación y la presencia de problemas de corrosión / erosión. Con el enfriamiento con agua de mar, por ejemplo, el uso de titanio puede estar indicado para minimizar el agrietamiento por cloruro, a pesar de que posee baja conductividad térmica, es más costoso y difícil de fabricar.

**8.5.2 Coeficientes de película del fluido.** La ecuación básica para calcular películas fluidas se obtiene mediante análisis adimensional. La correlación de datos muestra una relación de proporcionalidad entre los números adimensionales de Nusslet, Reynolds y Prandtl. En una forma solucionable, esta relación se puede escribir de la siguiente manera.

$$h = A \left( \frac{k}{d} \right) \left( \frac{dv\rho}{\mu} \right)^a \left( \frac{C_p \mu}{k} \right)^b \quad (8.5)$$

Donde:  $h =$  Coeficiente de película  $Btu/(hr - ft^2 - ^\circ F)$

$A =$  Constante de proporcionalidad

$k =$  Conductividad térmica del fluido  $Btu/(hr - ft - ^\circ F)$

$d =$  diámetro efectivo  $ft$

$v =$  velocidad del fluido  $ft/hr$

$\rho =$  densidad del fluido  $lbm/ft^3$

$C_p =$  conductividad térmica del fluido  $Btu/(lbm - ^\circ F)$

$\mu =$  viscosidad del fluido  $Lbm/(ft - hr)$

$a =$  coeficiente en el número de Reynolds

$b =$  coeficiente en el número de Prandtl

En la ecuación 8.5, el diámetro efectivo depende de las circunstancias:

- 1) Diámetro interno del tubo para el fluido que fluye dentro del tubo
- 2) Diámetro exterior del tubo para que el fluido fluya normalmente a uno o más tubos
- 3) Para el flujo anular entre tuberías concéntricas, use un diámetro equivalente definido por la ecuación.

$$d_e = \frac{d_2^2 - d_1^2}{d_1} \quad (8.6)$$

- Donde:
- $d_e$  = Diámetro equivalente
  - $d_1$  = Diámetro interior de la tubería exterior
  - $d_2$  = Diámetro exterior de la tubería interior

El término de velocidad es el caudal volumétrico dividido por el área de flujo de la sección transversal. Cuando el flujo es normal para una serie de tubos, la sección transversal está disponible para el flujo entre la primera fila de tubos.

La ecuación 8.5 se aplica solo para fluidos newtonianos donde la viscosidad es una medida adecuada de la tasa de esfuerzo versus el esfuerzo cortante. Los gases y los líquidos hidrocarbonados ordinarios son de naturaleza newtoniana. Se usan correlaciones para estimar la viscosidad y la densidad de los fluidos

La Tabla 22 resume los valores de  $A$ ,  $a$  y  $b$  en la ecuación 8.5 que se aplican al flujo turbulento de fluidos dentro y alrededor de los tubos cilíndricos. Los valores mostrados se basan en datos de intercambiadores de calor en servicio químico general. Sin embargo, pueden resultar útiles para estimar el rendimiento de un intercambiador de calor específico. Un uso muy

importante de la ecuación 8.5 es la predicción del cambio en el rendimiento de un intercambiador de calor con cambio en las condiciones del fluido o flujo.

Los siguientes factores de conversión son útiles para resolver la ecuación 8.5

$$1 \text{ centipoise } cp = 2.419 \text{ lbm}/(\text{ft} - \text{hr})$$

$$1 \text{ m} = 3.281 \text{ ft}$$

$$1 \text{ lbm}/\text{ft}^3 = 16.02 \text{ kg}/\text{m}^3$$

**8.5.3 Propiedades del fluido.** La predicción de los términos de densidad y viscosidad es posible a partir de correlaciones conocidas. Muchas referencias contienen datos de conductividad térmica para gases y líquidos. A continuación se muestran algunas conductividades térmicas representativas para gases y líquidos a presión atmosférica y aproximadamente  $100^\circ F$ .

La " $k$ " de los líquidos no varía mucho con la presión. Hay un cambio con la temperatura, pero no es grande en el rango de temperatura habitual de los intercambiadores fluido-fluido. Una ecuación para estimar la " $k$ " del petróleo crudo y los condensados es:

$$k = 0.0773 - (0.0000456)(^\circ F) \quad 8.7$$

Donde:

$$k = \text{Btu}/(\text{hr} - \text{ft} - ^\circ F)$$

Tabla 18.

Coeficientes para la ecuación para flujo turbulento en intercambiadores de carcasa y tubo

Servicio	Coefficiente A	Exponente a	Exponente b
<b>Tubos verticales interiores</b>			
Gas refrigerante	0.0265	0.8	0.3
Líquido refrigerante (alta viscosidad)	0.027	0.8	0.33
Gas de calefacción	0.0243	0.8	0.4
Líquido calefactor (baja viscosidad)	0.023	0.8	0.4
Líquido de calentamiento (alta viscosidad)	0.027	0.8	0.33
Líquido hirviendo	0.029	0.8	0.4
<b>Tubos horizontales interiores</b>			
Gas refrigerante	0.023	0.8	0.3
Líquido refrigerante (alta viscosidad)	0.0265	0.8	0.3
Gas de calefacción	0.027	0.8	0.33
Líquido calefactor (baja viscosidad)	0.0225	0.8	0.4
Líquido de calentamiento (alta viscosidad)	0.0255	0.8	0.4
Líquido hirviendo	0.027	0.8	0.33
<b>Flujo normal a un solo tubo, enfriando o calentando</b>			
Gas	0.26	0.6	0.3
Líquido	0.38	0.56	0.3
<b>Flujo de gas o líquido normal a bancos de tubos</b>			
Escalonado	0.33	0.6	0.33
En línea	0.26	0.6	0.33

Tabla 19.

Conductividad térmica de materiales líquidos y gaseosos

<b>Materia Líquido l</b>	<b>Conductividad térmica BTU/(hr-ft<sup>2</sup>-°F)</b>
Freón 12	0.048
C3-C10 (n-parafinas)	0.079-0.083
Agua	0.36
Amoníaco	0.29
Benceno	0.091
Petróleo crudo	0.076
Etilenglicol	0.15
Dietilenglicol	0.12
Trietilenglicol	0.11
Monoetanolamina	0.14
Dietanolamina	0.13
<b>Gas</b>	
Aire	0.015
Amoníaco	0.016
Benceno	0.0069
Butano	0.010
Dióxido de carbono	0.011
Metano	0.020
Propano	0.012
Vapor de agua	0.012
Freón	0.0064

Los datos sobre los valores de " $k$ " de los gases a alta presión son escasos. De la teoría cinética de los gases, " $k$ " es teóricamente proporcional a la viscosidad del gas. Se puede corregir la presión de  $K$  utilizando la corrección de viscosidad correspondiente como una aproximación.

El número de Prandtl ( $C_p u/k$ ) es esencialmente constante con la presión y la temperatura. Para el gas natural, un valor de 0,79 es adecuado para este número.

**8.5.4 Efecto de la velocidad.** La velocidad del fluido, dentro o fuera de los tubos, tiene un efecto significativo en el rendimiento del intercambiador. Para flujo dentro de tubos.

$$h \propto v^{0.8}$$

Dentro de límites razonables,  $h$  aumenta a medida que aumenta la velocidad. ¿La razón? La película es más delgada y hay menos resistencia al flujo de calor.

Pero, a medida que aumenta la velocidad, también lo hace la presión. Para flujo dentro de tubos,

$$\Delta P \propto v^{1.7}$$

Si la caída de presión es crítica y debe recuperarse mediante bombeo o compresión, es necesario un compromiso económico. Entonces la especificación del intercambiador de calor debe considerar consideraciones de caída de presión. Una buena regla general es que el costo de

la caída de presión durante la vida útil del intercambiador debe ser aproximadamente 1/3 del costo del área de superficie. Esto le da un diseño cercano al óptimo económico.

También se debe considerar el rendimiento variable. Si el intercambiador es demasiado grande con los caudales más bajos esperados, puede esperar que "U" sea más bajo que a la capacidad nominal. Para los campos en desarrollo, podría ser más eficiente planificar en dos o más intercambiadores en paralelo. El múltiple se construye inicialmente con los intercambiadores que se agregan según sea necesario para futuras adiciones. A veces, algunos de los tubos se tapan durante el desarrollo temprano o cerca del final de la vida útil para mantener la velocidad deseable.

Al utilizar equipos paralelos de cualquier tipo, se deben agregar controles positivos para garantizar una distribución adecuada del flujo. No puede confiar solo en el diseño del encabezado.

Hay una consideración especial en los casos en que se inyecta un inhibidor de corrosión o hidrato. Para lograr una buena distribución en todos los tubos, se debe mantener una cierta velocidad mínima del tubo. De la prueba, se ha establecido que

$$v_m = \frac{A}{\sqrt{\rho}}$$

Donde:  $\rho =$  Densidad del fluido  $lb/ft^3$

$V_m =$  velocidad mínima del tubo  $ft/sec$

$A =$  constante de correlación 21

Para los gases  $\rho$ , se encuentra a partir de métodos comparables a los discutidos en el capítulo 3, a una presión y temperatura promedio del intercambiador.

**8.5.5 Factores de ensuciamiento.** Los factores de incrustación ( $F_1$  y  $F_o$ ) que se muestran en la ecuación 6.3 deben estimarse a partir de la experiencia. La figura de la derecha muestra un gradiente de temperatura a través de una pared, incluida la posible corrosión o escamas deposicionales. Si se forma la escala, ¿qué tan rápido se formará? Esta es una pregunta que requiere un análisis detallado.

Algunos usan erróneamente un factor de ensuciamiento como un factor de seguridad arbitrario. El uso de un factor de incrustación está bien siempre que el número utilizado sea realista y compatible con el rendimiento esperado. Si se usa un número demasiado grande, controla " $U$ " e invalida el cálculo.

En la ecuación 8.3 las unidades de  $F$  son recíprocas de las de " $U$ " o " $h$ ". Para los sistemas de petróleo y gas, la tabla a continuación ofrece una gama de factores de incrustación típicamente encontrados.

El extremo inferior del rango se aplica al gas natural limpio y al agua de mar. La gama alta se aplica al agua sucia y a los crudos pesados. Los factores de incrustación son una función fuerte de la velocidad. Las velocidades más altas dan como resultado valores más bajos para  $F$ . La deposición de sólidos como sal, parafinas, asfáltenos puede tener un efecto significativo en  $F$ . Los estándares TEMA proporcionan una excelente compilación de factores de incrustación típicos.

Tabla 20.

Factores de incrustación típicos.

Unidades de "h"	F
BTU/(hr-ft <sup>2</sup> -°F)	0.0005-0.003

## 9. Tipos de Intercambiadores de calor

### 9.1 Generalidades de intercambiadores de tubos y coraza

Las Figura 72 y los Figuras 23-28 muestran las características básicas de los intercambiadores de carcasa y tubos. Los principales fabricantes de tales equipos tienen una asociación comercial (TEMA) que tiene un conjunto de normas. No son un código, pero se usan comúnmente en las especificaciones de oferta. Los intercambiadores de clase R se utilizan con mayor frecuencia en la industria del petróleo, aunque los intercambiadores de clase C se han especificado en algunas aplicaciones de exploración y producción.

Los intercambiadores de carcasa y tubo son los más versátiles de los tipos de intercambiadores. Pueden manejar una amplia gama de fluidos, tanto monofásicos como bifásicos. Son robustos y pueden fabricarse a partir de una variedad de materiales. También tienen una huella relativamente grande y son caras. En varias aplicaciones en el procesamiento de petróleo y gas, han sido reemplazados por intercambiadores compactos (discutidos más adelante en este capítulo).

La figura 98 muestra los tipos generales de cabeza y carcasa. Las otras figuras muestran los detalles de varios tipos de intercambiadores utilizando la nomenclatura que se muestra en la tabla 25

La elección de la configuración depende de una serie de consideraciones: fluidos involucrados, potencial de corrosión, problemas de limpieza, caída de presión permitida, eficiencia de transferencia de calor. La selección del intercambiador de calor no es una rutina.

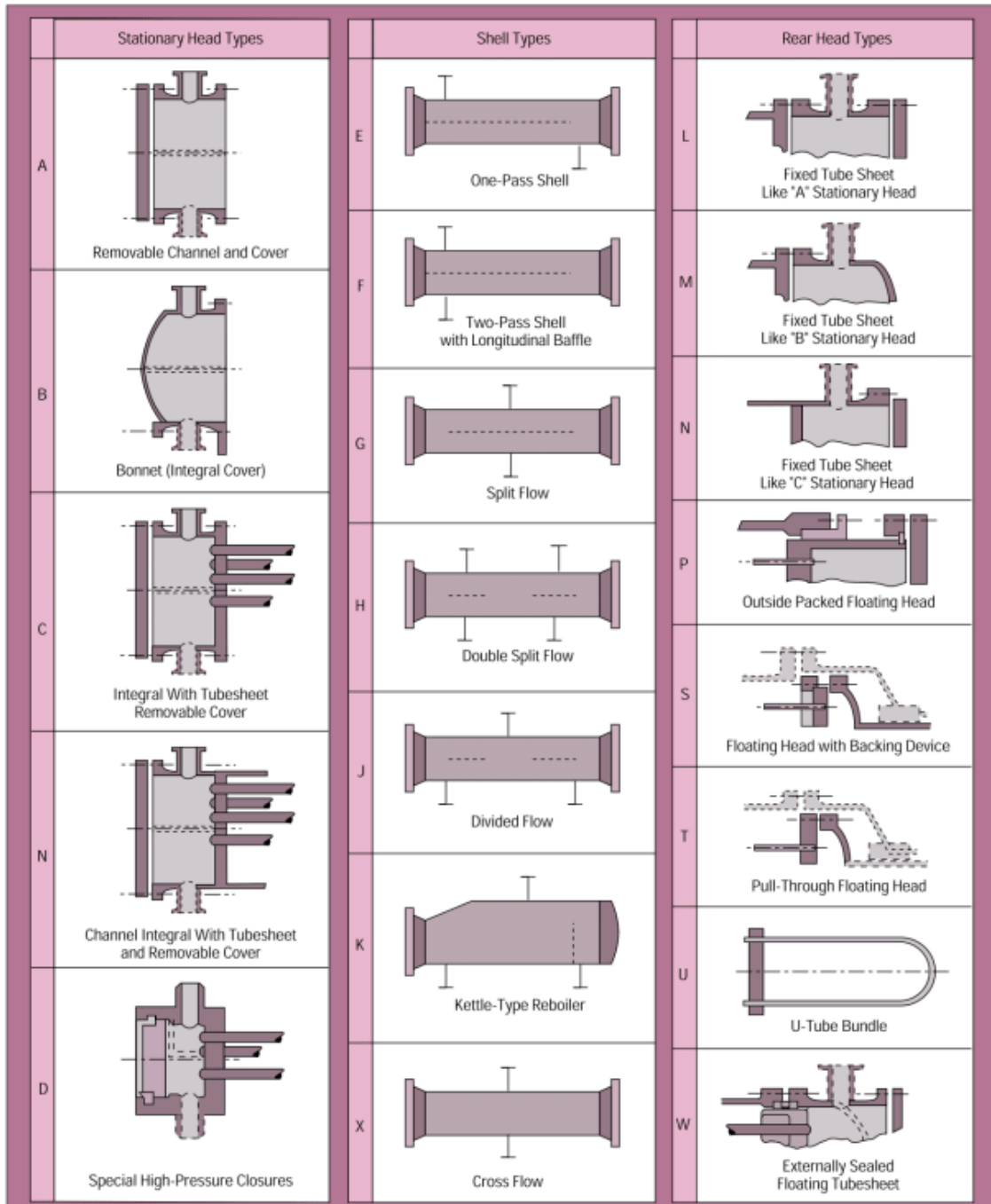


Figura 98. Características mecánicas básicas de TEMA. Adaptada de Researchgate. Disponible en: [https://www.researchgate.net/figure/TEMA-designations-for-shell-and-tube-heat-exchangers\\_fig1\\_326255331](https://www.researchgate.net/figure/TEMA-designations-for-shell-and-tube-heat-exchangers_fig1_326255331)

Glosario	
1. Canal principal estacionario	21. Cubierta de cabeza flotante-externa
2. Capó estacionario	22. Falda de placa de tubos flotante
3. Cabezal estacionario Canal de brida o capó	23. Brida de la caja de embalaje
4. Cubierta del canal	24. Embalaje
5. Boquilla de cabeza estacionaria	25. Anillo seguidor de embalaje
6. Placa de tubos estacionaria	26. Anillo linterna
7. Tubos	27. Tirantes y espaciadores
8. Coraza	28. Deflectores transversales o placas de soporte
9. Cobertura de coraza	29. Deflector de impacto
10. Extremo de coraza estacionaria con brida	30. Deflector longitudina
11. Brida de la carcasa-extremo de la coraza trasera	31. Pase de partición
12. Boquilla de coraza	32. Conexión de ventilación
13. Brida de cubierta de coraza	33. Conexión de drenaje
14. Juntas de expansión	34. Conexión del instrumento
15. Placa de tubos flotante	35. Soporte silla de montar
16. Cubierta de la cabeza flotante	36. Lug de elevación
17. Brida de cabeza flotante	37. Soporte de apoyo
18. Dispositivo de respaldo de cabeza flotante	38. Presa
19. Anillo de corte dividido	39. Conexión de nivel de líquido
20. Brida de apoyo deslizante	

Figura 99. Guía de números para usar con los Figuras 23-28

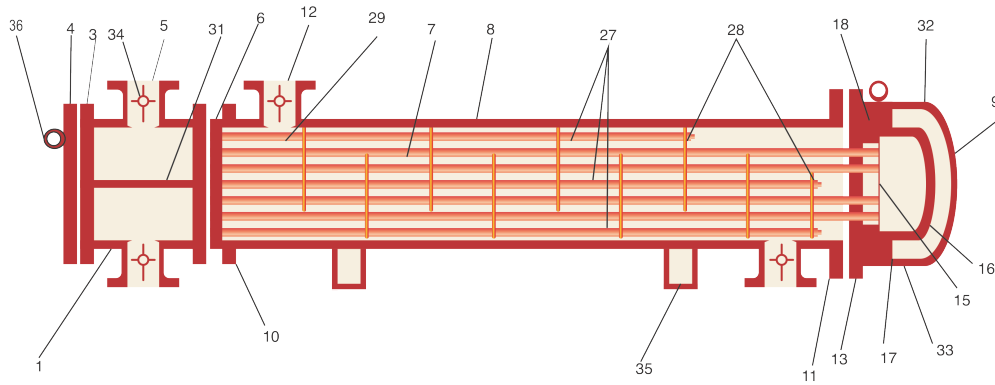


Figura 100. Un tipo de intercambiador tubular

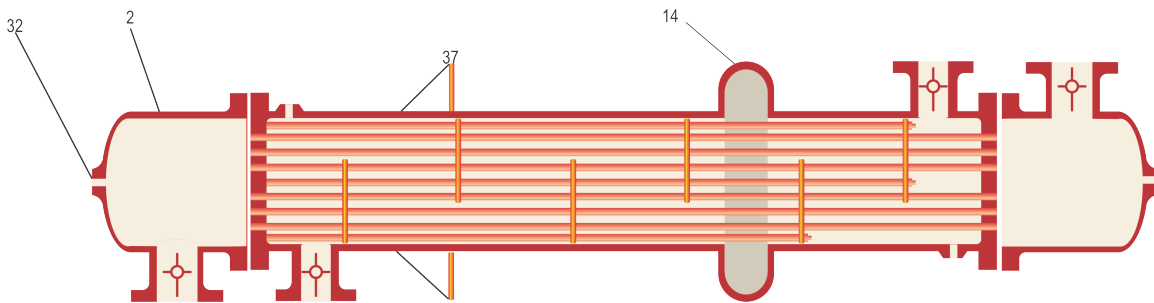


Figura 101. Tipo de intercambiador tubular (1)

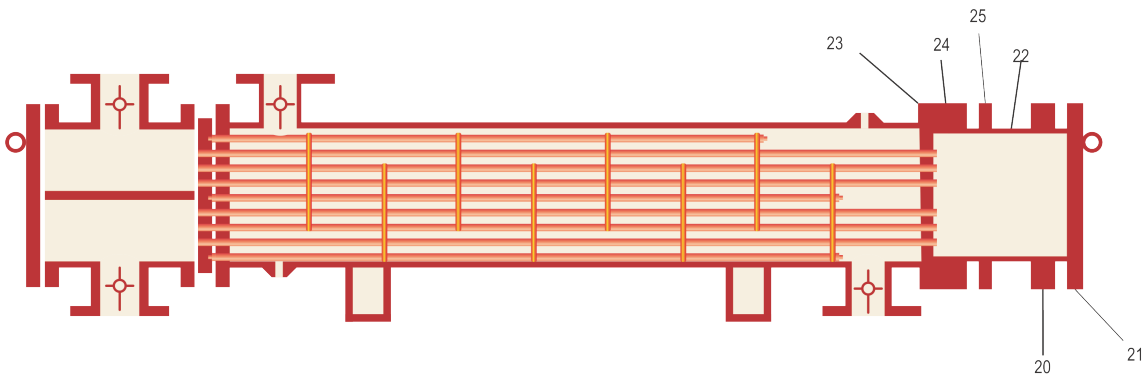


Figura 102. Tipo de intercambiador tubular (2)

