

REDISEÑO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE LAS MAQUINAS
INVOLUCRADAS EN LOS PROCESOS DE FABRICACION DE
TUBOCARIBE S.A.

JUAN CARLOS OSPINO TOLOZA
ANDRES AUGUSTO ZAMBRANO ANDRAUSS

CORPORACION UNIVERSITARIA TECNOLOGICA DE BOLIVAR

ESCUELA DE INGENIERIAS

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

CARTAGENA DE INDIAS D. T. H. Y C.

2000

REDISEÑO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE LAS MAQUINAS
INVOLUCRADAS EN LOS PROCESOS DE FABRICACION DE
TUBOCARIBE S.A.

JUAN CARLOS OSPINO TOLOZA
ANDRES AUGUSTO ZAMBRANO ANDRAUSS

Proyecto de grado presentado como requisito
para optar al Título de Ingeniero Mecánico

Director
JUAN VILLAMIZAR
Ingeniero Mecánico

CORPORACION UNIVERSITARIA TECNOLOGICA DE BOLIVAR

ESCUELA DE INGENIERIAS

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

CARTAGENA DE INDIAS D. T. H. Y C.

2000

Cartagena de Indias D.T.H. y C., 29 de Febrero del 2.000

Señores

COMITÉ DE EVALUACIÓN DE PROYECTOS
CORPORACIÓN UNIVERSITARIA TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR
Ciudad.-

Apreciados Señores:

Con la presente nos permitimos presentar a Ustedes para su estudio, consideración y aprobación, el proyecto de grado titulado "**REDISEÑO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE LAS MAQUINAS INVOLUCRADAS EN LOS PROCESOS DE FABRICACION DE TUBOCARIBE S.A.**", para optar al titulo de **INGENIERO MECÁNICO.**

Atentamente,

JUAN CARLOS OSPINO T.
C.C. No. 85'439.700 del Banco (Mag.)
Cartagena

ANDRES A. ZAMBRANO A.
C.C. No. 73.578.859 de

Cartagena de Indias D.T.H. y C., 29 de Febrero del 2.000

Señores

**COMITÉ DE EVALUACIÓN DE PROYECTOS
CORPORACIÓN UNIVERSITARIA TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR**

Ciudad.-

Apreciados Señores:

Por medio de la presente me dirijo a Ustedes con el fin de manifestarles que he dirigido el proyecto de grado titulado "**REDISEÑO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE LAS MAQUINAS INVOLUCRADAS EN LOS PROCESOS DE FABRICACION DE TUBOCARIBE S.A.**", el cual fue desarrollado por los estudiantes **Juan Carlos Ospino Toloza** y **Andres Augusto Zambrano Andrauss**, como requisito para optar el titulo de Ingeniero Mecánico.

Atentamente,

JUAN VILLAMIZAR
Ingeniero Mecánico
Director

Nota de aceptación

Presidente del Jurado

Jurado

Jurado

Cartagena de Indias D. T. H. y C., 29 de Febrero del 2.000

ARTICULO 105

La CORPORACIÓN UNIVERSITARIA TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR se reserva el derecho de propiedad intelectual de todos los trabajos de grados aprobados y no pueden ser explotados comercialmente sin su autorización.

A mis padres y hermanas
por darme el apoyo
necesario y suficiente para
lograr esta meta.

Juan Carlos

A mis padres, a mi esposa,
y a mi hija con todo mi
amor por darme su apoyo
en todo momento.

Andres Augusto

AGRADECIMIENTOS

A Dios por habernos dado la vida, la sabiduría y la fuerza para culminar nuestra meta y para seguir adelante.

A Alfonso Arrieta, Ingeniero Mecánico, de TUBOCARIBE S.A., por brindarnos su colaboración para el desarrollo de este proyecto.

A Enrique Chartunny, Ingeniero Civil, por su apoyo en la realización de proyecto.

A Juan Villamizar, Ingeniero Mecánico, por habernos dirigido este proyecto.