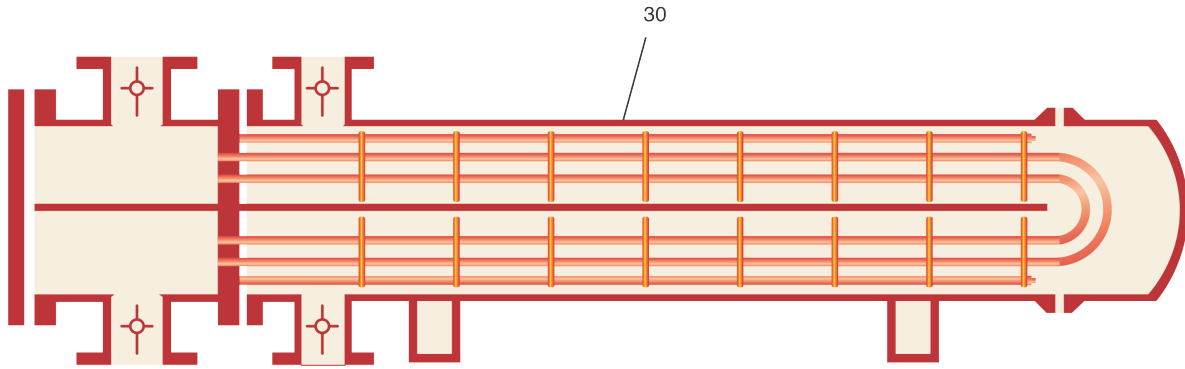


Figura 103. Tipo de intercambiador tubular (3)

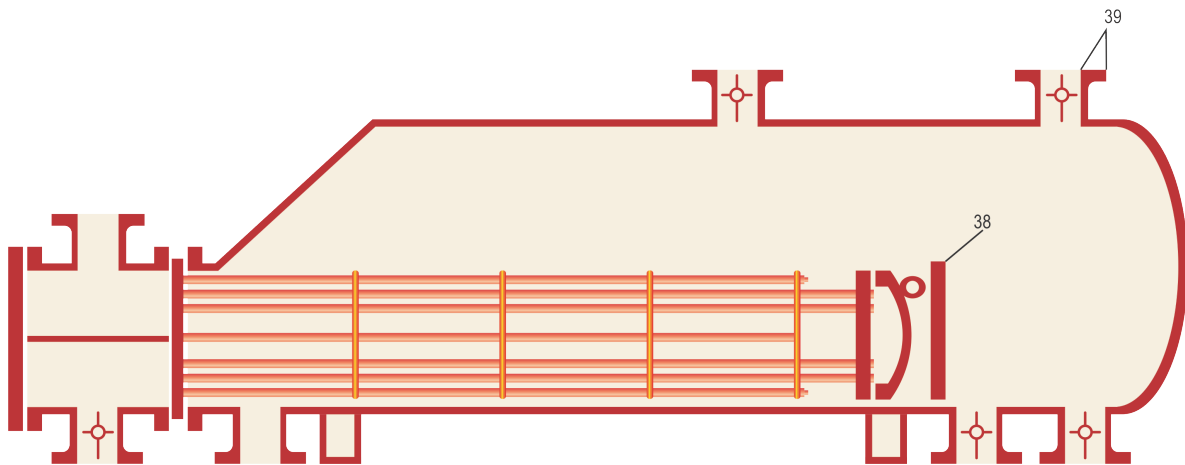


Figura 104. Tipo común de caldera (1)

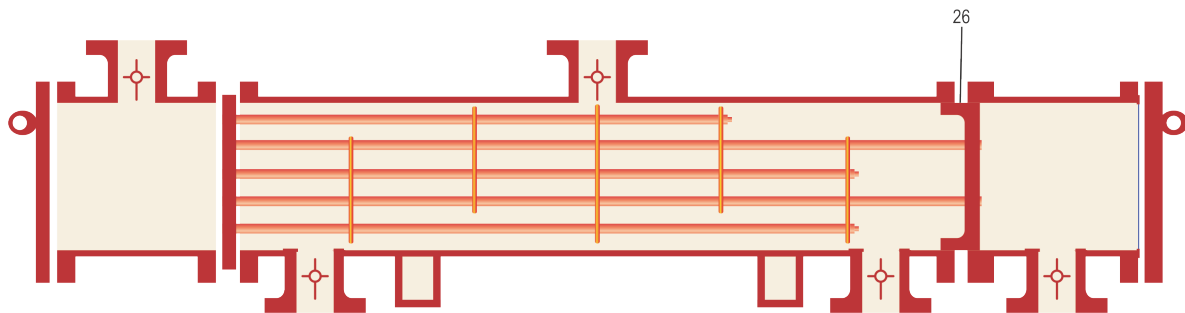


Figura 105. Tipo común de caldera (2)

¿Necesita haces de tubos extraíbles o no extraíbles? Estos últimos son relativamente económicos y proporcionan la máxima protección contra fugas del lado de la carcasa, pero no son accesibles para la limpieza mecánica del lado de la carcasa. A veces se necesita un tipo de junta de expansión para aliviar las tensiones de expansión térmica diferencial.

Los paquetes de tubos extraíbles consisten en tubos en U (tipo horquilla) o tubos rectos con una cabeza flotante. El primero es el menos costoso, se puede usar con presiones muy altas en el lado del tubo. Pero, la limpieza mecánica es difícil, es muy difícil reemplazar los tubos, y las fugas alrededor del deflector longitudinal pueden afectar el rendimiento.

El intercambiador de cabeza flotante es el más versátil y más caro. Obtener un sello positivo entre los fluidos del lado del tubo y del lado de la carcasa es crítico en muchos casos. El diferencial de presión entre los lados de la carcasa y el tubo está limitado por el sello.

Aunque hay excepciones, la mayoría de los tubos utilizados tienen un diámetro de  $5/8$ - $1.0$  in  $3/4$  in es el más común. El tamaño más grande normalmente se usa cuando se anticipa el ensuciamiento, para facilitar la limpieza mecánica. La longitud del tubo puede ser tan grande como  $40$  ft, pero los tubos de aproximadamente la mitad de esta longitud se emplean más comúnmente.

El paso del tubo es la distancia entre la línea central de los tubos. El paso mínimo del tubo es  $1.25$  veces el diámetro exterior del tubo. Para un tubo de  $3/4$  in. Esto es  $15/16$  in. A menudo se usa un paso de tubo más grande en aplicaciones de ensuciamiento.

El haz de tubos se puede colocar en un diseño triangular, cuadrado o de estilo giratorio. Triangular generalmente proporciona mejores valores de " $h$ " en el lado de la carcasa y más área de transferencia de calor para un diámetro de carcasa determinado. Sin embargo, las otras disposiciones son más fáciles de limpiar, tienen una caída de presión más baja y pueden

preferirse en aplicaciones de ebullición para proporcionar una ruta más clara para que el vapor salga del haz de tubos.

Hay varias configuraciones de corazas. Las corazas de tipo E son, por mucho, las más comunes. La carcasa F se usa a menudo en intercambiadores de tubo en U. El haz de tubos tiene un deflector longitudinal que debe sellarse contra la pared de la carcasa (ver el fondo en los Figuras 24-26). Esto crea una posible ruta de fuga en el intercambiador para el fluido del lado de la carcasa, y si la fuga es grande, la eficiencia de transferencia se ve comprometida.

Las corazas G y H a menudo se utilizan en aplicaciones de baja caída de presión, como los termosifones. No hay deflectores cruzados en este intercambiador entre la (s) boquilla (s) de alimentación y las placas tubulares. Para tubos de  $3/4$  in . La longitud máxima del tubo sin soporte está limitada a  $5$  ft , por lo que la carcasa tipo G tiene una longitud máxima de  $10$  ft y el tipo H  $20$  ft .

Las carcasas de tipo J (flujo dividido) acortan la ruta del flujo de líquido. A menudo se usan en aplicaciones de baja caída de presión. Las carcasas de tipo X (flujo cruzado) también se utilizan en servicios de caída de presión muy baja, como condensadores. Se pueden usar múltiples boquillas de entrada y salida.

Los deflectores tienen dos propósitos: aumentar el coeficiente de transferencia de calor al obligar al fluido del lado de la carcasa a atravesar el haz de tubos varias veces (manteniendo así una alta velocidad en el lado de la carcasa) y sostener el haz de tubos.

Hay varios diseños de deflectores disponibles, pero el más común es el deflector segmentario individual que se muestra a continuación.

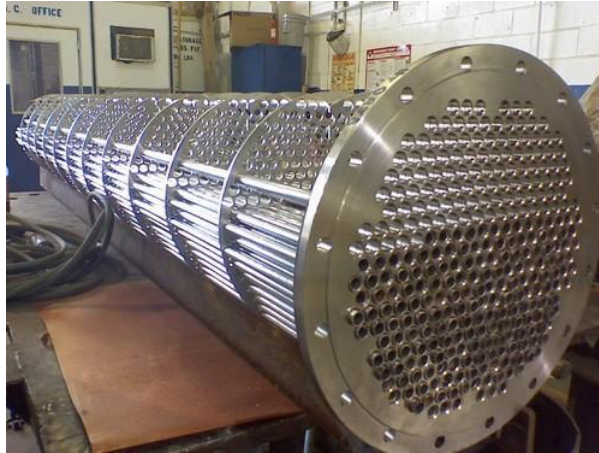


Figura 106. Deflector segmentario individual.

El corte del deflector establece el área abierta para el flujo alrededor del deflector. Se expresa como una fracción del diámetro interior de la carcasa. Los cortes de deflector típicos varían de 0.2 a 0.35. Esta apertura a menudo se denomina ventana deflectora, y debería proporcionar aproximadamente los deflectores.

La distancia entre los deflectores se denomina inclinación del deflector. Por lo general, oscila entre el 20 y el 100% del diámetro de la carcasa.

El corte del deflector y la inclinación son los factores principales que afectan la caída de presión del lado de la carcasa y el coeficiente de transferencia de calor. Para aplicaciones de baja caída de presión, a veces se utilizan deflectores segmentarios dobles y triples. Se informa que los deflectores de varilla, que consisten en una serie de varillas de plástico encajadas en el haz de tubos, brindan una transferencia de calor y un soporte de tubo superiores.

## 9.2 Factor de corrección de LMTD

El factor " $F$ " en la ecuación 8.4 es esencialmente uno en el intercambiador de tubería-en-tubería y en los intercambiadores de carcasa y tubo de contraflujo con e igual de pasos de carcasa y tubo. Si el número de pasadas de carcasa y tubo difiere, o si el intercambiador es de tipo flujo cruzado (p. Ej., TEMA "J o X y enfriadores aéreos).  $F$  tendrá un valor inferior a 1.0, dependiendo de la configuración de flujo utilizada. Como una consideración económica práctica, rara vez se debe elegir una configuración donde  $F$  sea inferior a aproximadamente 0,80.

Las figuras 74-79 proporcionan un medio para estimar el factor  $F$  que se muestra en la ordenada izquierda. Los valores de  $P$  y  $R$  en estas figuras se encuentran por las ecuaciones. En aplicaciones de carcasa y tubo, " $t$ " se refiere a las temperaturas del lado del tubo y " $T$ " se refiere al lado de la carcasa. Para los enfriadores aéreos, la terminología es todo lo contrario.

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

Para un valor dado de  $P$  y  $R$ , encuentre el valor correspondiente de  $F$ . Si los valores de  $P$  y  $R$  no se intersecan dentro de la cuadrícula, simplemente registre  $F$  como menos tan 0.5.

Esta correlación es una versión modificada que ha estado en uso durante muchos años. Se ha desarrollado un cálculo alternativo al que se muestra. Los resultados netos son esencialmente los mismos.

Las Figuras 78 y 79 son adecuadas para un refrigerador análogo o para cualquier caso en el que un fluido fluya normalmente a un banco de tubos.

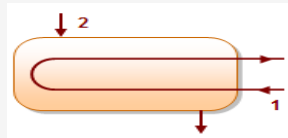
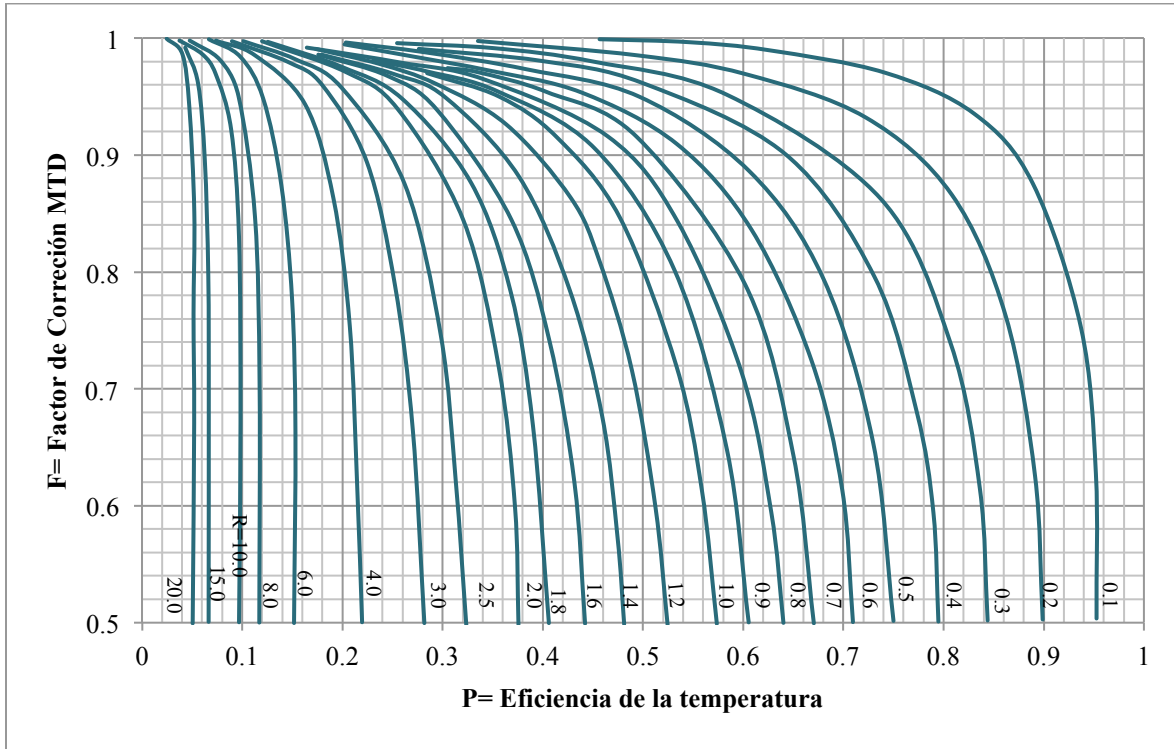
En el ejemplo 1, observe que la configuración de AES requiere aproximadamente un 7% más de área que un tipo de placa de tubos fijos de contraflujo. Esto aumentaría el costo del intercambiador, no solo porque el área es mayor sino también porque la construcción del intercambiador es más compleja. ¿Cuál es el beneficio de compensación de esta configuración? - haz de tubos extraíble para limpieza y una placa de tubos flotante para menos estrés debido a la expansión de temperatura diferencial.

**9.2.1 Ejemplo 1.** El intercambiador en el ejemplo 1 del capítulo 8 es en realidad un intercambiador tipo AES con pases de cuatro tubos y un pase de carcasa. Vuelva a calcular  $\Delta T_m$  y  $A$ , usando la figura 70. El petróleo crudo está en el lado del tubo del intercambiador.

$$\left. \begin{aligned} P &= \frac{62-84}{38-84} = 0.48 \\ R &= \frac{38-52}{62-84} = 0.64 \end{aligned} \right\} \text{De la figura } F \approx 0.93$$

$$\Delta T_{m_{corr}} = (0.93)(27.8^\circ C) = 25.9^\circ C \text{ usa } 26^\circ C$$

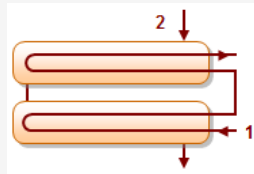
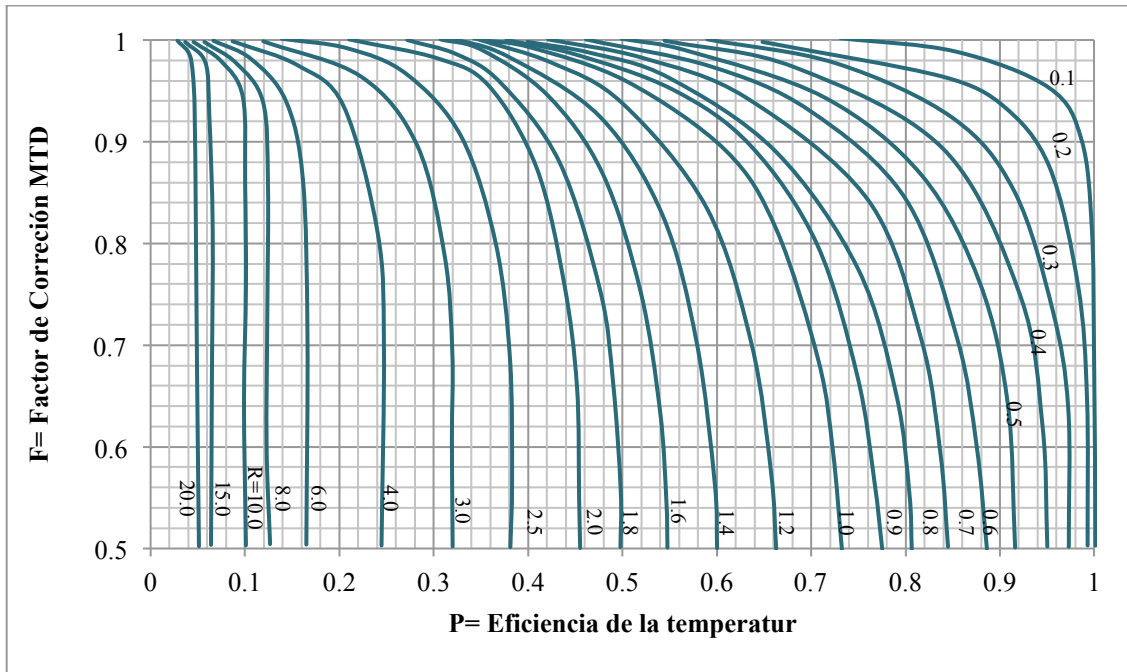
$$A = \frac{Q}{U\Delta T_m} = \frac{3110000}{(330)(26)} = 362m^2$$



$$P1 = (T2 - T1) / (t1 - T1)$$

$$R1 = (t1 - t2) / (T2 - T1)$$

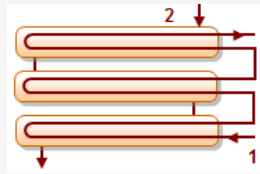
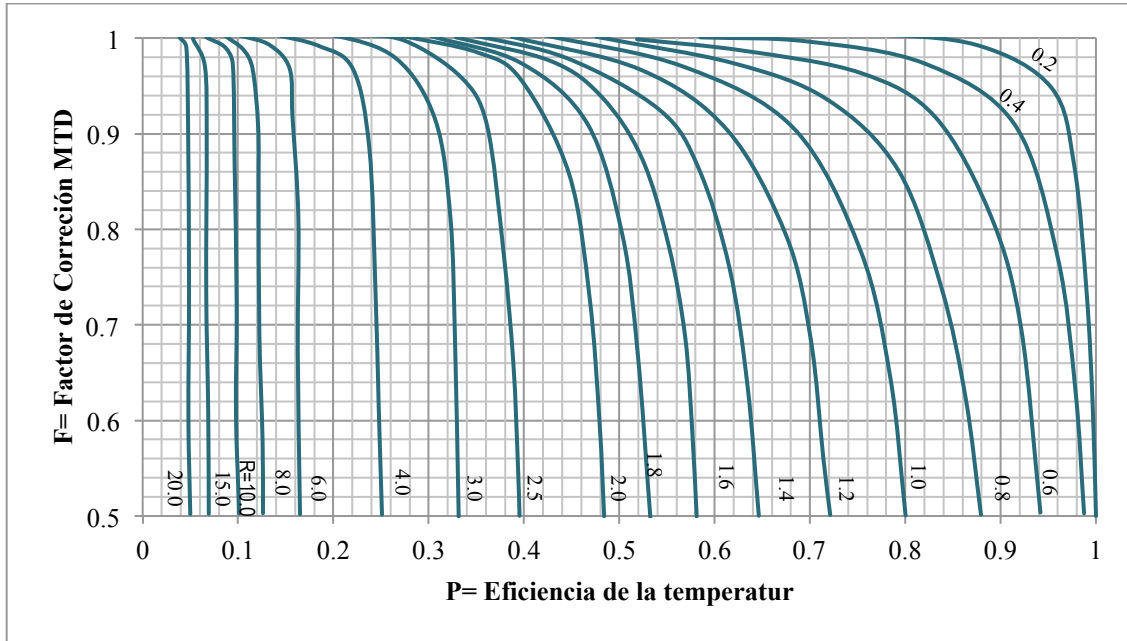
Figura 107. Factor de corrección MTD 1 pase de coraza, 2 o más pases de tubo



$$R1 = (t1 - t2) / (T2 - T1)$$

$$P1 = (T2 - T1) / (t1 - T1)$$

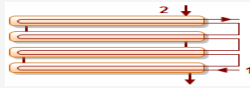
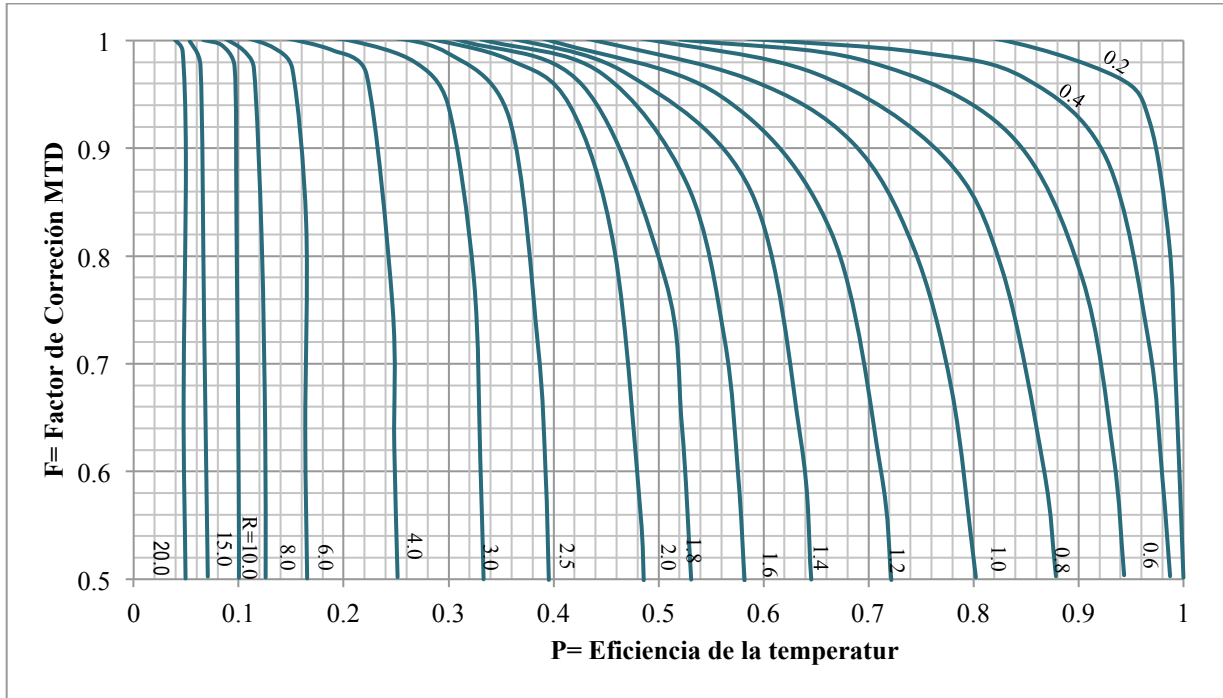
Figura 108. Factor de corrección de MTD 2 pases de coraza, 4 o más pases de tubo



$$R1 = (t1 - t2) / (T2 - T1)$$

$$P1 = (T2 - T1) / (t1 - T1)$$

Figura 109. Factor de corrección de MTD 3 pases de coraza, 6 o más pases de tubo



$$R1 = (t1 - t2) / (T2 - T1)$$

$$P1 = (T2 - T1) / (t1 - T1)$$

Figura 110. Factor de corrección de MTD 4 pases de coraza, 8 o más pases de tubo

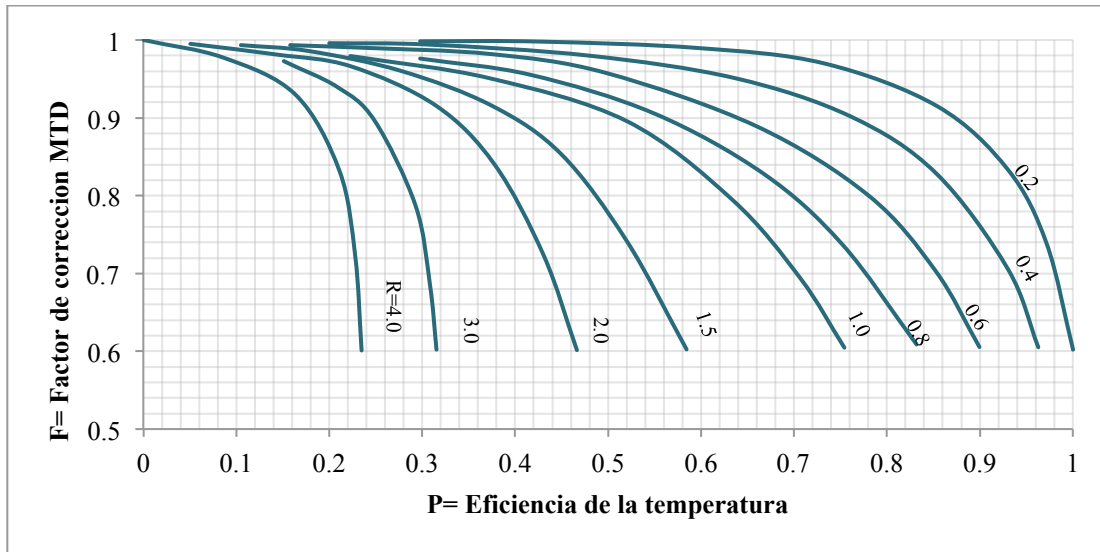


Figura 111. Factor de corrección de MTD (1 paso, tubo de 1 o más filas paralelas)

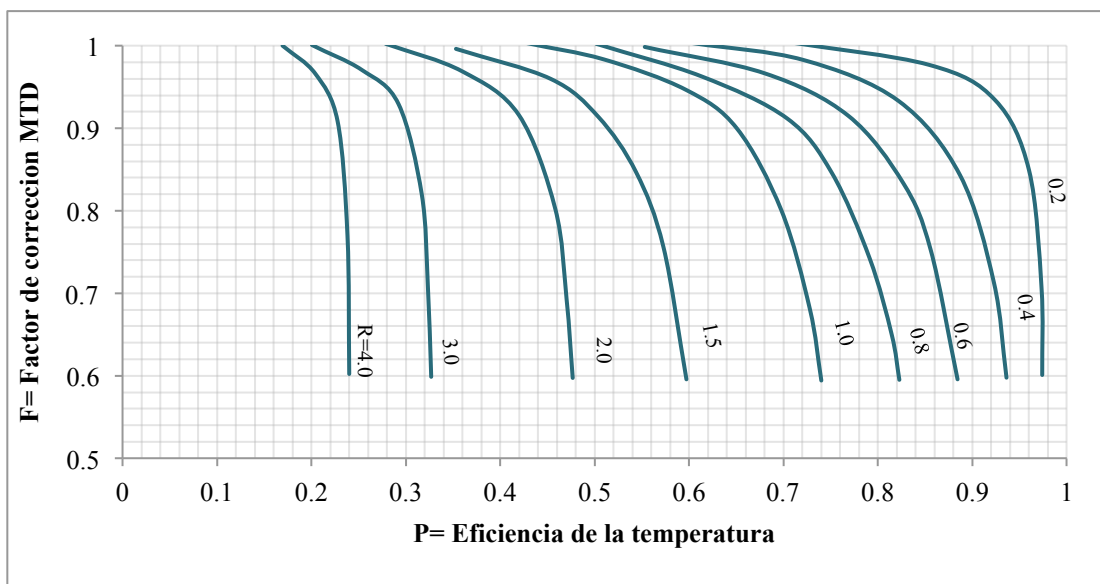


Figura 112. Factor de corrección de MTD (2 pasadas, 2 filas de tubos: para más de 2 pasadas use  $F = 1.0$ )

¿Qué pasa con una configuración que emplea dos pases de carcasa y cuatro o más pases de tubo? Esta configuración es en realidad dos intercambiadores en serie. El factor de corrección para esta configuración es esencialmente 1.0. Esto resultaría en menos área de superficie, pero probablemente sería más costoso debido a la construcción de dos capas de intercambiador en lugar de una.

### 9.3 Colocación de fluidos

Obviamente, esto afecta el valor de  $F$  en el cálculo de LMTD. Pero, la consideración principal puede ser el carácter del fluido mismo. Las siguientes pautas generales son útiles.

#### A. lado de la carcasa

1. Fluido viscoso para aumentar (generalmente) el valor de " $U$ "
2. Fluido que tiene el caudal más bajo
3. Fluido de condensación o ebullición

#### B. lado del tubo

1. Fluidos tóxicos y letales para minimizar las fugas.
2. Fluidos corrosivos.
3. Fluidos contaminantes; El aumento de la velocidad minimiza las incrustaciones, pero mejora la erosión.
4. Fluidos de alta temperatura que requieren materiales de aleación

5. Fluidos de alta presión para minimizar el costo
6. Fluido para el cual la caída de presión es más crítica

Estas no son consideraciones mutuamente excluyentes. Deben establecerse algunas prioridades, son necesarios algunos compromisos. Por ejemplo, se puede condensar en el lado del tubo cuando se requiere una metalurgia especial. En este caso, los tubos verticales pueden ser una mejor opción que los tubos horizontales.

En algunos casos se requiere una serie de intercambiadores (tren). Luego, se debe dividir el servicio de transferencia de calor total para optimizar el número y el tamaño de cada unidad.

Factores que rigen las pruebas, la resolución de problemas, etc.

#### 9.4 Estimación del diseño Mecánico

Como parte de las funciones de planificación temprana, puede ser conveniente estimar el tamaño físico del intercambiador de carcasa y tubo que se está considerando. La figura 80 proporciona un método fácil para lograr esto. La ecuación para usar con esta figura es:

$$A = A_o F_1 F_2 F_3 \quad (9.9)$$

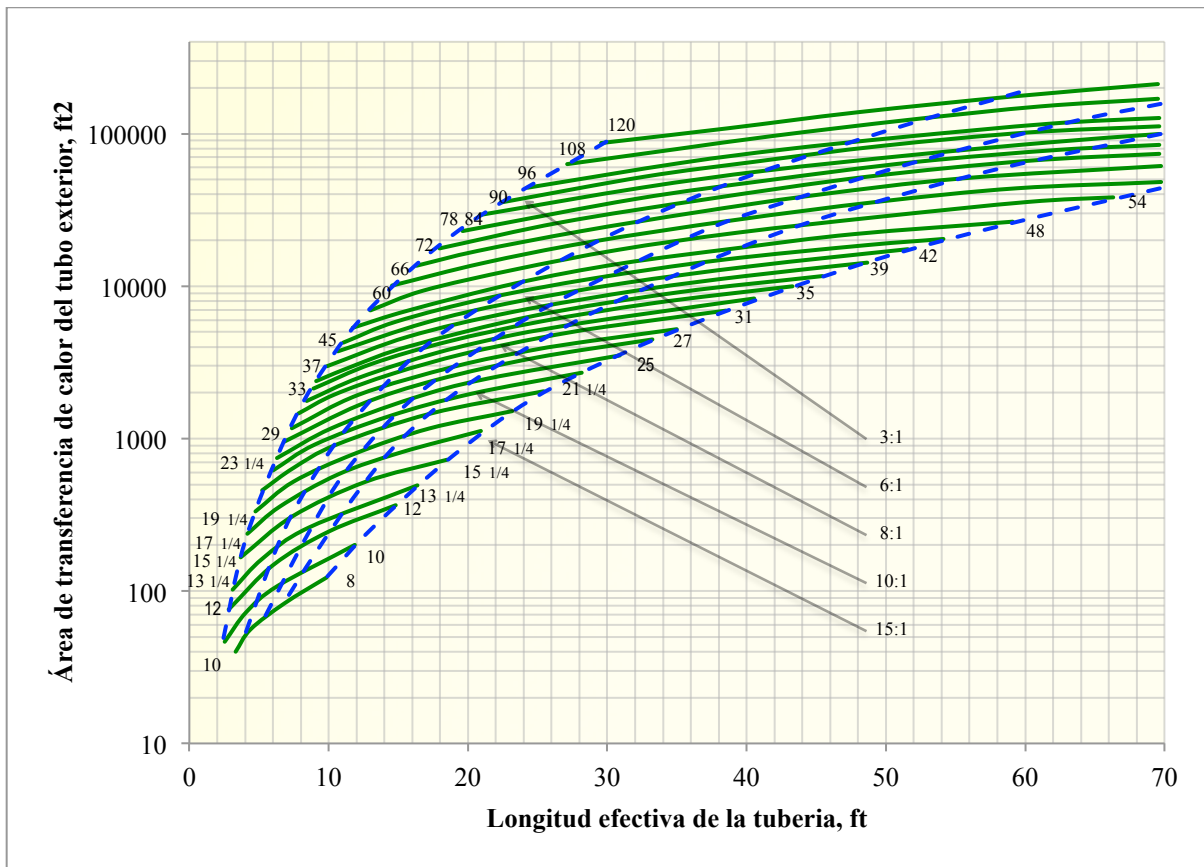
Donde:  $A =$  área en ordenada izquierda de la figura

$A_o =$  área calculada a partir de la ecuación de transferencia de calor

$F_1 F_2 F_3 =$  factores de corrección mostrados en la figura 65

$F_1$ ,  $F_2$  y  $F_3$  son iguales a uno para tubos de  $3/4$  in en un paso triangular de  $15/16$  in, una pasada de tubo y un cambiador de láminas de tubo fijo, respectivamente.

Para un valor dado de  $A$ , son adecuadas varias combinaciones de diámetro / longitud. Deberían verificarse las velocidades de los fluidos. Las relaciones  $L / D$  inferiores a 3: 1 pueden sufrir una mala distribución del fluido. Las relaciones en el rango 6: 1-10: 1 generalmente son un buen compromiso. Estas relaciones  $L / D$  se muestran como líneas discontinuas en la figura 87.



$F_1$  para varios diámetros y diseños de tubos

F1 para varios diámetros y diseños de tubos			
Tubo OD, in	Paso del tubo, in	Diseño	F1
5/8	13/16	Triangular	0.90
5/8	13/16	Cuadrada, rombo	1.04
3/4	15/16	Triangular	1.00
3/4	15/16	Cuadrada, rombo	1.16
3/4	1	Triangular	1.14
3/4	1	Cuadrada, rombo	1.31
1	1 1/4	Triangular	1.34
1	1 1/4	Cuadrada, rombo	1.54

F2 para varios números de pasos del tubo				
Diámetro interno de la coraza, in	Numero de pasos del tubo			
	2	4	6	8
Mas de 12	1.20	1.40	1.80	--
13 1/4 a 17 1/4	1.06	1.18	1.25	1.50
19 1/4 a 23 1/4	1.04	1.14	1.19	1.35
25 a 33	1.03	1.12	1.16	1.20
35 a 45	1.02	1.08	1.12	1.16
48 a 60	1.02	1.05	1.08	1.12

Dado que los paquetes de tubos en U siempre deben tener al menos dos pasadas, el uso de esta tabla es esencial para la estimación del paquete de tubos en U. La mayoría de los paquetes de cabeza flotante también requieren un número par de pases.

F3 para varias construcciones de haz de tubos					
Tipos de construcciones de haz de tubos	Diámetro interno de la coraza, in				
	Mas de 12	13 a 21	23 a 35	37 a 48	Mas de 48
Anillo de respaldo dividido (TEMA S)	1.30	1.15	1.09	1.06	1.04
Cabeza flotante empaquetada en el exterior (TEMA P)	1.30	1.15	1.09	1.06	1.04
Tubo U (Tema U)	1.12	1.08	1.03	1.01	1.01
Cabezal flotante extraible (TEMA T)	--	1.40	1.25	1.18	1.15

Dado que los paquetes de tubos en U siempre deben tener al menos dos lados de tubo, es esencial usar también la tabla anterior para esta configuración

Figura 113. Estimación del tamaño de un intercambiador de tubos y coraza

## 9.5 Intercambiadores compactos

**9.5.1 Intercambiadores de placas y marcos.** En su caso, el intercambiador de placas y marcos (PHE) se ha convertido en una alternativa viable para el intercambio de calor. En muchos servicios; es más ligero, más compacto, menos costoso y ofrece un mejor rendimiento general que los tipos más tradicionales. Es muy competitivo en muchos servicios de aplicaciones fronterizas y off-shore. En alta mar, el uso de intercambiadores de placas para el enfriamiento del agua de mar se ha vuelto casi universal.

La figura 81 resume algunas características básicas de este intercambiador. La parte (a) muestra la construcción básica. Una serie de placas de metal corrugado y prensado se sujetan entre sí y se mantienen en su lugar mediante pernos a través del extremo plateado y una placa de presión. Cada una de estas placas tiene juntas para evitar fugas. Hay cuatro canales de flujo en cada placa que se pueden borrar o combinar de diferentes maneras para formar diferentes patrones de flujo. Un intercambiador de placas ensamblado se muestra en (b) de la figura 66. En (c) se muestran placas con ranuras tipo chevron. Una placa de ángulo de chevron bajo a la izquierda se llama placa de theta ( $\theta$ ) alta; un ángulo alto es una placa theta baja. Diferentes fabricantes utilizan diferentes corrugados o patrones en relieve de ventaja competitiva.

También se muestra en la parte (c) de la figura 81 el hecho de que las placas se pueden mezclar y combinar para proporcionar una transferencia de calor más eficiente. Uno de los "trucos" del oficio es proporcionar la mejor combinación. Recuerde, las placas de transferencia de calor están ranuradas en ambos lados. Como las placas son simétricas, la dirección de las ranuras y su ángulo pueden invertirse en placas alternativas.

El término theta se define en la ecuación 6.10 más adelante en esta sección. Es una medida de la efectividad de la transferencia de calor. Como en todo intercambio de calor, la efectividad se adquiere con la caída de presión. Una placa theta alta tiene una mayor caída de presión (y coeficiente de transferencia de calor) que una placa theta baja.

La idea básica es formar una serie de canales de flujo entrelazados que produzcan alta velocidad. El contacto metal con metal también ayuda a la rigidez de la placa. Se puede usar cualquier metal que se pueda trabajar en frío. El titanio es un material de placa común para el enfriamiento del agua de mar. Aceros inoxidables, Monel, níquel, Incoloy, etc., también se utilizan en algunos servicios.

El tamaño y el grosor de las placas dependen del metal utilizado, la presión del sistema y las especificaciones del proceso. La deflexión de presión debe limitarse para evitar fugas.

El grosor de la placa varía de  $1/50$ - $1/8$  in con un espacio promedio entre placas de  $1/16$ - $1/5$  in. La mayoría de las placas tienen una superficie inferior a  $16 \text{ ft}^2$ . La limitación de presión es obvia. Una presión de aproximadamente 290 psia es un máximo típico, aunque se ha usado una presión ligeramente más alta. Donde sea posible, se prefiere una presión máxima de aproximadamente 150 psia.

La temperatura está limitada por la metalurgia y los materiales de la junta. Algunas instalaciones funcionan hasta aproximadamente  $480^\circ\text{F}$ . Pero, la utilidad del intercambiador de placas disminuye rápidamente por encima de  $300^\circ\text{F}$ .