A toda y cada una de las personas que de alguna u otra forma ayudaron a la terminación satisfactoria de este trabajo.

CONTENIDO

pág.

INTRODUCCION	30
1. ORGANIZACION GENERAL DE TUBOCARIBE S.A.	32
1.1 PERFIL GENERAL	32
1.2 LINEA DE PRODUCTOS	34
1.3 PROCESO DE FORMADO	35
1.4 OPERACIONES DE TERMINADO	41
1.5 CONTROL DE CALIDAD	44
1.6 PROCESO DE REVESTIMIENTO	52
2. CONCEPTO DE UN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO CON AGUA	60
2.1 GENERALIDADES	60
2.2 DEFINICION DE UN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO CON AGUA	60
2.3 COMPONENTES QUE INTERVIENEN EN UN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO CON AGUA	62
2.3.1 Bombas	62
2.3.1.1 Definición y clasificación	62
2.3.1.2 Clasificación de las bombas Rotodinámicas	63
2.3.1.3 Parámetros Fundamentales del Funcionamiento de una Bomba	63

2.3.1.3.1	Flujo de Fluido en Tubería	63
2.3.1.3.2	Velocidad Media de Flujo	64
2.3.1.3.3	Número de Reynolds	65
2.3.1.3.4	Medida de la Presión	66
2.3.1.3.5	Carga Estática	68
2.3.1.3.6	Elevación Correspondiente a la Velocidad	68
2.3.1.3.7	Carga Hidráulica o Altura de Elevación	70
2.3.1.3.8	Altura Manométrica	71
2.3.1.3.9	Carga Neta Positiva de Succión (NPSH)	73
2.3.1.3.10	Velocidad Especifica	74
2.3.1.4	Tuberías	75
2.3.1.4.1	Materiales Utilizados	75
2.3.1.4.2	Cálculo de Tubería	78
2.3.1.4.3	Pérdida de Carga por Fricción	80
2.3.1.4.4	Pérdidas Menores	83
2.3.1.4.5	Determinación del Diámetro de los Tubos	86
2.3.1.4.6	Lado de la Succión	86
2.3.1.4.6.1	Recomendaciones	86
2.3.1.4.6.2	Elementos y piezas especiales comunes en la succión	90
2.3.1.4.6.3	Junta de Desmontaje	94
2.3.1.4.6.4	Diámetro de la Tubería de Succión	95

2.3.1.4.7 Lado Descarga	97
2.3.1.4.7.1 Elementos de la Impulsión	98
2.3.1.4.7.2 Múltiple	103
2.3.1.4.8 Cebado	104
2.3.1.4.9 Redes de Tuberías	109
2.3.1.4.10 Selección de Bombas Centrifugas	111
2.3.1.4.10.1 Selección de la Bomba por la velocidad específica	112
2.3.1.4.10.2 Curvas Características de Funcionamiento	113
2.3.1.4.10.3 Cavitación	119
2.3.1.4.10.4 Coeficiente de Cavitación	120
2.3.1.4.10.5 Zona de trabajo de una bomba centrífuga	121
2.3.1.4.10.6 Diámetro de rodete	123
2.3.1.4.10.7 Formas de rodete	123
2.3.1.4.10.8 Selección del motor	129
2.3.2 Intercambiador de Calor	129
2.3.2.1 Intercambiadores de tubos y coraza	134
2.3.2.1.1 Intercambiadores con cabezal de tubos estacionarios	134
2.3.2.1.2 Intercambiador 1 – 2 con cabezal de tubos fijos	137
2.3.2.1.3 Intercambiador con haz de tubos removibles	140
2.3.2.1.4 Intercambiadores con tubos en U	144
2.3.2.2 Cálculo de los intercambiadores de tubo y coraza	147
2.3.2.2.1 Coeficientes de película del lado de la coraza	147
2.3.2.2.2 Masa – velocidad lado de la coraza	150