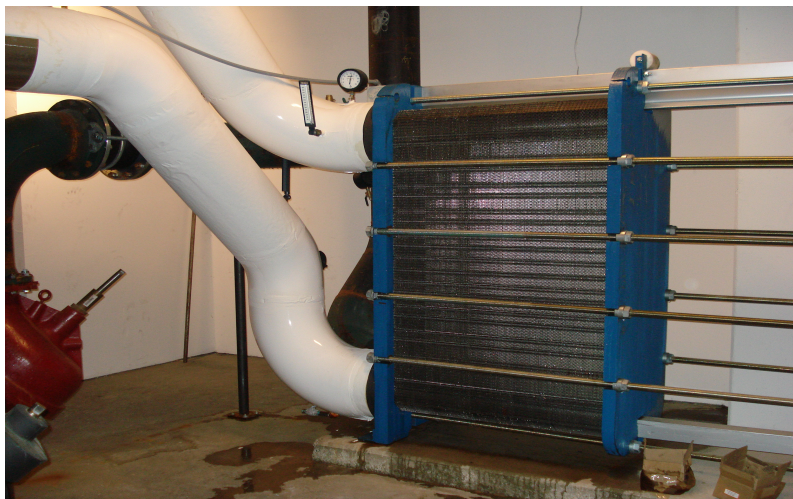
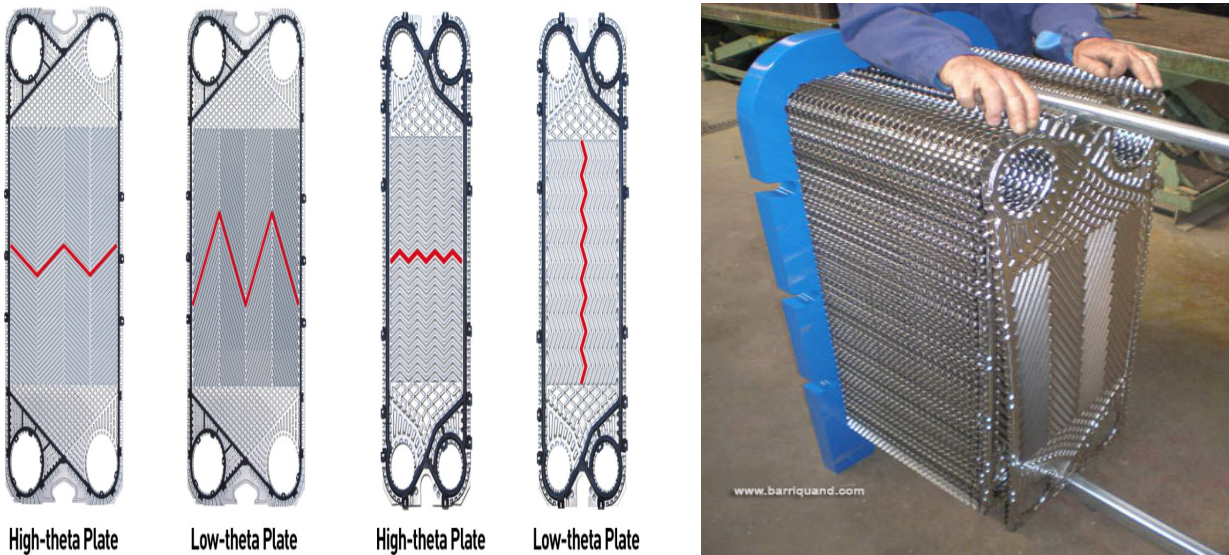


Figura 114. Características generales de un intercambiador de platos. Adaptada de Flowgasket.

Disponible en: <https://flowgasket.com/productos/importancia-de-los-empaques-en-un-intercambiador-de-calor-a-placas/>, Scambio Térmico. Disponible en:

<http://heatexchan.blogspot.com/2017/02/thermal-length-in-plate-heat-exchangers.html>, DH.

Disponible en: <http://www.dh.co.kr/plate-type-heat-exchanger/?ckattempt=1> y Youtube.

Disponible en: <https://www.youtube.com/watch?v=Jv5p7o-7Pms>

**9.5.2 El factor Theta.** Este factor también se llama NTU (número de unidades de transferencia). Este theta puede expresarse en términos del deber requerido del cambio de entalpía de uno o ambos fluidos. Se debe usar un conjunto consistente de unidades para hacer de theta un número adimensional. El área total es el doble del área de un lado de las placas térmicas. Las placas finales no están involucradas en la transferencia de calor.

$$\theta = \frac{t_i - t_o}{\Delta T_m} = \frac{UA}{mC_p} \quad (9.10)$$

Donde:  $t_i$  = temperatura de entrada del fluido al canal

$t_o$  = temperatura de salida del fluido al canal

$U$  = coeficiente global de transferencia de calor

$A$  = área total de placas térmicas

$m$  = caudal másico de fluido por hora

$C_p$  = calor específico del fluido

**9.5.3 Determinación de LMTD.** LMTD se determina de la misma manera que antes, la única diferencia está en " $F$ ". La figura de la derecha es una correlación aproximada para  $F$  en intercambiadores de placas.

Para un número igual de pasadas en los fluidos calientes y fríos y para un bajo NTU (u  $\theta$ ),  $F$  se acerca a uno. Un número desigual de pasadas generalmente ocurre solo cuando los dos fluidos

involucrados tienen caudales muy diferentes. Cuando se requiere un número diferente de pasadas, el intercambiador de placas puede no ser la mejor opción.

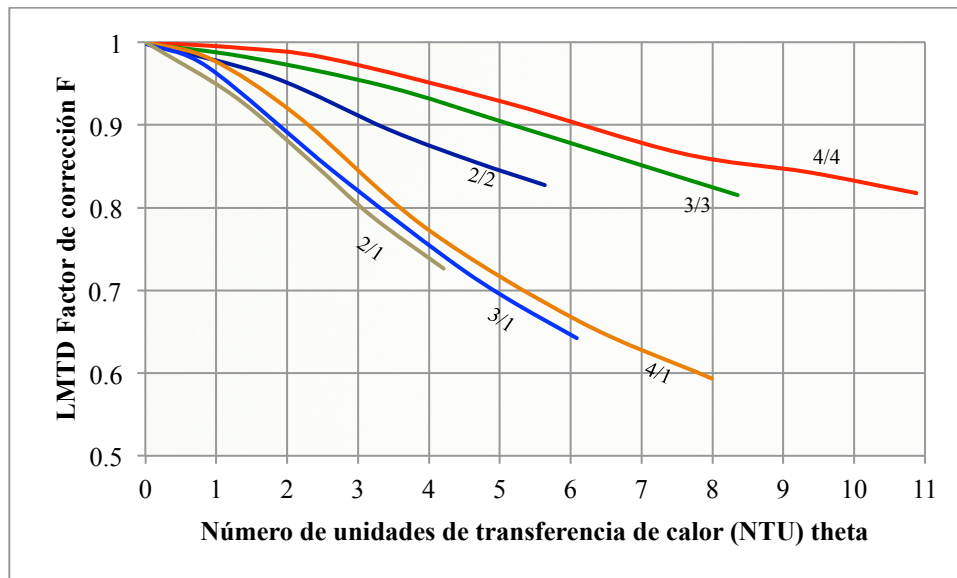


Figura 115. Correlación para F en intercambiador de platos

**9.5.4 Coeficientes de transferencia de calor.** Los coeficientes de película usan lo mismo que en la ecuación 6.5 Pueden ser estimados por las ecuaciones:

Para flujo turbulento:

$$h = A \left( \frac{k}{d_e} \right) \left( \frac{d_e w}{\mu} \right)^{0.65} \left( \frac{C_p \mu}{k} \right)^{0.4} \quad (9.11)$$

Para flujo laminar

$$h = A' C_p w \left( \frac{d_e w}{\mu} \right)^{-0.62} \left( \frac{C_p \mu}{k} \right)^{-0.67} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (9.12)$$

Donde:	$k =$	conductividad térmica	$Btu/hr - ft - ^\circ F$
	$d_e =$	$(4Wb)(2W + 2b)$	$ft$
	$W =$	ancho de placa	$ft$
	$w =$	flujo másico	$lbm / (hr - ft^2)$
	$\mu =$	viscosidad del flujo	$lbm / (ft - hr)$
	$C_p =$	calor específico	$Btu / (lbm - ^\circ F)$
	$\mu_w =$	viscosidad del fluido en la pared	$lbm / (ft - hr)$
	$A =$	constante de proporcionalidad	0.2356
	$A' =$	constante de proporcionalidad	0.742
	$h =$	coeficiente del filme	$Btu / (hr - ft^2 - ^\circ F)$
	$b =$	distancia media entre placas	$ft$

El coeficiente global de transferencia de calor es

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_1} + \frac{1}{k_w} + \frac{1}{h_2} + F_r \quad (9.13)$$

Que es lo mismo que en la ecuación 9.13. Para una placa plana, todas las áreas de superficie de transferencia de calor son iguales y se cancelan.

Se puede calcular utilizando la ecuación 8.3. Jackson y Troup han desarrollado un enfoque alternativo diseñado principalmente para el uso de la computadora. Se basa en  $\theta$  y no utiliza la ecuación LMTD. Se deben obtener resultados comparables.

**9.5.5 Caída de presión.** La caída de presión depende del diseño de la placa, la disposición y el patrón de flujo. Se recomienda hacer referencia a las especificaciones del fabricante. La caída de presión es aproximadamente la misma (o menor que) en un intercambiador de tubos y coraza de servicio comparable.

**9.5.6 Corrosión / Ensuciamiento.** En general, el ensuciamiento se minimiza por la alta velocidad y una superficie limpia. Por lo tanto, un intercambiador de placas tendrá menos tendencia a las incrustaciones que uno de tubos y corazas. Como las placas son delgadas, los estándares de corrosión son críticos.

Una tasa de corrosión de más de 2 mils por año sería inaceptable en la mayoría de los casos. Debido a consideraciones de erosión / corrosión, la elección de la metalurgia es más crítica en los intercambiadores tubulares de placa a placa.

**9.5.7 Consideraciones Generales.** Hay que comparar todos los factores para elegir el intercambiador de calor adecuado. Dentro de su rango de aplicabilidad, el intercambiador de placas es con frecuencia menos costoso que el tubular, particularmente donde se necesita una construcción de aleación. A continuación se muestra una comparación basada en el enfriador de

petróleo crudo del ejemplo 1 de la sección 8. Observe la mejora material para el intercambiador de placas. Aunque costaba el doble del área unitaria, solo tenía aproximadamente 1/6 del área del tubular. Terminó siendo más pequeño, más ligero y menos costoso.

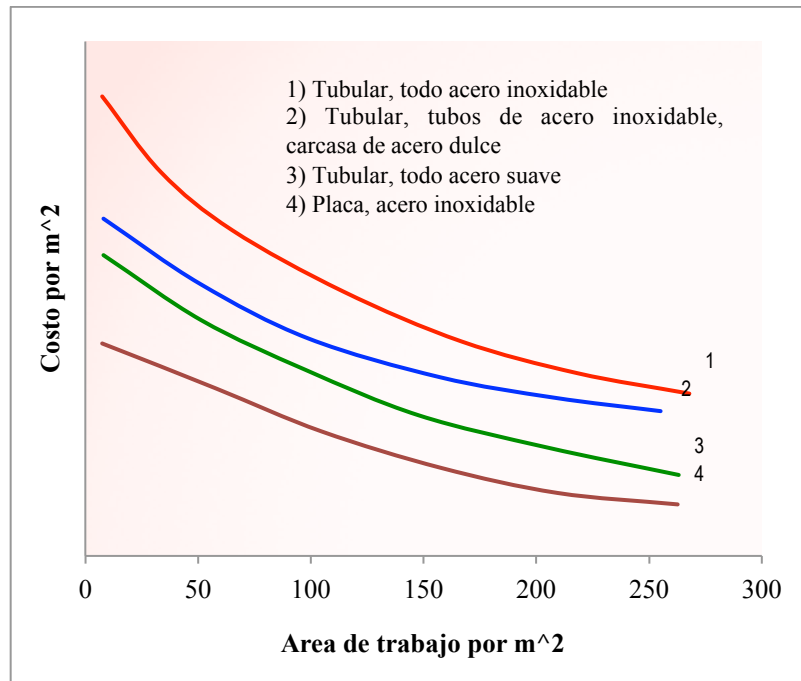


Figura 116. Relación costo por área de trabajo metro cuadrado en intercambiador de platos

Tabla 21.

Comparación entre intercambiar de tubos y carcasa con uno de platos

	<b>Tubos y Corazas</b>	<b>Intercambiador de platos</b>
Presión de diseño	100 psi/250°F	1000 psi/ 250 °F
Pasos	Un lado de la carcasa / cuatro tubos	uno/uno
"U" global	58 Btu/hr-ft <sup>2</sup> -°F	336 Btu/hr-ft <sup>2</sup> -°F
Superficie requerida	3940 ft <sup>2</sup>	635 ft <sup>2</sup>

Tabla 21. (Continuación)

	<b>Tubos y Corazas</b>	<b>Intercambiador de platos</b>
Materiales	todo acero al carbono	Estructura de acero al carbono / placas de acero inoxidable 316
Caida de Presión	Lado caliente: 21 psi	Lado caliente: 9.7 psi
	Lado frio: 5 psi	Lado frio: 8.2 psi
Tamaño	3 ft de diametro/ 24 ft de longitud	5 ft de longitud/ 3 ft de grosor
Peso	23800 lbm	3837 lbm
Espacio requerido	4 ft x 60 ft	5 ft x 6 ft
Costo/ft <sup>2</sup>	\$10.60	\$21.42
Precio cotizado	\$ 41,70	\$ 13,61

A pesar de poseer muchas características favorables, el intercambiador de placas no es una opción automática. Con alta presión como y / o fluido de condensación o ebullición, el tubular puede ser superior incluso en el rango  $P$  y  $T$  del tipo de placa.

## 9.6 Intercambiadores de aluminio brazado

**9.6.1 Intercambiadores de aletas de placa.** Los intercambiadores de calor de aleta de placa de aluminio soldado (BAHX) se utilizan con frecuencia en el servicio de procesamiento de gas a baja temperatura. A menudo se instalan en una "caja fría", se pueden diseñar para manejar hasta 10 fluidos en un solo intercambiador y pueden funcionar a temperaturas tan bajas como  $-425^{\circ}F$ .



El intercambiador de calor, a veces denominado "núcleo". Cada paso de fluido en un núcleo tiene la apariencia de una sección de la pared de una caja de cartón. Los paneles interior y exterior representan las hojas de separación y las corrugaciones representan las aletas. El número de capas, el tipo de aletas, la disposición de apilamiento y la circulación de la corriente variarán según los requisitos de la aplicación. A continuación se muestra un intercambiador típico de aletas de placa.



Figura 118. Intercambiador de aluminio brasado. Adaptada de Chart Industries. Disponible en: <http://www.chartindustries.com/Energy/Brazed-Aluminum-Heat-Exchangers>

La configuración de fluido puede ser contracorriente, flujo cruzado y circuito de contracorriente. Se pueden lograr aproximaciones de temperatura de  $3\text{ }^{\circ}F$  en fluidos monofásicos y  $5\text{ }^{\circ}F$  en fluidos bifásicos. A menudo, se emplean diferencias de temperatura media corregidas de  $5\text{-}10\text{ }^{\circ}F$  en aplicaciones de intercambiador de calor de aluminio soldado.

Los intercambiadores de calor de aluminio soldado son compactos y livianos. Un intercambiador de calor de aluminio soldado de alta presión típico con una presión de diseño de 600-1400 psig proporcionará  $300\text{-}400\text{ }ft^2/ft^3$  de área de transferencia de calor por volumen del intercambiador. Esto es de seis a ocho veces la densidad de la superficie de intercambiadores compactos de carcasa y tubo. Además, un intercambiador de calor de aluminio soldado de alta presión típico tendrá una densidad de  $75\text{-}90\text{ }lbm/ft^3$  versus  $250\text{ }lbm/ft^3$  para intercambiadores compactos de carcasa y tubo. El efecto neto de estas diferencias es que un intercambiador de calor de aluminio soldado proporcionará aproximadamente 25 veces más superficie por peso de equipo que los intercambiadores compactos de carcasa y tubo. Esta disminución en el peso y el volumen del intercambiador reduce la base, el soporte, el plano del terreno y los requisitos de aislamiento.

Los intercambiadores de calor de aluminio soldado están diseñados y fabricados para cumplir con el Código de calderas y recipientes a presión "ASME", "Sección VIII, División I u otras normas aplicables. Las aleaciones de aluminio utilizadas cumplen con la Sección II de ASME, Parte B, "Materiales no ferrosos", o los requisitos de la autoridad de código especificada.

La aleación de aluminio 3003 se usa generalmente para las hojas de separación, las aletas corrugadas y las barras que forman el bloque de intercambiador de calor rectangular. Estas partes se unen metalúrgicamente mediante un proceso de soldadura fuerte a temperaturas de

aproximadamente  $1100^{\circ}F$ . La aleación de soldadura fuerte es un metal de aluminio y silicio y se proporciona sobre o con las hojas de separación.

Los intercambiadores de calor de aluminio soldado deben usarse con fluidos limpios, ya que son más susceptibles de obstrucción que otros tipos de equipos de intercambiadores de calor; sin embargo, los filtros o filtros adecuados evitarán la contaminación del intercambiador de calor. El aluminio soldado no debe usarse con fluidos que sean corrosivos para el aluminio. El mercurio y la soda cáustica son extremadamente corrosivos para el aluminio y no deben introducirse en el intercambiador. El sulfuro de hidrógeno y el dióxido de carbono no son un problema de corrosión en las corrientes con temperaturas del punto de rocío del agua por debajo de la temperatura final fría del intercambiador.

El diseño de intercambiadores de aletas de placa no es una rutina, particularmente cuando hay corrientes de dos fases. Se deben desarrollar curvas de enfriamiento y calentamiento ( $T$  vs  $Q$ ) para cada fluido presente. El intercambiador de calor se divide en "zonas" donde las curvas de enfriamiento y calentamiento son esencialmente lineales. Los LMTD corregidos y los coeficientes de transferencia de calor se determinan para cada zona y el área de la zona se calcula a partir de la ecuación 8.2. Las áreas de cada "zona" se suman para dar el área de intercambio total.

La fuga de calor en el intercambiador de calor criogénico es otro factor que afectará la curva de enfriamiento. Actúa como un flujo de calor no deseado en los fluidos de intercambio de calor y reducirá la LMTD efectiva. Para intercambiadores bien aislados, la fuga de calor normalmente tiene un efecto insignificante en el LMTD. Sin embargo, la cantidad de fuga de calor siempre debe verificarse y combinarse como otra corriente tibia en la curva de enfriamiento para determinar su efecto en el LMTD.

El Figura 29 muestra una aplicación BAHX en un simple proceso de refrigeración mecánica. El gas de entrada se enfría por intercambio de calor con el gas procesado en frío, el separador frío, el líquido y el refrigerante de propano. Toda la superficie del intercambiador está contenida en una unidad, pero en realidad hay tres servicios de intercambiador separados: gas-gas, gas-líquido y gas-refrigerante. Las curvas de enfriamiento (calefacción) para estos servicios se muestran en la figura 119.

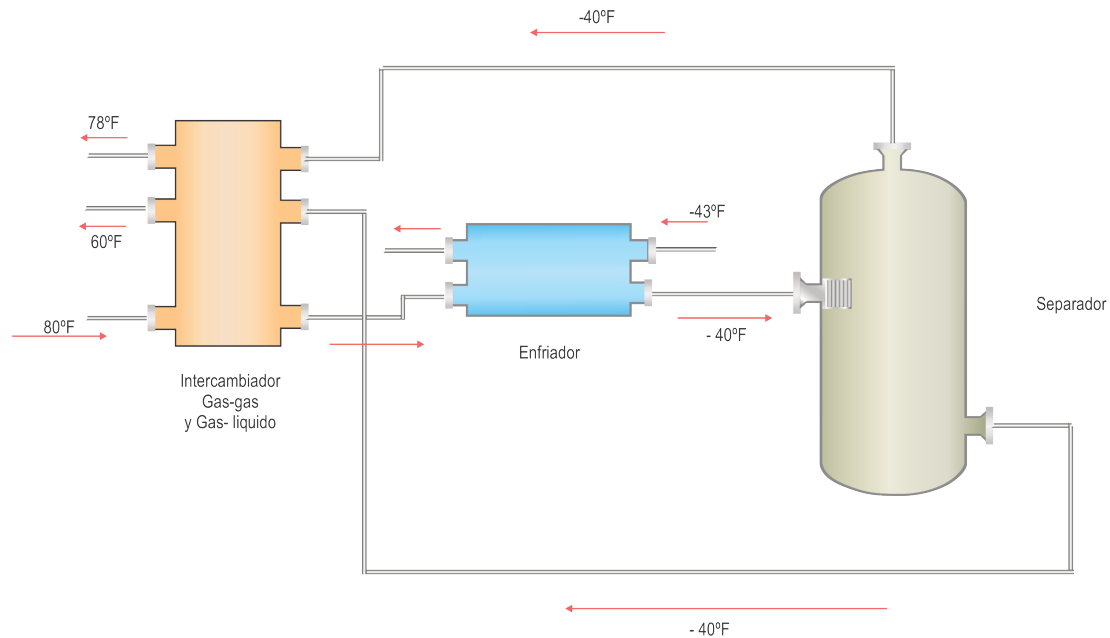


Figura 119. Aplicación BAHX en un servicio de refrigeración mecánica

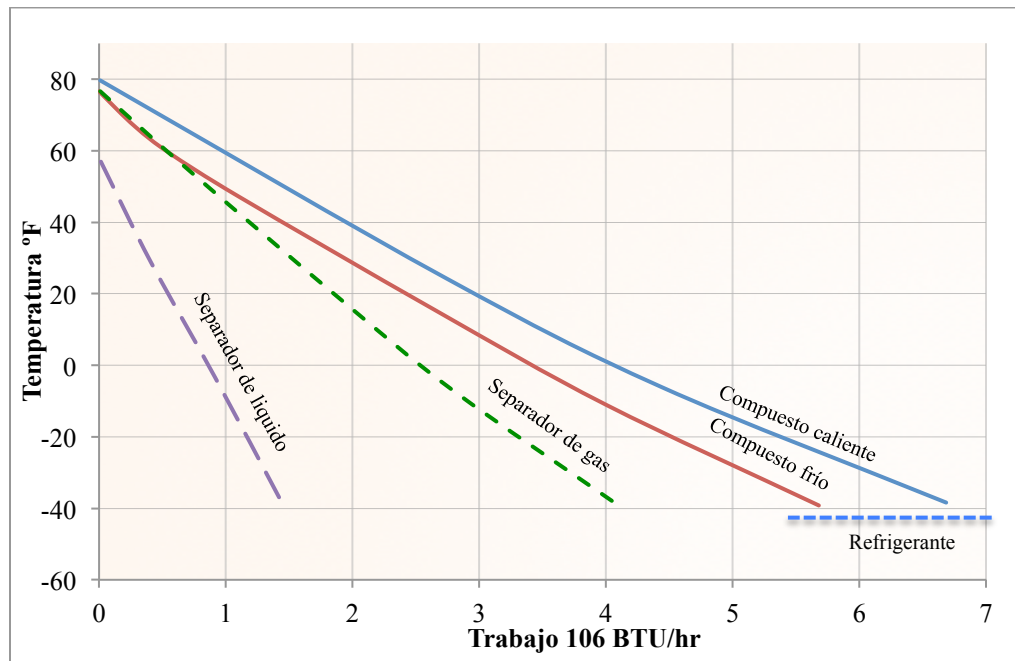


Figura 120. Curvas de Enfriamiento/Calentamiento para BAHX en Figura 29

Para fines de dimensionamiento del intercambiador, las curvas de calentamiento para el separador frío de líquido y gas se combinan y el resultado es la curva de "compuesto caliente" en el Figura 29. El  $\Delta T_m$  y el área se calculan para esta sección del intercambiador utilizando la curva de enfriamiento del gas de alimentación (compuesto frío) y la curva compuesta caliente. El resto del intercambiador es para el servicio de alimentación de gas refrigerante propano.

La configuración del intercambiador se muestra en el Figura 30. Aproximadamente el 15% del área del intercambiador se asigna al servicio de enfriadores, el resto al intercambio de gas-gas y gas-líquido. La longitud total del intercambiador es de 21 *ft* , ancho de 25 *in* y altura de 23.3 *in* . Los requisitos de espacio y peso para el intercambiador de tubos y coraza (se requieren 3) serían significativamente mayores que esto. El peso del intercambiador BAHX (vacío) es de aproximadamente 8800 *lbm* .

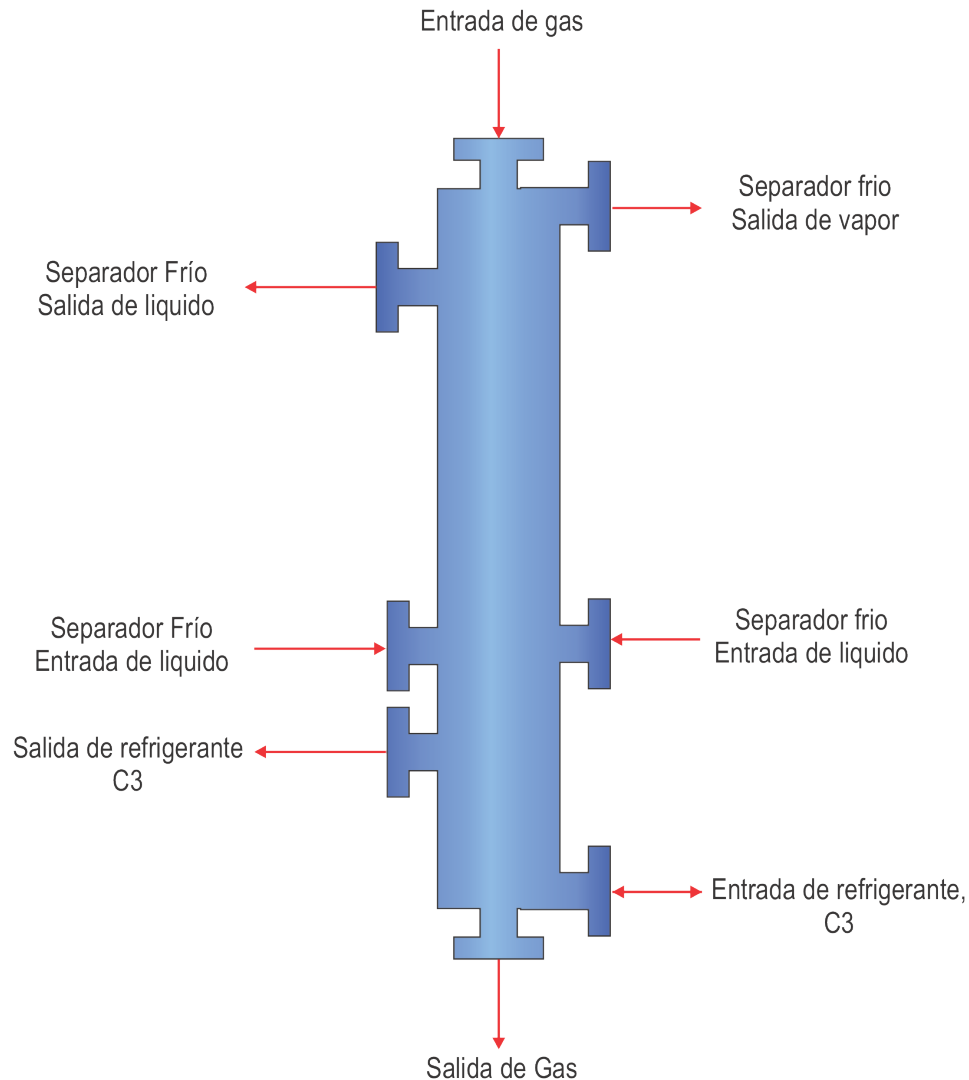


Figura 121. Orientación de la boquilla para BAHX en Figura 29

### 9.7 Intercambiadores de calor de circuito impreso

Los intercambiadores de circuito impreso (PCHE) se introdujeron en la industria del petróleo y el gas a principios de los años ochenta. Los PCHE se construyen a partir de placas metálicas planas en las que los canales de flujo se han fresado o grabado químicamente. La siguiente figura

muestra una de esas placas. Los patrones de flujo varían según la especificación del intercambiador. Los pasajes son típicamente de 0.04 - 0.08 *in* de profundidad.

Las placas se apilan y se unen por difusión para formar un núcleo intercambiador de calor. Se pueden alojar dos o más fluidos en el núcleo. La unión por difusión es un proceso de soldadura en el que las placas se comprimen juntas y se calientan justo por debajo de la temperatura de fusión del material. En estas condiciones, las placas se fusionan formando un bloque sólido de material que contiene miles de pasos de flujo.

Para completar la construcción del intercambiador, los cabezales y boquillas de fluido se sueldan al núcleo para dirigir los fluidos a los pasos apropiados. Un ejemplo de PCHE se muestra en la figura 122.





**Figura 122. Intercambiador de calor de circuito impreso. Adaptada de Alfalaval. Disponible en: <https://www.alfalaval.com.co/productos-y-soluciones/transferencia-de-calor/intercambiadores-de-calor-de-placas/circuito-impreso-del-intercambiador-de-calor/pche/>**

Debido a que el núcleo del intercambiador es esencialmente un bloque fundido de material, la presión de diseño es muy alta, hasta 7280 psig. El material de construcción es típicamente 316 *L* inoxidable, pero se pueden usar otros materiales.

Las principales ventajas de los PCHE son similares a otros intercambiadores compactos. El tamaño y el peso suelen ser inferiores al 25% de un intercambiador de tubos y coraza comparable. Además, la alta presión de diseño impide la necesidad de alivio de presión en el intercambiador. En aplicaciones en alta mar, el costo de instalación de un PCHE es casi siempre menor que uno de tubos y coraza, particularmente si la coraza y el tubo deben estar contruidos con materiales distintos al acero al carbono. Los PCHE no requieren juntas y no están sujetos a la corrosión inducida por mercurio.

Una desventaja del PCHE son los conductos de flujo estrechos que pueden estar sujetos a un servicio sucio y la imposibilidad de limpiar mecánicamente el intercambiador. Los depósitos, como los hidratos o las parafinas, a menudo se pueden eliminar calentando periódicamente el intercambiador o inyectando un solvente o inhibidor. Los depósitos sólidos pueden eliminarse mediante el soplado hacia atrás o la limpieza química sin conexión. En general, es una práctica estándar instalar un filtro de entrada (apertura de 0.012 *in* ).

Los PCHE están sujetos a fallas debido a fatiga térmica si se operan en un servicio con fluctuaciones de temperatura frecuentes y severas ( $\geq 90^\circ F$  ). Se han producido algunas fallas de estos intercambiadores en aplicaciones de pos-enfriamiento de compresores donde los flujos de gas fluctuantes junto con un control de temperatura inestable condujeron a varios miles de ciclos de variación de temperatura. En aplicaciones donde la diferencia de temperatura en el intercambiador es grande y uno de los caudales varía con frecuencia, es extremadamente importante que el circuito de control de temperatura se ajuste para evitar estos ciclos de fluctuación de temperatura. Además, los PCHE no deben usarse en aplicaciones de encendido / apagado donde existan grandes diferencias de temperatura entre el fluido, por ejemplo, el calentador de regeneración de tamiz molecular.

La fatiga térmica es poco preocupante en aplicaciones de contraflujo de alta eficiencia, tales como intercambiadores de gas-gas y gas-líquido en instalaciones de procesamiento de gas.

## 9.8 Intercambiadores de tubo en tubo

Este tipo de intercambiador puede ser ventajoso para cargas de calor relativamente bajas donde una corriente es un gas o líquido viscoso o para intercambiadores relativamente pequeños

que funcionan a alta presión. La figura 84 muestra varios detalles de un intercambiador que emplea aletas longitudinales.

En este intercambiador, un trozo de tubería sirve como coraza. Dentro hay una sola tubería concéntrica o un grupo de tuberías. Un tipo comercial utilizado comúnmente consiste en una sola unidad de tubo en U que se puede agrupar en serie y en paralelo para satisfacer el trabajo térmico.

Esto es muy eficiente. El costo es competitivo siempre que el área total necesaria para el intercambio de calor no sea demasiado grande. Para áreas muy grandes, el peso y / o el volumen pueden resultar inviables para una aplicación determinada.

La figura 84 también muestra tubos con aletas. Los que se muestran están todos en el exterior de los tubos, pero también se pueden usar en el interior. La forma y el estilo varían ampliamente.

El propósito de la aleta es aumentar el área de la superficie del fluido. El área del tubo desnudo más las aletas se denominan área extendida. Al extender el área con aletas, la resistencia por unidad de calor transferido disminuye. Por lo tanto, las aletas se usan con ese fluido cuyo coeficiente de película es tan bajo que las áreas deben incrementarse para obtener una tasa económica de transferencia de calor.



Adaptada de Graham Hart. Disponible en: [http://www.graham-hart.com/products\\_double\\_pipe\\_heat\\_exchangers.php](http://www.graham-hart.com/products_double_pipe_heat_exchangers.php)

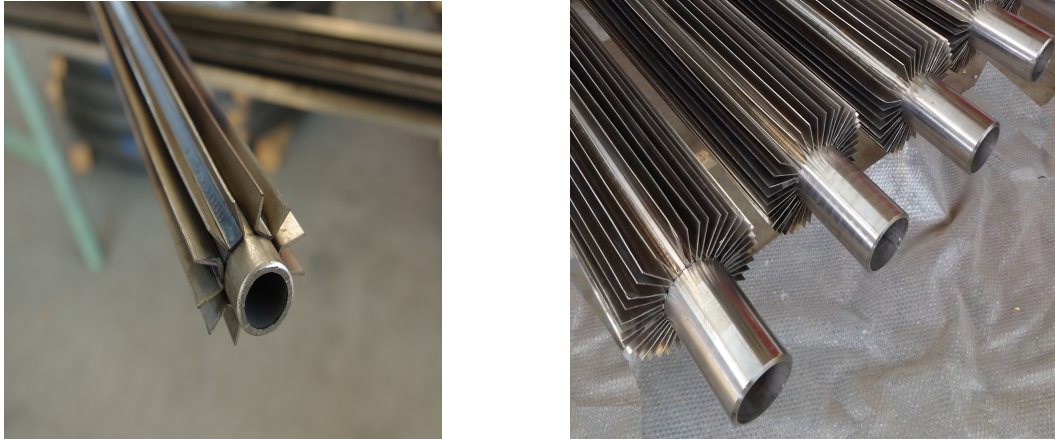


Figura 123. Algunos detalles de tubos con aletas y en intercambiadores tubo a tubo. Adaptada de Sunny Steel. Disponible en: <http://www.sunnysteel.com/what-kinds-of-finned-tubes-are-used-in-air-cooled-heat-exchanger.php>

Las aletas casi siempre se usan con enfriadores aéreos porque los coeficientes de transferencia de la película de aire son bajos. Los tubos con aletas también se pueden usar en todos los demás tipos de intercambiadores de calor. Sin embargo, no deben usarse arbitrariamente. Las aletas aumentan la caída de presión y son difíciles de limpiar de incrustaciones y sólidos que se incrustan en ellas. Con fluidos corrosivos, la corrosión por erosión puede mejorarse debido a problemas de choque y turbulencia. A menos que las aletas estén firmemente unidas, la vibración puede causar la separación mecánica de la aleta del tubo.

El diseño de estas unidades es similar a otros intercambiadores. Los coeficientes de  $Fil$  se calculan a partir de una correlación de números de Nusselt como la ecuación 9.5, a menudo llamada correlación de Seider-Tate.

La velocidad máxima está limitada por la erosión, la vibración y la caída de presión. Se puede estimar la velocidad máxima deseable.

$$v_{\max} = \frac{A}{\rho^{0.5}} \quad 9.14$$

Donde:	$v =$	Velocidad	$ft/sec$
	$\rho =$	Densidad	$lbm/ft^3$
	$A =$	Factor	100

A veces se puede usar una velocidad superior a esta cuando se emplea un material resistente a la erosión con fluido dulce que también está libre de sólidos.

### 9.9 Calentadores indirectos

Existen diferentes configuraciones. El gas de combustión caliente y la llama calientan un líquido intermedio que, a su vez, calienta un fluido que fluye a través de una bobina o una serie de tubos. El líquido intermedio debe ser estable a la presión atmosférica y a la temperatura máxima involucrada. Es típicamente agua, aceite de transferencia de calor o sal eutéctica, dependiendo del nivel de temperatura. Los calentadores indirectos han demostrado ser seguros, confiables y convenientes de usar. Tanto la radiación como la convección están involucradas.



Figura 124. Calentador indirecto. Adaptado de Napeec. Disponible en: <http://www.napeec.com/Napeec%20Brochures/Indirect%20fired%20heater.pdf>

El líquido intermedio transfiere calor entre el tubo de fuego y el fluido que se calienta por convección natural. Esto limita la tasa de flujo de calor por unidad de área. Los calentadores indirectos rara vez se usan para producir temperaturas de salida de fluidos superiores a  $500^{\circ}F$ . El uso principal es calentar petróleo y gas en operaciones de producción donde las cargas de calor no son grandes. Esta configuración también se usa en amina, glicol y estabilizadores de aceite. En estos casos, no hay fluido de transferencia de calor intermedio, el calor se transfiere directamente del tubo de fuego al fluido del proceso.

Para los calentadores de línea de servicio de gas natural (calentadores de baño de agua) los criterios de dimensionamiento típicos son:

Bobina de fluido: "U" general (en servicio)  $44-53 \text{ Btu/hr-ft}^2\text{-}^{\circ}F$

Tubo de fuego: flujo de calor 9000-12000  $Btu/hr - ft^2$

Para una vida máxima del tubo de fuego, se recomienda que el flujo de calor no exceda 9000  $Btu/hr - ft^2$

### 9.10 Calentadores directos

Los calentadores de combustión directa son los intercambiadores de calor donde el calor se libera por la combustión de combustible (generalmente gas natural) dentro de un recinto con aislamiento interno. El calor se transfiere al fluido del proceso que fluye a través del calentador en una serie de tubos. Típicamente, los tubos se instalan a lo largo de las paredes y el techo de la cámara de combustión donde la transferencia de calor se produce principalmente por radiación. La mayoría de los calentadores de hoy también incluyen una sección de banco de tubos separada donde la transferencia de calor es principalmente por convección.

Aunque los tamaños de las tareas de los calentadores a fuego pueden variar desde 500  $MBtu/hr$  hasta 500  $MMBtu/hr$  la gran mayoría de las aplicaciones de calentadores caen entre 10  $MMBtu/hr$  y 100  $MMBtu/hr$ . Las aplicaciones de calentadores a fuego más comunes en aplicaciones de E&P incluyen todavía la parte inferior calentadores en plantas de aceite pobre, calentadores de gas de regeneración en sistemas de deshidratación de desecante seco, calentadores de aceite caliente (u otro fluido de transferencia de calor), calentadores de aceite aguas arriba de las unidades de hidratación de aceite y calderas.

Se emplea una amplia variedad de modelos y configuraciones de calefacción. La elección depende del costo del combustible, la eficiencia térmica, la temperatura deseada, el tamaño de la

carga de calor y el fluido que se calienta. Los Figuras muestran varios tipos de calentadores de combustión directa comúnmente disponibles.

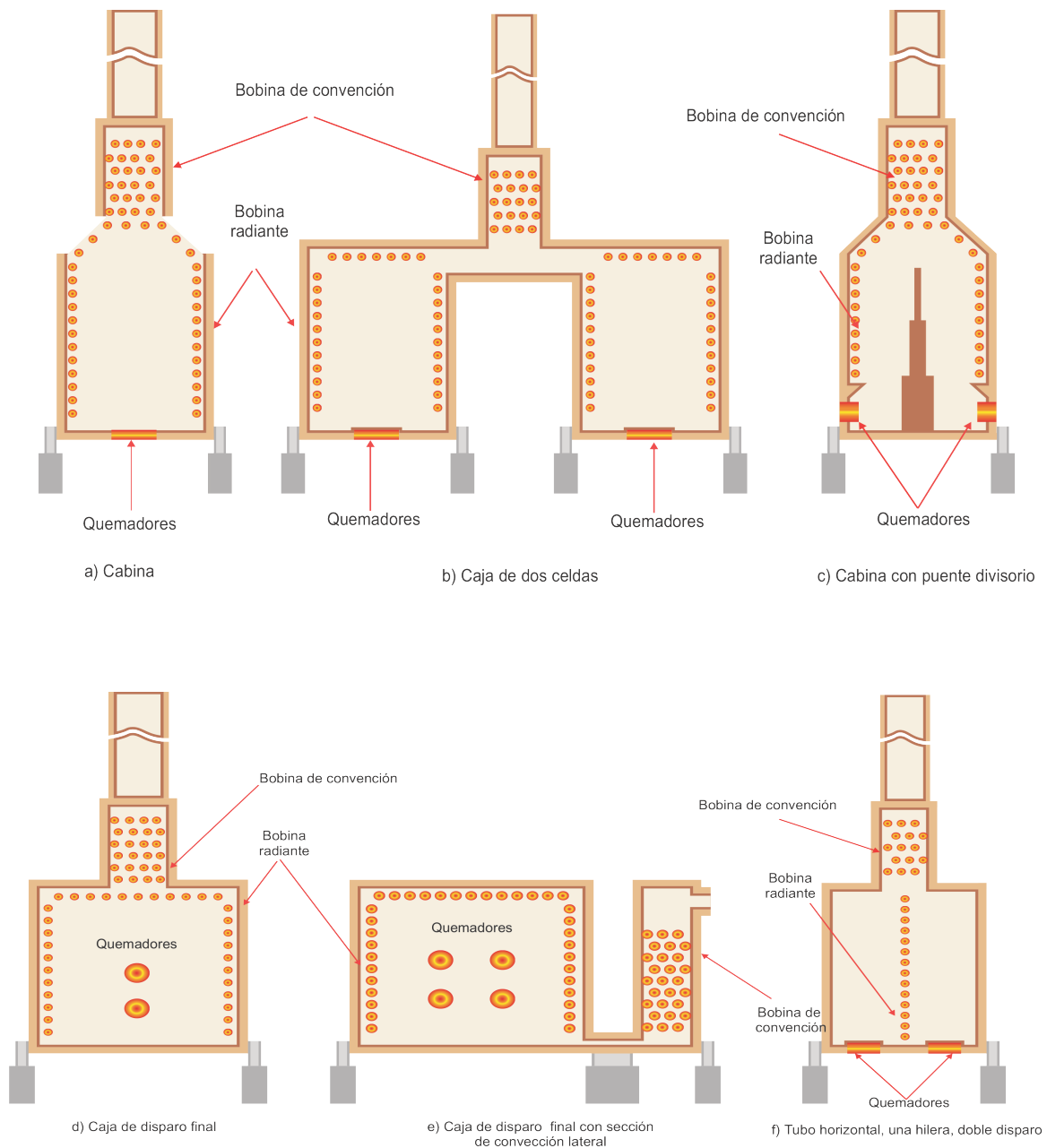


Figura 125. Tipos básicos de calentadores de combustión directa con tubos horizontales

Las características se pueden resumir de la siguiente manera.