2.3.2.2.3	La diferencia verdadera de temperatura Δt en un intercambiador 1-2	153
2.3.2.2.4	Pasos a seguir para el cálculo del intercambiador	154
2.3.2.2.5	Intercambiadores que usan agua	174
2.3.3	Torres de Enfriamiento	175
2.3.3.1	Clasificación de las Torres de Enfriamiento	176
2.3.3.1.1	Torres de Tiro Natural	176
2.3.3.1.2	Torres de Tiro Atmosférico	176
2.3.3.1.3	Torres de Tiro Mecánico	176
2.3.3.2	Difusión	177
2.3.3.3	Temperaturas Usadas en las Torres de Enfriamiento	181
2.3.3.3.1	Temperatura de Bulbo Seco	181
2.3.3.3.2	Temperatura de Bulbo Húmedo	181
2.3.3.3.3	Temperatura de Punto de Rocío	181
2.3.3.4	Componentes de una Torre de Enfriamiento	182
2.3.3.4.1	Carcasa	182
2.3.3.4.2	Empaque de relleno	182
2.3.3.4.3	Ventilador	182
2.3.3.4.4	Motor	182
2.3.3.4.5	Eliminadores de Rocío	182
2.3.3.4.6	Bombillas de Entrada de Agua	183
2.3.3.4.7	Ventana de Entrada de Aire	183
2.3.3.5	Partes internas de la torre de enfriamiento y función del empaque	183
2.3.3.6	Empaque o relleno	186

2.3.3.6.1	Empaques Aleatorios o azar	186
2.3.3.6.2	Empaques regulares	188
2.3.3.6.3	Soportes de empaque	190
2.3.3.6.4	Circulación de fluidos en columnas de rellenos	190
2.3.3.6.4.1	Distribución del líquido	190
2.3.3.6.4.2	Caída de Presión	195
2.3.3.7	Balance de calor	198
2.3.3.8	Transferencia de calor por difusión y convección simultaneas	201
2.3.3.9	Análisis de los requerimientos de la torre de enfriamiento	208
2.3.3.10	Determinación del número de unidades de difusión	210
2.3.3.11	Condiciones de proceso para las torres de enfriamiento	213
2.3.3.12	Coeficientes de humidificación	215
2.4	CODIGOS Y NORMAS APLICABLES	219
2.4.1	ANSI: "American National Standard Institute"	219
2.4.2	ASME: "American Society of Mechanical Engineers"	220
2.4.2.1	Sección I	222
2.4.2.2	Sección VIII – División 1	223
2.4.2.3	Sección VIII – División 2	224
2.4.2.4	Criterios de la sección VIII del código ASME	226
2.4.3	ASTM: "American Society for Testing and Materials"	228
2.4.3.1	Tipos de Aceros	228
2.4.3.1.1	Especificaciones generales	228
2.4.3.1.2	Especificaciones individuales	231

2.4.3.1.3	Generalidades sobre precios	233
2.4.4	API: “American Petroleum Institute”	233
2.4.5	TEMA: “Tubular Exchanger Manunufactures Association”	235
2.4.5.1	Unidades de casco y tubo	238
2.4.6	AISC: “American Institute of Steel Construction”	239
2.4.7	ISA: “Instruments Society of American”	239
2.4.8	Nema: “National Electrical Manufactures Association”	239
2.4.9	ICEA: “Insulate Cable Engineers Association”	239
2.4.10	UL: “Underwriters Laborartories, inc.”	239
2.4.11	NFPA: “National Fire Protecction Association”	239
2.4.12	IEEE: “Institute of Electrical and Electronic Engineers”	240
2.4.13	ACI: “American Cocrete Institute”	240
2.4.14	ICONTEC: “Instituto Colombiano de Normas Técnicas”	240
2.4.15	ICEL: “Instituto Colombiano de Energía Solar”	240
3.	TECNOLOGIAS ESPECIALIZADAS PARA EL TRATAMIENTO DE AGUA	241
3.1	TRATAMIENTO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO	241
3.1.1	Definición	241
3.1.2	Enfriamiento de un solo paso	242
3.1.3	Sistemas cerrados de recirculación	248
3.2	TRATAMIENTO Y CONTROL	252
3.3	CONTROL DE LA CORROSION	256
3.4	CONTROL DE ENSUCIAMIENTO	263