A. Cabina: la sección radiante normalmente recubre las paredes con quemadores en el piso. Una unidad económica y de alta eficiencia que actualmente es la más popular de las unidades de tubos horizontales. Rango de servicio normal 10-100 *MMBtu/hr* .

B. Caja de dos celdas Solo se muestran dos cajas, pero se pueden usar tres o cuatro. Se dispara verticalmente desde el piso para dar un diseño económico y de alta eficiencia. Clasificación de servicio normal 100-250 *MMBtu/hr* .

C. Cabina con Bridgewall Este divisor proporciona dos secciones que se pueden disparar individualmente. Se puede disparar horizontal o verticalmente. Rango de servicio normal 20-100 *MMBtu/hr* .

D. Final de la caja disparada Horizontalmente disparada como su nombre lo indica. Rango de servicio normal: 5-50 *MMBtu/hr* .

E. Caja de cocción final con sección de convección montada lateralmente: una unidad de tipo más antiguo que se puede usar en nuevas instalaciones con combustibles de alta ceniza y de baja calidad. Diseño más costoso. Rango de servicio normal 50-200 *MMBtu/hr* .

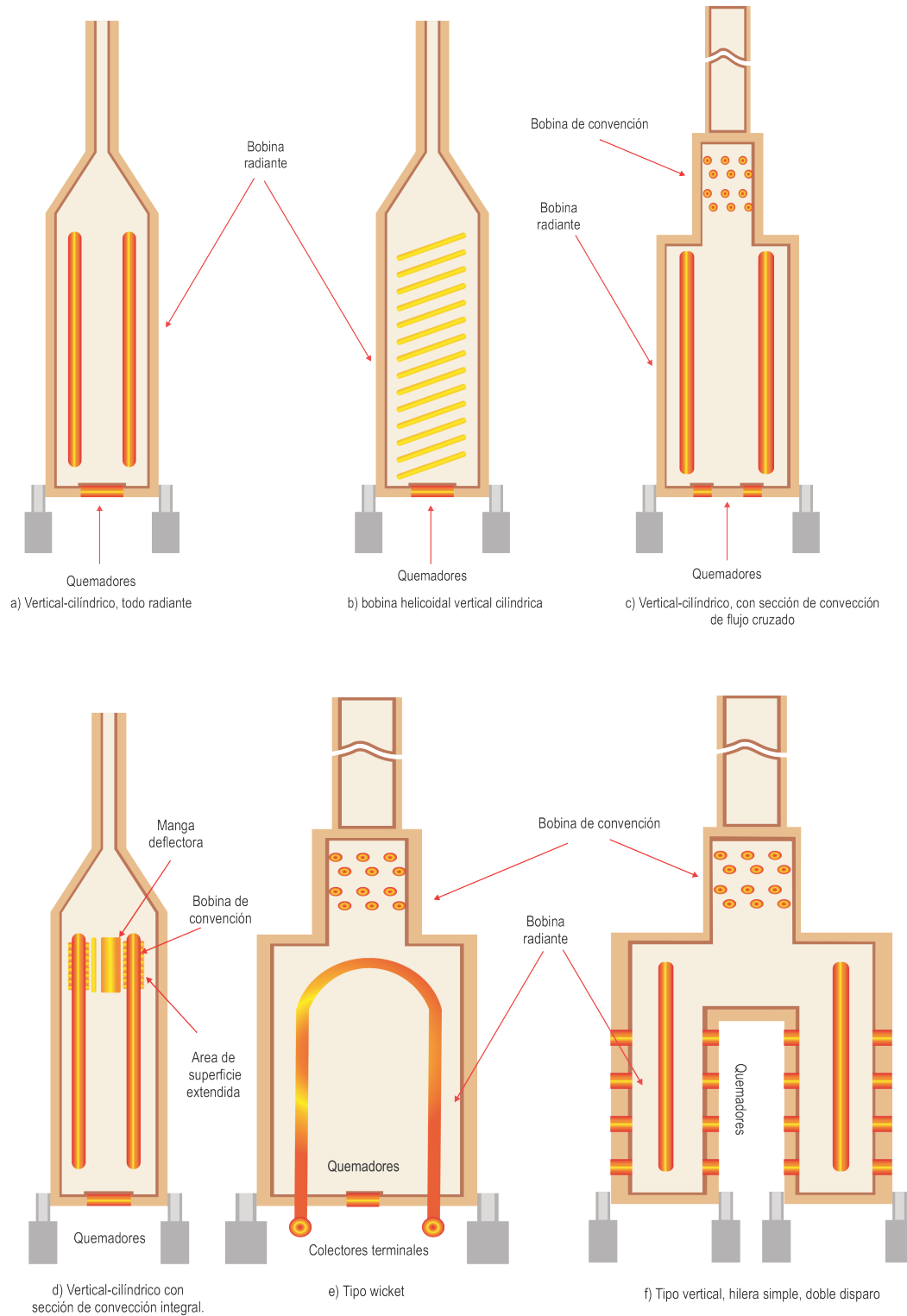


Figura 126. Tipos básicos de calentadores de combustión directa con tubos verticales

El Figura 126 muestra algunos calentadores de tubos verticales comparables. Las características se pueden resumir brevemente de la siguiente manera.

A. Todo radiante: diseño de bajo costo y baja eficiencia que es compacto. Rango de trabajo normal 0.1-6 *MMBtu/hr* .

B. Bobina cilíndrica, helicoidal: una alternativa básica de bajo costo y baja eficiencia a (A). No es factible tener bobinas de flujo paralelo para el fluido. Rango de trabajo normal 0.1-6 *MMBtu/hr*

C. Cilíndrica, con convección de flujo cruzado: Probablemente la más popular de las nuevas unidades de flujo vertical. Es una unidad económica, de alta eficiencia y compacta. Rango de servicio normal 3-60 *MMBtu/hr* .

D. Cilíndrico, con convección integral: hay una gran cantidad de unidades existentes de este tipo. No se suele comprar ahora para una nueva instalación debido a la limitada eficiencia térmica. Rango de servicio normal 3-30 *MMBtu/hr* .

E. Cenador o Wicket: se usa más comúnmente para calentar grandes cantidades de lugares donde se desea una baja caída de presión. Se pueden usar varias bobinas de eje en una unidad de calefacción. Rango de servicio normal 15-30 *MMBtu/hr* .

F. Fila individual, doble cocción: la configuración más cara pero proporciona un flujo de calor alto y bastante uniforme. Normalmente rango de trabajo: 6-35 *MMBtu/hr* .

Los calentadores de combustión directa han evolucionado a lo largo de los años para reflejar la necesidad de una mayor eficiencia y un rendimiento más confiable. Con altas temperaturas de llama y bajos coeficientes de película de convección, el desarrollo de "puntos calientes" y la falla del tubo siempre ha sido un problema. La selección de metalurgia de tubos normalmente es un compromiso entre el costo inicial y la vida útil. La elección del material, método de soldadura, configuración utilizada, etc. debe basarse en la experiencia.

**9.10.1 Configuraciones comunes de calentadores.** Uno de los diseños de calentadores más comunes en las operaciones de E&P es el diseño de cabina de tubo horizontal como se ilustra en el Figura 33. La estructura consta de paredes laterales cubiertas de fábrica, paredes finales, techo y piso.

La capacidad de calentamiento determina la sección transversal de la cámara de combustión y la longitud del calentador. Los tubos horizontales se extienden a lo largo de las paredes laterales que rodean la cámara de combustión. Por lo general, los tubos se omiten de las paredes finales para simplificar la construcción. Los quemadores se pueden ubicar en el piso para disparos verticales, o en las paredes finales para disparos horizontales contra una pared objetivo refractaria ubicada en el centro del calentador. Los tubos de cadera están dispuestos en un patrón inclinado con tubos de techo en un patrón horizontal. Los tubos de choque se encuentran en la primera fila sobre los tubos del techo. Los tubos de la pared lateral, los tubos de la cadera y los tubos de choque están desnudos sin una superficie extendida porque reciben calor que radia de la cámara de combustión que está sujeta a altos flujos de calor.

Los gases de combustión calientes fluyen desde la cámara de combustión a través de los tubos del techo y los tubos de choque hacia una sección de convección que generalmente contiene

tubos con aletas dispuestos en un patrón escalonado (triangular). El calor se transfiere por convección desde los gases de combustión a la superficie extendida (aletas) en los tubos y luego conduciendo a lo largo de las aletas hacia la superficie interna del tubo donde ingresa al fluido de proceso.

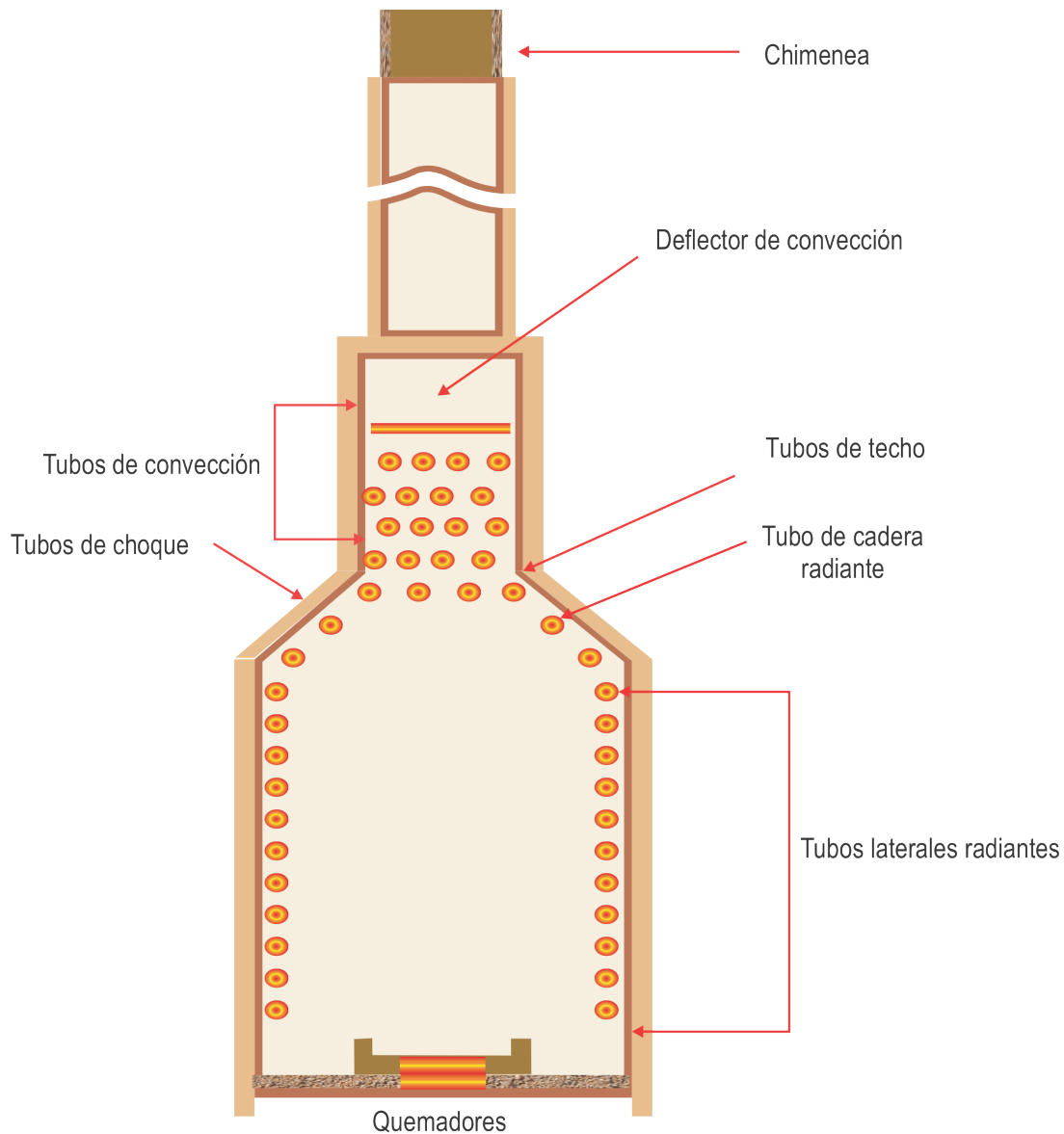


Figura 127. Calentador de tubo horizontal de cabina

Se utiliza flujo a contracorriente, excepto para algunos servicios especiales. El fluido del proceso normalmente ingresa a los tubos de convección y fluye hacia abajo a través de una o más secciones paralelas. Desde la sección de convección fluye a través de los tubos de choque, los tubos del techo y los tubos de la pared lateral para el calentamiento final antes de salir del calentador.

Otro diseño popular de calentadores, particularmente en calentadores más pequeños, son los calentadores cilíndricos verticales. Estos calentadores generalmente se seleccionan por su bajo costo inicial o por el espacio limitado disponible para la instalación. La superficie de transferencia de calor necesaria se puede proporcionar en la estructura cilíndrica, pero el espacio disponible para los quemadores limita la flexibilidad de diseño. Aunque el diseño cilíndrico vertical produce un calentador simple y compacto, tiene menos características deseables que la unidad de cabina de tubo horizontal. La reparación o el reemplazo de los tubos a menudo requieren el uso de equipos de elevación especiales.

Un calentador de bobina de tubo recto se muestra en el Figura 34. La carcasa del calentador es un cilindro vertical cubierto de material refractario que proporciona una cámara de combustión circular alargada. Los tubos de pared son verticales y están dispuestos alrededor de la circunferencia de la cámara de combustión. Por lo general, se proporciona una sección de convección para maximizar la eficiencia térmica. En muchos casos, las secciones de convección tienen una sección transversal rectangular y están dispuestas como la sección de convección del calentador de tubo horizontal de la cabina, completa con tubos de choque.

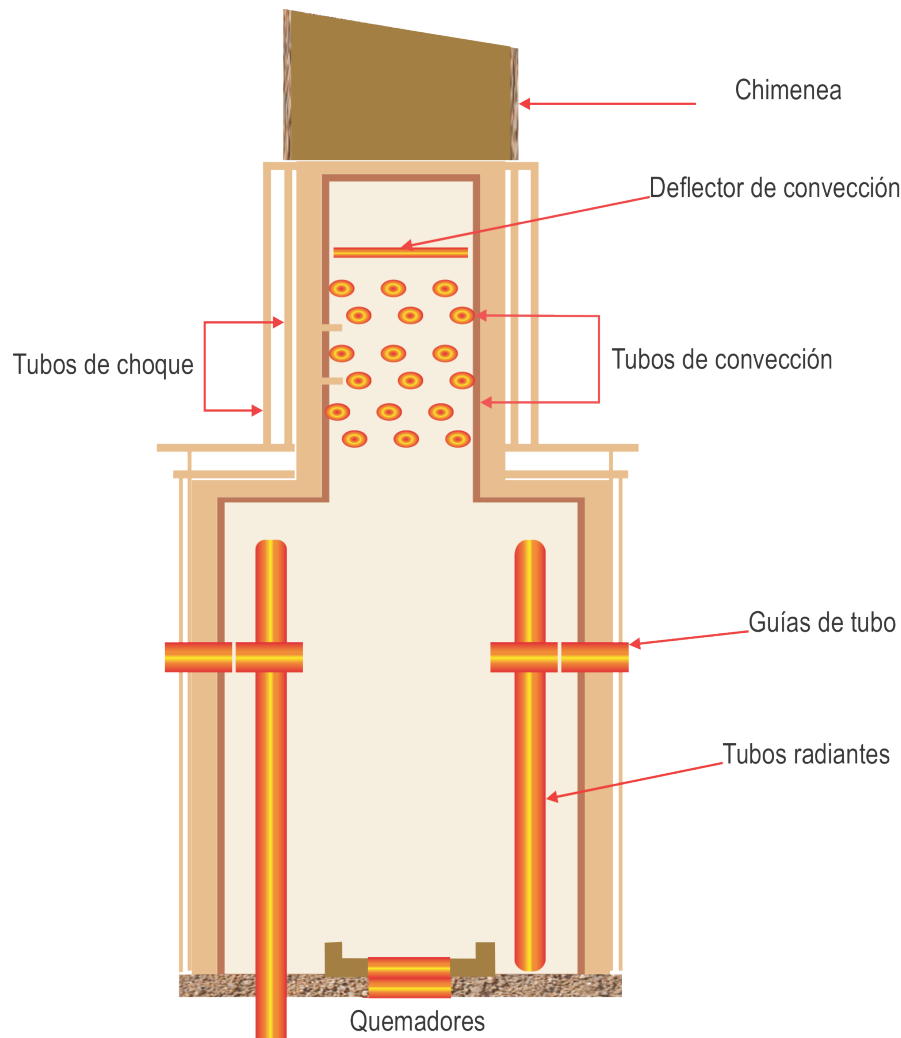


Figura 128. Calentador vertical de tubo recto

**9.10.2 Suministro de aire y extracción de gases de combustión.** Además de las principales clasificaciones según el servicio y la configuración, los calentadores de combustión también se pueden agrupar según sus métodos de combustión. Suministro de aire y eliminación de gases de combustión.

El flujo de aire de combustión se induce o ingresa a un calentador encendido cuando el gas de combustión caliente de densidad relativamente baja se confina en una estructura y se aísla de la temperatura ambiente del aire de alta densidad. La flotabilidad del gas de combustión caliente

contenido en el calentador de combustión crea un "tiro" (una presión local menor que la presión atmosférica), que incluye el flujo de aire hacia la cámara de combustión. Dado que este borrador es el resultado de un efecto de acumulación natural, se denomina borrador natural. La mayoría de las instalaciones que odian al fuego son de tipo de tiro natural, donde los efectos de la pila introducen el aire de combustión y eliminan los gases de combustión.

La obstrucción al flujo de gases de combustión a través de un calentador encendido puede generar una presión positiva local en algún lugar de la estructura. La función de la pila en un calentador de tiro natural es generar un tiro suficiente para superar tales obstrucciones y mantener una presión negativa en todo momento.

Un calentador de tiro inducido incorpora un ventilador de tiro inducido, en lugar de una pila, para mantener una presión negativa e inducir el flujo de aire de combustión y la eliminación del gas.

Un calentador de tiro forzado es aquel en el que el aire de combustión se suministra bajo presión positiva por medio de un ventilador de tiro forzado. Incluso con el aire suministrado bajo presión positiva, la cámara de combustión y todas las demás partes del calentador encendido se mantienen a presión negativa, y el efecto del apilamiento elimina el gas combustible.

**9.10.3 Secciones radiantes y de convección.** La mayor parte de la transferencia de calor en un calentador encendido se produce en la sección radiante, lo que representa aproximadamente  $2/3$  del calor total transferido.