3.5 CONTROL MICROBIANO	265
4. DATOS E INFORMACION SUMINISTRADA	267
5. MEMORIAS DE CALCULO	271
5.1 SISTEMAS DE REDES DE TUBERIA	271
5.1.1 Evaluación del sistema de redes de tubería	271
5.1.2 Evaluación de los resultados	295
5.1.3 Rediseño del sistema de tubería que llega a cada intercambiador de calor	295
5.2 SISTEMA DE BOMBEO	299
5.2.1 Evaluación del sistema de bombeo	299
5.2.2 Evaluación de los resultados del sistema de bombeo	303
5.2.3 Rediseño del sistema de bombeo	304
5.2.3.1 Tubería	304
5.2.3.2 Equipo de bombeo	304
5.2.3.3 Ampliación del sistema	308
5.3 EQUIPO PARA EL ENFRIAMIENTO DE AGUA	310
5.3.1 Evaluación de la Torre de Enfriamiento	310
5.3.2 Selección de la Torre de Enfriamiento	311
6. MANTENIMIENTO	312
6.1 FINALIDAD	312
6.2 TORRES DE ENFRIAMIENTO	312
6.2.1 Mantenimiento Semanal	312
6.2.2 Mantenimiento Mensual	313

6.2.3	Mantenimiento Anual	313
6.3	BOMBAS	314
6.3.1	Mantenimiento Diario	314
6.3.2	Mantenimiento Semestral	314
6.3.3	Mantenimiento Anual	315
6.4	INTERCAMBIADORES DE CALOR	315
6.4.1	Mantenimiento semanal	317
6.4.2	Mantenimiento trimestral	317
6.4.3	Mantenimiento semestral	317
6.5	TRATAMIENTO Y MANTENIMIENTO DEL AGUA	318
6.5.1	Betz 2020	318
6.5.2	Betz 2040	318
6.5.3	Slimicide d-364 y Slimicide j-12	319
6.5.4	Betz 407-C	320
6.5.5	Cloro	320
6.5.6	Acido sulfúrico y soda cáustica	321
7.	EVALUACION ECONOMICA DEL REDISEÑO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE TUBOCARIBE S.A.	322
7.1	EVALUACION DE LAS ALTERNATIVAS	322
7.1.1	Condiciones generales de evaluación	322
7.1.1.1	Denominación de las alternativas	322
7.1.1.2	Tiempo de duración para cada una de las alternativas	322
7.1.1.3	Clase de evaluación a realizar	323

7.2 ANALISIS DE COSTO DEL PROYECTO	324
7.2.1 Inversión inicial	324
7.2.2 Costo por mantenimiento	324
7.2.3 Costo por reemplazo	326
7.2.4 Costo por operación	327
7.2.4.1 Potencia consumida por las bombas	327
7.3 CUADROS DE COSTOS UNITARIOS Y TOTALES DE LAS ALTERNATIVAS	330
7.4 EVALUACION ECONOMICA DE LAS ALTERNATIVAS	332
7.4.1 Evaluación para la Alternativa 1	333
7.4.2 Evaluación para la Alternativa 2	334
7.5 EVALUACION DE LOS RESULTADOS	336
8. CONCLUSIONES	337
BIBLIOGRAFIA	340
ANEXOS	341

LISTA DE FIGURAS

pág.

Figura 1. Bobina de acero (materia prima)	36
Figura 2. Cuchillas circulares alternadas y yuxtapuestas	38
Figura 3. Formadora de rodillos cóncavos y convexos	39
Figura 4. Zona de normalizado y de enfriamiento del tubo	40
Figura 5. Recalcado del tubo	42
Figura 6. Calentamiento en horno de gas	43
Figura 7. Prueba hidrostática del tubo	45
Figura 8. Proceso de roscado del tubo	46
Figura 9. Galgas API de trabajo y patronamiento	48
Figura 10. Calibración periódica de las galgas	49
Figura 11. Evaluación y análisis del mecánico	50
Figura 12. Evaluación y análisis de metrología	51
Figura 13. Proceso de granallado del tubo	53
Figura 14. Baño ácido del tubo	54

Figura 15. Horno de barril de tratamiento del tubo	55
Figura 16. Proceso de aplicación del adhesivo	57
Figura 17. Túnel de enfriamiento.	58
Figura 18. Inspección del tubo	59
Figura 19. Relación entre las presiones manométrica y absoluta	67
Figura 20. Cargas estáticas	69
Figura 21. Instalación de una bomba centrífuga	72
Figura 22. Relación de velocidad específica de bombas rotodinámicas	76
Figura 23. Diagrama de Moody	82
Figura 24. Instalación de la tubería de succión	88
Figura 25. Instalación correcta en la succión	89
Figura 26. Velocidades máximas de flujos recomendadas en las tuberías de aspiración	96
Figura 27. Velocidades máximas de flujos recomendadas en las tuberías de impulsión	99
Figura 28. Distintos tipos de cebado auxiliar	105
Figura 29. Altura manométrica Vs. Caudal	114
Figura 30. Potencia Vs. Caudal	116
Figura 31. Altura, potencia al freno y rendimiento Vs. Caudal	117
Figura 32. Altura Vs. Caudal	118
Figura 33. Zona de trabajo de una bomba centrífuga	122
Figura 34. Diámetro del rodete	124

Figura 35. Tipos de rotores	125
Figura 36. Rodetes de una bomba rotodinámica	128
Figura 37. Tubo rolado	130
Figura 38. Arreglos comunes para los tubos de intercambiadores	133
Figura 39. Intercambiador tubular de cabezal fijo	136
Figura 40. Detalle de deflector segmentado	138
Figura 41. Intercambiador 1 – 2 de cabezal fijo	139
Figura 42. Intercambiador 1 – 2 de cabezal flotante de arrastre	141
Figura 43. Distribución de tubos en el cabezal para una coraza de 13 ¼ plg. DI con tubos de 1 plg. DE y en arreglo de paso triangular de 1 ¼ plg acomodado para seis pasos en los tubos	142
Figura 44. Intercambiador 1 – 2 con tubos en U	145
Figura 45. Intercambiador 1 – 2 con tubos en U con doble cabezal	146
Figura 46. Flujo a través de un haz de tubos	148
Figura 47. Curva de transferencia de calor para el lado de la coraza con haz de tubos con deflectores cementados 25%	149
Figura 48. Diámetro equivalente	152
Figura 49. Factores de corrección MLDT para intercambiadores 1 – 2	156
Figura 50. Calores específicos de líquidos	157
Figura 51. Calores específicos de hidrocarburos líquidos	158
Figura 52. Factor F de temperatura calórica	161
Figura 53. Viscosidad de líquidos	164
Figura 54. Curva de transferencia de calor lado de tubos	165
Figura 55. Conductividades térmicas de hidrocarburos líquidos	167

Figura 56. Factores de fricción, para lado de tubo	171
Figura 57. Pérdida de presión para retorno, lado de tubos	173
Figura 58. Torre de tiro natural	178
Figura 59. Torre Atmosférica	179
Figura 60. Torre de tiro forzado y Torre de tiro inducido	180
Figura 61. Tipos comunes de empaques de torres de enfriamiento	185
Figura 62. Algunos empaques al azar para torres	187
Figura 63. Empaques regulares o amontonados	189
Figura 64. Plato de sostén Multibeam	191
Figura 65. Distribución del líquido e irrigación del empaque: (a) Inadecuada (b) adecuada	192
Figura 66. Caída de presión a través de rejillas y anillos apilados. Las curvas a trazos están basadas en cifras aproximadas.	196
Figura 67. Caída de presión a través de anillos y sólidos al azar	197
Figura 68. Flujo de agua y de aire en una torre de enfriamiento	199
Figura 69. (a) Integración gráfica de $dt/(H' - H)$. (b) Corrección para la resistencia de la película del líquido	212
Figura 70. Enfriamiento típico de un solo paso en una planta industrial pequeña	243
Figura 71. Para muchas aplicaciones críticas de transferencia de calor, se usa el agua en un circuito cerrado para tener un control seguro de los productos químicos, y este se enfría mediante un sistema abierto	250
Figura 72. Esquema representativo de la red de tuberías	272
Figura 73. Instalación correcta en la tubería de succión	300
Figura 74. Muestra del estado corrosivo de la tubería actual	305
Figura 75. Punto de operación del sistema y de la bomba	307