La transferencia de calor radiante real depende de la temperatura y la emisividad del gas, la disposición del tubo y la separación. Los calentadores de servicio radiante más altos con una menor proporción de transferencia de calor por convección son calentadores menos costosos,

pero también incurren en mayores gastos de mantenimiento ya que los tubos, clips y refractarios están expuestos a temperaturas más altas. Además, las temperaturas más altas de la pared del tubo aumentan el potencial de deposición de coque (puntos calientes) y degradación del producto.

Los flujos de calor radiante típicos para calentadores en operaciones de exploración y producción varían de 10000 a 12000  $Btu/hr - ft^2$ .

Los tubos de choque se consideran parte de la sección radiante porque "ven" la llama. Los tubos por encima de los tubos de choque forman la sección de convección del calentador. Los tubos de convección suelen tener aletas. El aumento del área de superficie de la sección de convección da como resultado temperaturas de gas de chimenea más bajas y una mayor eficiencia térmica, pero aumenta el costo del calentador y la caída de presión de los gases de combustión.

Los flujos de calor típicos en la sección de convección son 20000-24000  $Btu/hr - ft^2$ . Esto se basa en el área del tubo desnudo, pero tiene en cuenta el efecto de las aletas.

**9.10.4 Quemadores.** Los criterios fundamentales para seleccionar un quemador incluyen (1) la capacidad de manejar combustibles que tengan una variación razonable en el valor calorífico, (2) la provisión de ignición segura y fácil mantenimiento, (3) una relación de reducción razonable entre las tasas de combustión máxima y mínima, (4) patrones de llama predecibles para todos los combustibles y velocidades de disparo, y (5) ruido.

Los quemadores diseñados para combustible gaseoso solo se clasifican en dos categorías básicas: pre mezcla inspiradora y quema de gas crudo.

### **Pre mezcla inspiradora**

El quemador de pre mezcla se basa en la energía cinética de la expansión del gas combustible a través del orificio para inspirar (aspirar) y mezclar el aire de combustión antes del encendido en la punta del quemador. Aproximadamente del 50 al 60% del aire de combustión se inspira como aire primario en el quemador antes del punto de ignición.

Algunas de las ventajas de este tipo de quemador son:

1. La flexibilidad operativa es buena. Los quemadores de pre mezcla pueden funcionar a bajas tasas de exceso de aire y no se ven afectados significativamente por los cambios en la velocidad y dirección del viento.
2. La longitud de la llama es corta y el patrón de la llama se define claramente a altas temperaturas.
3. Los orificios del quemador son bastante grandes y se encuentran en la zona fría del quemador. Son menos propensos a obstruirse que las aberturas más pequeñas en los quemadores de gas no inspiradores.

Algunas de las desventajas de los quemadores inspiradores son:

1. Debe estar disponible una presión de gas combustible relativamente alta. Por debajo de aproximadamente 10 psig, el porcentaje de aire inspirado cae rápidamente y se reduce la flexibilidad.
2. El retroceso de la llama desde la punta del quemador hasta el orificio de mezcla puede producir bajas presiones de gas.

3. El nivel de ruido de los quemadores inspiradores de pre mezcla es más alto que el de los tipos no inspiradores.

Quema de gas crudo El quemador de gas crudo que mezcla boquillas recibe gas combustible del múltiple de gas sin ningún pre mezcla de aire de combustión. El gas luego se quema en una punta equipada con una serie de puertos pequeños.

Algunas de las ventajas de este tipo de quemador son:

1. Mejor relación de reducción
2. Puede operar a presiones de gas muy bajas en una amplia variedad de combustibles y sin retroceso.
3. El nivel de ruido es razonablemente bajo

Algunas de las desventajas de los quemadores de gas crudo son:

1. La eficiencia del calentador varía en su amplio rango de reducción. Debido a que no se inspira aire primario, los ajustes de aire de combustión deben realizarse en todo el rango operativo del quemador.
2. El diámetro de los puertos del quemador es muy sensible. La ampliación de la abertura del puerto a menudo dará como resultado condiciones de llama insatisfactorias.
3. La llama tiende a alargarse, y las condiciones de la llama pueden volverse insatisfactorias si el quemador se opera más allá de su nivel de diseño.
4. Los puertos del quemador están expuestos a la zona caliente y están sujetos a taponarse a bajas velocidades y altas temperaturas.

Las emisiones del calentador, particularmente  $NO_x$ , son un problema crítico en la especificación del calentador. La formación de  $NO_x$  puede ocurrir debido a la oxidación de nitrógeno en el combustible (combustible  $NO_x$ ) o de la combinación de nitrógeno y oxígeno en el aire ( $NO_x$  térmico). La cantidad de  $NO_x$  formado depende de varios factores, pero los principales son la temperatura de la llama y el tiempo de residencia del quemador.

La eficiencia máxima del quemador se ve favorecida con una operación de bajo exceso de aire, típicamente menos del 15-20%. Desafortunadamente, esta región operativa también corresponde a la formación máxima de  $NO_x$ . Los quemadores de bajo  $NO_x$  están diseñados con un proceso de combustión de dos etapas. La combustión inicial tiene lugar en una zona rica en combustible, seguida de una segunda zona rica en aire. La formación de  $NO_x$  se minimiza en la primera zona porque el oxígeno consume completamente el combustible. La zona secundaria oxida cualquier  $CO$  formado debido a la combustión incompleta en la primera zona.

Algunos operadores han utilizado inyección de agua o vapor en el quemador para reducir la temperatura de combustión. La recirculación del gas de combustión al quemador también puede reducir el  $NO_x$  al reducir el oxígeno disponible y la temperatura de combustión.

**9.10.5 Diseño de pila.** Las funciones principales de una pila son inducir el flujo de aire de combustión hacia el calentador y producir una corriente de aire suficiente para superar todas las obstrucciones al flujo de gases de combustión mientras se mantiene una presión negativa en todo el calentador.

Un calentador no debe funcionar con un rallador mayor que la presión atmosférica en ningún punto dentro de la estructura. La presión positiva dentro de un calentador crea una fuerza impulsora para el movimiento hacia afuera del gas caliente, lo que puede conducir a un sobrecalentamiento grave y corrosión de la estructura de acero. En la figura 75 se muestra un diagrama simple que muestra el tiro en un calentador de combustión típico.

El tiro producido por una columna de gas de combustión caliente depende de la diferencia de densidad entre el gas caliente y el aire ambiente. Se puede estimar a partir de la ecuación 6.16.

$$Draft = (C)(L_s)(P)\left(\frac{1}{T_s} - \frac{1}{T_g}\right) \quad 9.16$$

Donde:	$L_s =$	Altura de la pila	$ft$
	$P =$	Presión atmosférica	$psia$
	$T_s =$	Temperatura ambiente	$^{\circ}R$
	$T_g =$	Temperatura del gas combustible	$^{\circ}R$
	$C =$	Constante de conversión	0.52

Debido a la pérdida de calor a través de la carcasa de la pila, la temperatura del gas de combustión en la parte superior de la pila es sustancialmente menor que en la entrada en la base de la pila. La magnitud del diferencial depende de varios factores, incluidas las dimensiones de la pila y la efectividad del aislamiento de la pila.

Para la mayoría de las aplicaciones, la temperatura promedio de los gases de combustión en la pila puede estimarse conservadoramente a  $75^{\circ}F$  menos que la temperatura de los gases de combustión de entrada.

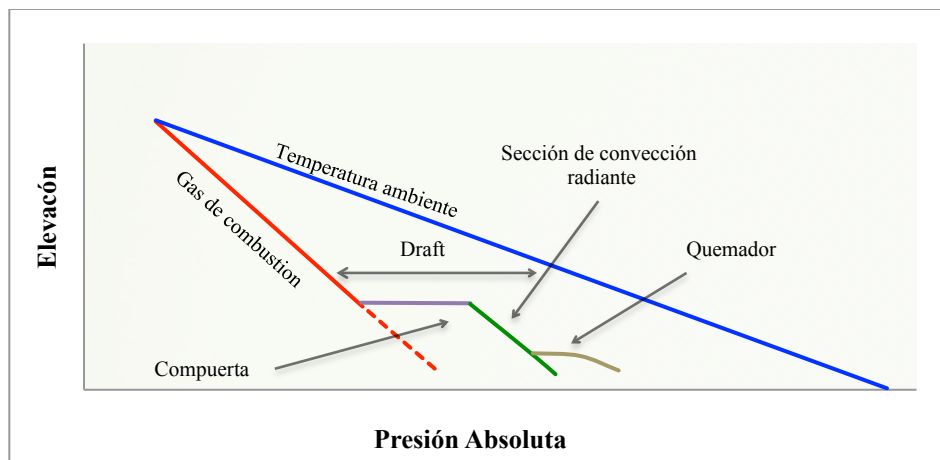


Figura 129. Variación del tiro de pila con elevación para un calentador encendido

Como se señaló anteriormente, un objetivo principal en el diseño de la pila es asegurar una presión negativa en todo el calentador. La ubicación más crítica a este respecto ocurre donde el gas de combustión ingresa a la sección de convección. Se recomienda que el diseño de la pila se base en una presión negativa de  $0.05 \text{ in } H_2O$  en este punto.

Cabe señalar que en la mayoría de los calentadores, la sección de convección ejerce un efecto de apilamiento debido a su altura física y sirve para reducir el requisito general de tiro.

Para garantizar una buena distribución de los gases de combustión en toda la sección de convección, es habitual que se proporcione una abertura para los gases de combustión a cada  $40 \text{ ft}$  de longitud de la sección de convección.

Suponiendo que no hay requisitos que dicten una altura mínima de la pila, una base razonable para el dimensionamiento del diámetro de la pila daría como resultado una velocidad de masa de gases de combustión en el rango de  $0.75-1.0 \text{ lb/ft}^2 - \text{sec}$  .

La determinación del flujo de gases de combustión es una aproximación. La operación en niveles de exceso de aire superiores al diseño produce mayores cantidades de gases de combustión. Además, la disminución de la eficiencia debido al ensuciamiento de las superficies de transferencia de calor también da como resultado mayores cantidades de gases de combustión. Es un buen diseño agregar un 25% al flujo de diseño de los gases de combustión al estimar las pérdidas por fricción de los gases de combustión.

#### 9.11 Enfriadores aéreos

El enfriador aéreo es muy popular incluso donde hay agua para enfriamiento disponible. Es mecánicamente simple, flexible y elimina las molestias y el costo de las pruebas de agua. Sin embargo, también tiene varias desventajas. En climas cálidos no es capaz de producir una temperatura tan baja como el agua. Esto puede aumentar el costo de capital del sistema sustancialmente al reducir la eficiencia térmica. Si hay agua disponible, se debe hacer un estudio muy cuidadoso de las alternativas de enfriamiento. Este estudio no solo debe comparar el costo del sistema de enfriamiento, sino que debe examinar el costo de la alternativa en el sistema total.

La figura 87 es una vista esquemática de los dos tipos básicos de enfriadores aéreos. El tipo de tiro forzado es más barato. Sin embargo, muchos prefieren el tipo de borrador inducido porque es más eficiente.

Con el tipo de tiro forzado, existe la posibilidad de que el aire caliente que sale de la parte superior fluya alrededor de la unidad y vuelva a pasar. Cualquier aire derivado estará más caliente que el aire ambiente y disminuirá la eficiencia de enfriamiento. Esta derivación de aire caliente es menos probable con el tipo de tiro inducido porque el aire se expulsa a mayor velocidad a través del área reducida del anillo de ventilación y es más probable que se disipe por los vientos normales.

El aire es abundante pero tiene una efectividad de transferencia de calor de aproximadamente 1-2% en comparación con el agua. El uso de aletas en el lado del aire hace que el aire sea aproximadamente un 20% más efectivo que el agua, si se ignora el efecto de incrustación del agua en el intercambio. Con la mala calidad del agua utilizada con frecuencia, el aire puede ser 50-70% tan efectivo como el agua.

Históricamente, muchos proveedores han comprometido el diseño para minimizar el costo inicial. Un estudio de enfriadores aéreos (comprados según lo citado) mostró que dos tercios funcionaron a menos de la capacidad de diseño.





Figura 130. Los dos tipos básicos de enfriadores aéreos. Adaptada de Aiche. Disponible en: <https://www.aiche.org/resources/publications/cep/2017/january/improve-air-cooled-heat-exchanger-performance> y [Youtube](https://www.youtube.com/watch?v=OyKAKhye87Q). Disponible en: <https://www.youtube.com/watch?v=OyKAKhye87Q>

Alrededor del 75% de estos tiene flujo de aire insuficiente. Alrededor de la mitad de las unidades estaban dentro del 10% del rendimiento citado. Estos resultados pueden no ser típicos de todas las unidades, pero estas unidades fueron compradas por una importante compañía petrolera bien diseñada. Menciono esto para señalar que una "garantía" no sustituye la evaluación cuidadosa del cliente.

La siguiente hoja de datos ilustra las variables involucradas en el diseño y la especificación de un enfriador aéreo. Se debe tener en cuenta el diseño del tubo de enfriamiento, la disposición del ventilador, el número de bahías de transferencia, el control de la temperatura del fluido enfriado

a medida que cambia la temperatura del aire ambiente y las consideraciones mecánicas habituales. API 661 se usa ampliamente para definir las especificaciones del enfriador de aire.

El diseño de un enfriador aéreo óptimo es un cálculo de prueba y error que no debe ser realizado por un novato. Hay muchas combinaciones de caudal de aire, diseño de tubo, tipo de aletas y tipo y velocidad de ventilador. Para un servicio de enfriamiento dado, el diseñador debe asumir un flujo de aire. Aumenta la velocidad, aumenta los requisitos de U, LMTD, caída de presión y potencia del ventilador. Para cada tasa hay un cambio adicional con el diámetro del tubo, el tipo de inclinación y la aleta. Por lo tanto, se requieren múltiples cálculos para optimizar realmente el diseño.

**9.11.1 Cálculos de transferencia de calor.** El enfoque de cálculo básico es el mismo que el de otros intercambiadores. La Tabla 27 muestra un grupo de coeficientes globales de transferencia de calor basados en el área del tubo desnudo. Estos son útiles como primer paso en la planificación antes de elegir un tipo de aleta en particular en el exterior del tubo.

Tabla 22.

Coefficientes generales de transferencia de calor típicos (basados en el área del tubo desnudo)

<b>Enfriadores Líquidos</b>			
<b>Material</b>	<b>Coefficiente de transferencia de calor BTU/(hr-ft<sup>2</sup>-°F)</b>	<b>Material</b>	<b>Coefficiente de transferencia de calor BTU/(hr-ft<sup>2</sup>-°F)</b>
Crudo 20° API:		Crudo Pesado 8-14 °API	6-10
200°F Temperatura promedio	10-16	300°F Temperatura promedio	10-16
300°F Temperatura promedio	13-22	400°F Temperatura promedio	45-55

400°F Temperatura promedio	30-40	Aceite Diesel	55-60
----------------------------	-------	---------------	-------

Tabla 22. (Continuación)

<b>Enfriadores Líquidos</b>			
<b>Material</b>	<b>Coefficiente de transferencia de calor BTU/(hr-ft<sup>2</sup>-°F)</b>	<b>Material</b>	<b>Coefficiente de transferencia de calor BTU/(hr-ft<sup>2</sup>-°F)</b>
Crudo 30° API:		Keroseno	60-65
150°F Temperatura promedio	12-23	Naphta Pesado	65-70
200°F Temperatura promedio	25-35	Naphta liviano	70-75
300°F Temperatura promedio	45-55	Gasolina	75-80
400°F Temperatura promedio	50-60	Hidrocarburos livianos	70-75
		Alcoholes y solventes organicos	100-120
Crudo 30° API:		Amoniaco	90-110
150°F Temperatura promedio	25-35	Salmuera 75% de agua	120-140
200°F Temperatura promedio	50-60	Agua	100-120
300°F Temperatura promedio	55-65	50% ethylene glicol y agua	
400°F Temperatura promedio	60-70		

<b>Enfriadores de vapor</b>					
<b>Material</b>	<b>Coefficiente de transferencia de calor BTU/(hr-ft<sup>2</sup>-°F)</b>				
	<b>10 psig</b>	<b>50 psig</b>	<b>100 psig</b>	<b>300 psig</b>	<b>500 psig</b>
Hydrocarburos líquidos	15-20	30-35	45-50	65-70	70-75
Hydrocarburos medianos y solventes orgánicos	15-20	35-40	45-50	65-70	70-75
Vapores inorgánicos livianos	10-15	15-20	30-35	45-50	50-55

Aire	10-15	15-20	25-30	40-45	45-50
Amoniaco	8-10	15-20	30-35	45-50	50-55

**Enfriadores de vapor**

Material	Coeficiente de transferencia de calor BTU/(hr-ft <sup>2</sup> -°F)				
	10 psig	50 psig	100 psig	300 psig	500 psig
Vapor	10-15	15-20	25-30	45-50	55-60
Hidrogeno 100%	10-15	45-50	65-70	85-95	95-100
75% vol	17-28	40-45	60-65	80-85	85-90
50% vol	15-25	35-40	55-60	75-80	85-90
25% vol	12-23	30-5	45-50	65-70	80-85

La ecuación puede estimar el aumento óptimo de la temperatura del aire a través de los tubos.

$$(t_2 - t_1) = (0.005)(U) \left[ \frac{(T_2 + T_1)}{2} - t_1 \right] \quad (9.21)$$

Donde:  $t_2$  = temperatura del aire de salida °F

$t_1$  = temperatura del aire de entrada °F

$T_2$  = temperatura del proceso fuera del fluido °F

$T_1$  = temperatura del proceso dentro del fluido °F

$U$  = Valor de la tabla 27 *Btu/hr - ft<sup>2</sup> - °F*



$$h_a = \frac{A(v_g)^{0.6}}{d^{0.3}} \quad 9.23$$

Donde:	$h_a$ =	coeficiente de película del lado aire	$Btu/hr - ft^2 - ^\circ F$
	$v_g$ =	velocidad del aire por los tubos	$ft/sec$
	$d$ =	diámetro exterior de tubos desnudos	$in$
	$A$ =	Constante	1.67

Esta "h" se usaría con otros datos en la ecuación 8.3 para encontrar y en general "U" para comparar con los valores de la tabla 27.

$$kW = \frac{(\Delta P_a)(q_{air})}{(A)(Eficiencia)} \quad 9.24$$

Donde:	$q_{air}$ =	Flujo de aire	$ft^3/sec$
	$\Delta P_a$ =	caída de presión en el enfriador	$in H_2O$
	$A$ =	constante	142

La eficiencia varía de 0.4-0.75; 0.7 es un número de planificación útil.

El caudal volumétrico de aire en la ecuación 6.24 se puede calcular a partir de la ecuación 6.25.

$$q_{air} = \frac{m_{air}}{\rho_{air}} \quad 6.25$$

Donde:  $q_{air}$  = flujo volumétrico de aire  $ft^3/sec$

$m_{air}$  = flujo másico del aire  $lbm/sec$

$\rho_{air}$  = densidad del aire en condiciones de entrada del ventilador  $lbm/ft^3$

La densidad del aire,  $\rho_{air}$ , se calcula a partir de la densidad del gas, las condiciones de entrada del ventilador y debe tener en cuenta la elevación y la humedad relativa. La Tabla 28 muestra las presiones atmosféricas promedio a varias elevaciones. El peso molecular del aire puede calcularse a partir de la ecuación 6.26 y es una función de la humedad y la presión relativas.

$$MW = \frac{\left(\frac{RH}{100}\right)(P_w^s)(18) + \left[P - \left(\frac{RH}{100}\right)(P_w^s)\right](29)}{P} \quad 9.26$$

Donde:  $RH$  = Humedad relativa

$P_w^s$  = Presión de vapor del agua a temperatura del aire psia

$P$  = presión del aire psia

Tabla 23.

Altitud y presiones atmosféricas.

<b>Altitud sobre el nivel del mar</b>	<b>Barometro</b>	<b>Presión atmosférica</b>
<b>Pies</b>	<b>in Hg</b>	<b>psia</b>
0	29.92	14.696
500	29.38	14.43
1000	28.86	14.16
1500	28.33	13.91
2000	27.82	13.66
2500	27.32	13.41
3000	26.82	13.17
3500	26.33	12.93
4000	25.84	12.69
4500	25.37	12.46
5000	24.90	12.23
6000	23.99	11.78
7000	23.10	11.34
8000	22.23	10.91
9000	21.39	10.50
10000	20.58	14.711

La caída de presión del enfriador varía con la velocidad del aire, el diámetro del tubo, el paso y el número de filas de tubos. Para fines de planificación, se puede usar una caída de presión de 0.10 a 0.15 *in H<sub>2</sub>O* por fila de tubos. Para la mayoría de las aplicaciones de procesamiento de gas, el número de filas de tubos varía de 3 a 6.