Figura 76. Diagrama de flechas para la programación y ejecución de trabajos para el mantenimiento de un intercambiador de calor	316
---	-----

LISTA DE CUADROS

pág.

Cuadro 1. Longitudes equivalentes a pérdidas localizadas	85
Cuadro 2. Datos de tubos para condensadores e intercambiadores de calor	132
Cuadro 3. Dimensiones de tubería de acero IPS	135
Cuadro 4. Disposición de los espejos de tubos (cuenta de tubos). Arreglo en cuadro y arreglo triangular	143
Cuadro 5. Factores de obstrucción	159
Cuadro 6. Conductividades Térmicas de Líquidos	168
Cuadro 7. Tamaño de empaques para los diferentes rangos de carga de agua	194
Cuadro 8. Características de humidificación: anillos Raschig y sillas de montar Berl	194
Cuadro 9. Valores Promedio de h/K_x calculados de determinaciones de bulbo húmedo	207
Cuadro 10. Características de Humidificación: Anillos Raschig y sillas de montar Berl	218

Cuadro 11. Diámetros y calibres estándar para tubos lisos (Todas las dimensiones en pulgadas)	236
Cuadro 12. Variables importantes del agua de enfriamiento	261
Cuadro 13. Componentes químicos de los tratamientos del agua de enfriamiento	262
Cuadro 14. Fuentes de depósito ensuciadores	264
Cuadro 15. Valores recomendados de los Intercambiadores de calor 1-2	168
Cuadro 16. Temperatura de bulbo seco, bulbo húmedo y velocidad máxima del viento para la ciudad de Cartagena	269
Cuadro 17. Dimensiones de Tuberías de acero	270
Cuadro 18. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 0-1 de tubería	277
Cuadro 19. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 0-2 de tubería	277
Cuadro 20. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 3-1 de tubería	278
Cuadro 21. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 2-4 (5-3) de tubería	278
Cuadro 22. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 4-6 (7-5) de tubería	278
Cuadro 23. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 6-8 (9-7) de tubería	279
Cuadro 24. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 8-10 (43-9) de tubería	279
Cuadro 25. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 10-37 (38-43) de tubería	279
Cuadro 26. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 37-38 de tubería	280
Cuadro 27. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 37-39 (40-38) de tubería	280

Cuadro 28. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 42-40 (39-41) de tubería	281
Cuadro 29. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 41-42 de tubería	281
Cuadro 30. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 17-18 (19-20) de tubería	282
Cuadro 31. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 18-19 de tubería	282
Cuadro 32. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 17-16 (20-21) de tubería	283
Cuadro 33. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 17-20 de tubería	283
Cuadro 34. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 16-23 (22-21) de tubería	284
Cuadro 35. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 23-A-22 de tubería	284
Cuadro 36. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 23-B-22 de tubería	285
Cuadro 37. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 15-16 (21-24) de tubería	285
Cuadro 38. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 15-24 de tubería	286
Cuadro 39. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 4-5 de tubería	286
Cuadro 40. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 10-11 (36-43) de tubería	287
Cuadro 41. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 11-12 (35-36) de tubería	287
Cuadro 42. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 13-34 (28-29) de tubería	287
Cuadro 43. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 12-13 (28-35) de tubería	288
Cuadro 44. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 34-29 de tubería	288
Cuadro 45. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 33-34 (29-30) de	