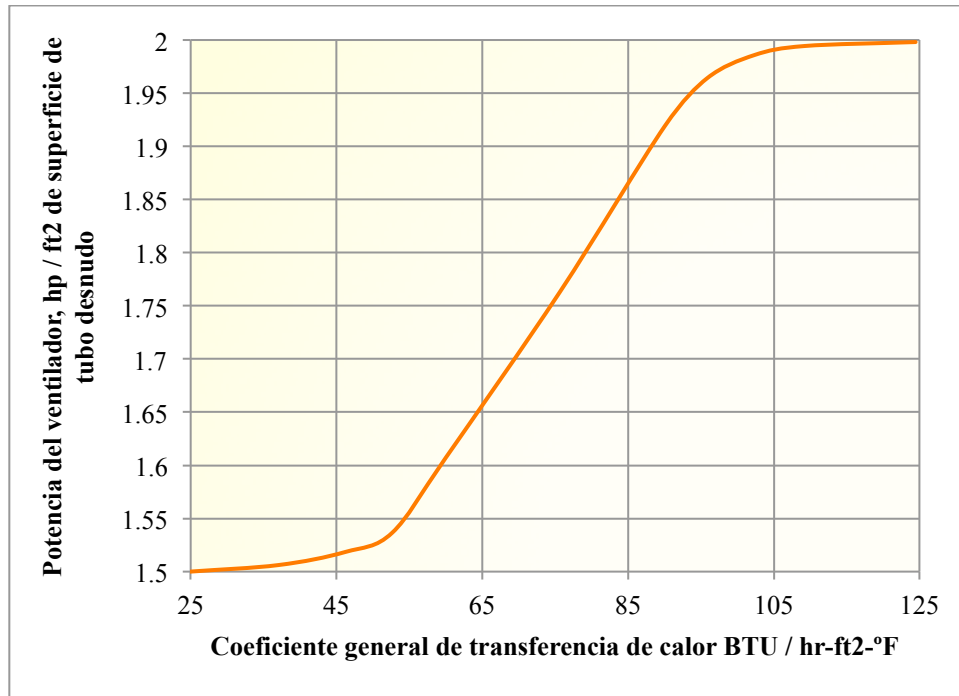


Figura 131. Correlación aproximada de potencia del ventilador

La figura 132 es una estimación aproximada de los caballos de fuerza basada en el valor de "U" de la tabla 27 para tubo desnudo. El número de ventiladores y bahías de transferencia de calor variará con la instalación. La tabla 29 puede usarse para estimar el tamaño del intercambiador. Generalmente se prefieren dos ventiladores / unidades debido a la flexibilidad adicional para controlar el flujo de aire.

El control del ruido es una preocupación en las zonas pobladas. Una especificación común es que el ruido del ventilador y del motor no debe exceder los 85-90 dBA a una distancia de tres pies del anillo del ventilador. Se puede estimar el nivel de presión acústica por la ecuación

Tabla 24.

Área aproximada del tubo desnudo versus tamaño de la unidad

1 in en tubo desnudo de diámetro externo en paso de 2 3/8						
Ancho aproximado de la unidad, ft	Longitud del tubo, ft	Ventiladores por unidad	Número de hileras de tubos en profundidad			
			3	4	5	6
4	4	1	49	64	81	97
	6	1	73	97	122	146
	8	2	98	129	163	194
	10	2	123	162	204	243
6	6	1	121	160	201	240
	8	1	161	213	268	320
	12	2	242	320	402	481
	14	2	282	374	469	561
8	8	1	224	297	373	446
	10	1	280	372	466	558
	12	1	336	446	559	669
	14	1	392	520	652	781
	16	2	448	595	746	892
	20	2	560	744	932	1116
	24	2	672	892	1119	1339

Tabla 24. (Continuación)

1 in en tubo desnudo de diámetro externo en paso de 2 3/8						
Ancho aproximado de la unidad, ft	Longitud del tubo, ft	Ventiladores por unidad	Número de hileras de tubos en profundidad			
			3	4	5	6
10	10	1	351	466	584	699
	12	1	421	559	701	839
	14	1	491	652	817	979
	16	1	561	746	934	1119
	20	2	702	932	1168	1399
	24	2	842	1119	1402	1678
	30	2	1053	1399	1752	2098
	32	2	1123	1492	1869	2238
12	12	1	515	685	858	1028
	14	1	601	799	1001	1199
	16	1	687	913	1144	1370
	20	1	859	1142	1430	1713
	24	2	1031	1370	1716	2056
	30	2	1289	1713	2145	2570
	32	2	1374	1827	2288	2741
	36	2	1546	2056	2574	3084
	40	2	1718	2284	2861	3426

Tabla 24. (Continuación)

1 in en tubo desnudo de diámetro externo en paso de 2 3/8						
Ancho aproximado de la unidad, ft	Longitud del tubo, ft	Ventiladores por unidad	Número de hileras de tubos en profundidad			
			3	4	5	6
14	14	1	700	931	1166	1397
	16	1	800	1064	1333	1597
	20	1	1000	1330	1666	1996
	24	2	1201	1597	1999	2395
	30	2	1501	1996	2499	2994
	32	2	1601	2129	2666	3194
	36	2	1801	2395	2999	3593
	40	2	2001	2661	3332	3992
16	16	1	897	1190	1492	1785
	20	1	1121	1488	1865	2232
	24	1	1345	1785	2238	2678
	30	2	1682	2332	2798	3348
	32	2	1794	2381	2984	3571
	36	2	2018	2678	3357	4018
	40	2	2242	2976	3730	4464

Tabla 24. (Continuación)

1 in en tubo desnudo de diámetro externo en paso de 2 3/8						
Ancho aproximado de la unidad, ft	Longitud del tubo, ft	Ventiladores por unidad	Número de hileras de tubos en profundidad			
			3	4	5	6
18	20	1	1247	1655	2075	2483
	24	1	1496	1987	2490	2980
	30	2	1870	2483	3112	3725
	32	2	1995	2649	3320	3974
	36	2	2244	2980	3735	4470
	40	2	2494	3311	4150	4967
20	20	1	1404	1865	2337	2798
	24	1	1685	2238	2804	3357
	30	2	2106	2798	3505	4197
	32	2	2246	2984	3739	4477
	36	2	2527	3357	4206	5036
	40	2	2808	3730	4674	5596

## Notas

1. Suponga 4 hileras de tubos en profundidad, excepto por la siguiente condición:

A. Si el rango de temperatura en el lado del proceso es de  $10^{\circ}F$  o menos, suponga 3 filas.

B. Si el rango de temperatura del fluido del proceso es falso entre  $10^{\circ}F$  y  $20^{\circ}F$ , y se requieren materiales especiales de construcción, asuma 3 filas

C. Si el rango de temperatura del fluido del proceso está entre  $100\text{ }^{\circ}F$  y  $200\text{ }^{\circ}F$  y / o la tasa de transferencia de calor general es inferior a 60, suponga 5 filas.

D. Si el rango de temperatura del fluido del proceso está entre  $200\text{ }^{\circ}F$  Y  $300\text{ }^{\circ}F$  y / o la tasa de transferencia de calor general es menor de 40, asuma 6 filas.

2. En relación con 14 BWG, el efecto del espesor de la pared del tubo en el costo es:

Tabla 25.

Efecto del espesor de pared al costo

Medidor promedio	Factor de costo
12 Bwg	1.025
14 Bwg	1.0
16 Bwg	0.99

4. En relación con 6 filas de tubos, el efecto del número de filas de tubos en el costo es:

Tabla 26.

Efecto del número de filas en el costo

Filas	Factor de costo
4	1.10
5	1,05
6	1.00
8	0.95

4. En relación con la longitud de 24 *ft* , el efecto de la longitud del tubo en el costo es:

Tabla 27.

Efecto de la longitud del tubo en el costo

Longitud del tubo <i>ft</i>	Factor de costo
10	1.15
12	1.13
14	1.11
16	1.08
18	1.06
20	1.05
24	1.00
30	0.95
32	0.93
36	0.89
40	0.85

5. Debido a las limitaciones de envío, el paquete de tubos más ancho que puede fabricarse en el taller y enviarse a una planta es de 12 *ft* . Los paquetes más anchos deben fabricarse en el campo.

$$dBA = 65 + 3(\log V) + 10\log(hp) + 20(\log d) \quad 9.27$$

Donde:  $dBA$  = nivel de sonido relativo en decibelios

$\log$  = logaritmo en base 10

$V$  = velocidad de la punta del ventilador  $(0.001)/ft/min$

$hp$  = Potencia del ventilador

$d$  = diámetro del ventilador  $ft$

Como se señaló anteriormente, se utilizan varios métodos de control del ventilador. Los criterios principales son el control de la temperatura del fluido del proceso y el consumo de energía. Es factible manejar ventiladores de velocidad variable con motores de inducción estándar utilizando algún tipo de variadores de frecuencia ajustables a.c (AFD): un inversor de voltaje variable, un modulador de ancho de pulso o tipos de fuente de corriente.

Una alternativa es usar un ventilador de paso variable. Ofrece un control de temperatura bastante preciso, proporciona ahorro de energía y es conveniente para operaciones en climas fríos. También tiende a costar más y puede implicar más mantenimiento de rutina. La elección entre velocidad variable y paso variable depende de las circunstancias locales y los prejuicios del comprador. Si los costos de energía son grandes y el control de la temperatura es crítico, normalmente se elegirá uno u otro.

Las otras alternativas de control son derivación de fluido, operación de encendido / apagado (posiblemente con varios ventiladores por bahía de enfriamiento) y el uso de persianas o persianas. Las rejillas de derivación pueden ser efectivas en algunos casos, pero son ineficientes energéticamente. El control de encendido y apagado del ventilador es simple y puede usarse si hay muchos ventiladores en el mismo servicio. Se requiere protección en invierno en climas fríos. En este caso, es deseable el uso de persianas más alguna forma de control variable de la

velocidad del aire. En este caso, un ventilador de paso variable más rejillas puede ser el mejor sistema para controlar la circulación de aire interna.

La temperatura de salida se controla principalmente por la velocidad del aire. Las persianas, las aspas del ventilador de paso variable y los motores de velocidad variable se utilizan para controlar la temperatura. Las rejillas pueden ajustarse manualmente para cambios de temperatura del aire estacionales o nocturnos, o pueden controlarse automáticamente. Hemos encontrado que el control automático de la rejilla no es satisfactorio en aquellos casos en que se requiere una tolerancia cercana a las temperaturas del fluido de salida y las rejillas están operando casi cerradas (donde un pequeño cambio en la posición causa un gran cambio en el flujo de aire). En aquellos casos donde se encuentran grandes cambios de temperatura del aire, un ventilador de paso variable puede resultar eficiente. Algunos informan problemas con el control de tono, pero esto no ha sido un problema en mi experiencia. Los controles de tono y velocidad son caros, pero en esta era de altos costos de energía pueden resultar rentables.

La potencia del ventilador es una consideración importante del costo operativo. Un cambio de diez por ciento en el flujo de aire causará un cambio de aproximadamente 35 por ciento en la potencia utilizada, suponiendo que la eficiencia se mantenga constante. El consumo de energía real requerido para una transferencia de calor dada depende de muchos factores. Uno es el espacio libre entre el ventilador y el anillo del ventilador. Las distancias cortas son costosas de fabricar. Considere esto al comparar el costo de capital de diferentes proveedores.

Hay varias reglas generales utilizadas por algunos para la especificación de los fanáticos. Una es que la distancia entre los tubos y el ventilador debe ser de 0.4-0.5 de diámetro del ventilador para permitir una buena mezcla de aire. Otra es que la relación entre el área del anillo del ventilador y el área del tubo no debe ser menor a 0.4.

El costo total del enfriamiento por aire es muy sensible al enfoque de temperatura entre el aire entrante y el fluido enfriado que sale. Rara vez se puede justificar un enfoque de menos de 18-20 °F. La mayoría de los enfriadores utilizan una aproximación de 27-45 °F a la temperatura ambiente. Cualquier cosa más grande que esto es claramente antieconómica.

El costo total (operativo más el costo de capital amortizado) aumenta bruscamente a medida que disminuye el enfoque. Un enfoque de 20 °F tiene un costo total de aproximadamente 1.6 veces más que un enfoque de 40 °F.

Esta limitación de enfoque afecta negativamente la economía del enfriamiento aéreo en muchos casos. Usando 100 °F D.B y 75 °F W.B, permite una comparación razonable entre el enfriamiento por aire y agua. El fluido que sale de un enfriador de aire con una aproximación de 29 °F estará a 129 °F. Si se usa un intercambiador de torre de enfriamiento, la temperatura de salida probablemente será de aproximadamente 108 °F. Esta diferencia de 22 °F puede tener un efecto significativo en la eficiencia del proceso, así como en el tamaño (y el costo) del equipo afectado por el nivel de temperatura alcanzado en los enfriadores.

Los operadores generalmente prefieren enfriadores de aire, pero a veces pagan un alto precio por la conveniencia. Examine las alternativas cuidadosamente antes de tomar una decisión.

### 9.12 Enfriadores combinados

La Figura 89 muestra un tipo de enfriador combinado que puede ofrecer ventajas cuando el agua es costosa de tratar o es escasa. Es un enfriador aéreo precedido por una sección de evaporación. El aire entrante se enfría con agua según sea necesario. Cuando la temperatura del aire es baja, se puede cerrar el agua. La tasa de agua puede disminuir a temperaturas intermedias.

Esta unidad tiene un costo de capital más alto, pero puede ofrecer un ahorro total en algunas aplicaciones. Cuando está equipado con controles para variar la potencia de salida del ventilador, esta unidad ofrece flexibilidad a un costo operativo mínimo.

Algunos han logrado un resultado similar al usar un enfriador de aire para el agua. Este enfriamiento se complementa según sea necesario con una torre de enfriamiento. Generalmente se prefiere la unidad combinada.



Figura 132. Combinación de enfriador de aire-agua. Adaptada de Alfalaval. Disponible en: <https://www.alfalaval.com/products/heat-transfer/air-heat-exchangers-wetted/wet-surface-air-heat-exchangers/niagara-wet-surface-air-coolers/>

### 9.13 Elección de intercambiadores de calor

Debería ser evidente a partir de las discusiones anteriores que la elección de intercambiadores de calor implica muchos factores. Es relativamente fácil elegir uno que funcione. Una elección

inteligente implica elegir un equipo que optimice el costo del sistema total sin comprometer la confiabilidad operativa.

Los intercambiadores de calor normalmente cuestan menos por unidad de energía transferida que cualquier otro tipo de equipo de energía. Si compromete el tamaño del intercambiador, debe pagar un alto precio por esto en el costo del equipo complementario en muchos casos. Como el calor se carga muy con caudales, se debe proporcionar cierta flexibilidad. Si se hace sabiamente, un poco de capacidad adicional de intercambio de calor es un "seguro" barato.

Hay algunas "reglas" que uno debe seguir

1. No especifique ni compre un HEX sin considerar su efecto en el proceso total.
2. No convierta el costo de capital del HEX solo en un criterio único para la compra
3. Conozca al proveedor con los detalles del servicio y señale que la elección se realizará tanto en el costo inicial como en el operativo, no solo en el costo de capital inicial.
4. Use especificaciones realistas de caída de presión ya que esto afecta el tamaño y el costo. Permita tanta pérdida de presión como lo dicta la economía para el sistema real y no simplemente reproduzca una especificación estándar que podría no aplicarse.

Recuerde: el fabricante presumiblemente comprende su producto, pero solo sabe tanto sobre la aplicación de su producto como el cliente le transmite. La mayoría de las instalaciones de intercambiadores menos que satisfactorias son tanto culpa del cliente como del vendedor.

## 10. Conclusiones

- De acuerdo con la información bibliográfica consultada sobre los libros digitales dando énfasis en cómo se estructuran sus ventajas y desventajas se puede afirmar que la implementación de este tipo de libros da un resultado beneficioso en el entendimiento de un tema complejo o que requiera un análisis amplio de desarrollo.
- El tema de operaciones básicas de una planta de gas requiere un gran contenido de información para su completo entendimiento, por lo cual el uso de herramientas digitales como Figuras, Figuras y tablas digitales en un libro digital proporciona una manera más sencilla de comprenderlos y de aplicarlos en el diseño de plantas de gas.
- El uso de ejemplos prácticos junto con la estructura del libro digital, como los que fueron utilizados en este libro proporciona una ayuda y entendimiento necesario de los temas tratados por lo cual genera una mejora en la curva de aprendizaje al ser más accesibles y didácticos

### **11. Recomendaciones**

1. Continuar con el desarrollo de textos digitales en los diferentes temas del plan de estudio actual de la escuela de petróleos complementando con animaciones 3D.
2. Fomentar el uso de textos digitales para la explicación de temas de vital importancia en la industria petrolera.

### Referencias bibliográficas

- Arévalo, J. A., Cordon García, J. A., & Gómez Díaz, R. (2011). *El libro electrónico en la biblioteca universitaria y de investigación*. Obtenido de <http://eprints.rclis.org/15537/1/Biblioos%20-%20Alonso.pdf>
- Buzzetto-More, N., Sweat-Guy, R., & Elobaid, M. (2007). *Reading in A Digital Age: e-Books Are Students Ready For This Learning Object?* Obtenido de <http://www.ijkl.org/Volume3/IJKLOv3p239-250Buzzetto.pdf>
- Cámara Colombiana del Libro. (sf). *Página Oficial*. Obtenido de <https://camlibro.com.co/>
- Camargo Henao, J. M. (s.f.). *El libro electrónico: La industria editorial en la era de la revolución digital*. Obtenido de <https://www.javeriana.edu.co/biblos/tesis/comunicacion/tesis19.pdf>
- Eguaras, M. (15 de Ene de 2013). *Hacer un ebook no es gratis, tiene costes*. Obtenido de <https://marianaeguaras.com/hacer-un-ebook-no-es-gratis-tiene-costes/>
- La República. (17 de noviembre de 2018). *De los 37 millones de libros vendidos al año, 2 millones de ejemplares son digitales*. Obtenido de <https://www.larepublica.co/internet-economy/de-los-37-millones-de-libros-vendidos-al-ano-2-millones-de-ejemplares-son-digitales-2794964>
- Martínez Fernández, Raúl. (Junio de 2012). *Creación de un libro electrónico*. Obtenido de: [https://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/15499/PFC\\_Raul\\_Martinez\\_Fernandez.pdf](https://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/15499/PFC_Raul_Martinez_Fernandez.pdf)
- Que-leer. (2019). *El futuro del libro digital, disparado*. Obtenido de <http://www.que-leer.com/2019/07/26/el-futuro-del-libro-digital/>

- Romero, L. (2014). *Lectura tradicional versus lectura digital*. El Salvador: Correspondencias & Análisis.
- Sotomayor Martínez, C. (Febrero de 2015). “*Libros de texto digitales: Consideraciones educativas*”. Obtenido de <http://www.fundacionfuncae.es/archivos/documentosarticulos/SOTOMAYOR%20MARTINEZ.pdf>
- Toledo, P., & Sánchez Sevilla, J. M. (2002). El libro digital: Nuevos formatos de lectura. *Revista Científica de Comunicación y Educación*, 126 - 135.
- Verde López, S. A. (2016). *El uso del libro electrónico en alumnos de pregrado de ingeniería de la Universidad Tecnológica del Perú*. Obtenido de [http://cybertesis.unmsm.edu.pe/bitstream/handle/cybertesis/6593/Verde\\_ls.pdf?sequence=1&isAllowed=y](http://cybertesis.unmsm.edu.pe/bitstream/handle/cybertesis/6593/Verde_ls.pdf?sequence=1&isAllowed=y)
- Campbell, J.,(2014). *Gas Conditioning And procesing Vol 2: The equipment modules, USA:* Editor John m. Campbell Co.
- Aungier, R., (2000). *Centrifugal Compressors A strategy for aerodynamic design and analysis*, New York, USA: The American Society of Mechanical Engineers.
- Bloch, H., (2006). *A Practical Guide to compressor technology*, Iowa, USA: A John Wiley & Sons, INC,. Publications.
- Sivalls, R., (2009). *Oil and Gas Separation Design*, Odessa, Texas, USA: Sivalls, INC.
- Stewart, M., (2008). *Gas-Liquid and Liquid-Liquid Separators*. Recuperado de: <https://books.google.com.co/books?id=gT4k2mFkjL8C&printsec=frontcover#v=onepage&q&f=false>

Ratts, L. (Ed.). (2011). *Fundamental of Heat and Mass Transfer seven edithion*. Los Angeles, USA: Editorial John Wiley & Sons, INC,. Publications.

Sukhatme, S., (2005). *A Text Book on Heat Transfer fourth edition*. India: Universities Press