tubería	288
Cuadro 46. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 30-33 de tubería	289
Cuadro 47. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 32-33 (30-31) de tubería	289
Cuadro 48. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 31-B-32 de tubería	290
Cuadro 49. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 31-A-32 de tubería	290
Cuadro 50. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 14-27 (26-25) de tubería	291
Cuadro 51. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 13-14 (25-28) de tubería	291
Cuadro 52. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 26-A-27 de tubería	292
Cuadro 53. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 26-B-27 de tubería	292
Cuadro 54. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 14-15 (24-25) de tubería	293
Cuadro 55. Primera iteración para hallar los caudales por el método Hardy Cross	294
Cuadro 56. Comparación del caudal existente por intercambiador con los caudales recomendados por intercambiador	296
Cuadro 57. Control Microbiológico Mensual	320
Cuadro 58. Presupuesto de Inversión Inicial para la Alternativa 1	330
Cuadro 59. Presupuesto de inversión inicial para la Alternativa 2.	330
Cuadro 60. Costos por Mantenimiento para la Alternativa 1	331
Cuadro 61. Costo por Operación la Alternativa 1	331
Cuadro 62. Costos por Mantenimiento para la Alternativa 1	331

Cuadro 63. Costo por Operación la Alternativa 1	331
Cuadro 64. Exposición de Costo para la Alternativa 1	332
Cuadro 65. Exposición de Costo para la Alternativa 2	333

LISTA DE ANEXOS

pág.

Anexo A. Factores de fricción para tuberías y factor “K” para válvulas y accesorios	341
Anexo B. Resultados del programa EPANET	345
Anexo C. Curvas y cotización de las bombas	373
Anexo D. Datos de la torre actual y de la torre nueva	375
Anexo E. Cotizaciones	378

RESUMEN

TUBOCARIBE S.A. es una industria encargada a la fabricación de tubos de acero bajo las normas estándares de calidad, esta industria debido a la gran demanda petrolera, comercial y entre otras se vio forzada a crecer rápidamente, lo cual trajo como problema la deficiencia del sistema de enfriamiento debido al aumento de equipos y máquinas. Por lo tanto se creo la necesidad de hacer un estudio y rediseño que le diera solución al problema de la deficiencia en el sistema de enfriamiento de las máquinas y a su vez un 50% más de crecimiento de la industria.

Este sistema de enfriamiento es un ciclo cerrado del cual se toma agua cruda tratada de un pozo mediante bombas centrífugas y la cual es transportada a través de una red compleja de tubería de acero, llevando el agua a los

intercambiadores de calor 1-2 tubo-coraza, para intercambiar calor con el aceite hidráulico RANDO 68 de las unidades hidráulicas de las máquinas (Cortadora Mckay, formadora, N.T. Wilson, Uncoil-Recoil, Prensa, Tronsonadora, Roscadora, Acopladora, Conveyor Transfer, Enderezadora, Recalcadora, Hidrotester y Biseladora), y regresando por tuberías hasta una torre de enfriamiento pasando a través de ésta y cayendo el agua nuevamente al pozo, para así cumplir el final del ciclo.

El rediseño hace un énfasis de cada una de las partes que intervienen en el sistema y se encuentra la deficiencia de presiones en la red de tubería debido al envejecimiento y alto grado de rugosidad en las tuberías por el no adecuado tratamiento al agua, deficiencia en el caudal de las bombas, aumento de la temperatura del aceite de trabajo en intercambiadores, el aumento de caudal hace que la torre este deficiente y el no mantenimiento del agua estancada.

Por la poca información conseguida en planos se procedió a construir planos de toda la red de tubería; evaluación de caudal y presión del nuevo sistema; cambio de gran parte de tubería debido al envejecimiento y las pérdidas que éstas le producen al sistema de bombeo; evaluación de la nueva torre de enfriamiento y un mantenimiento respectivo al agua estancada para bajar su estado corrosivo e

incrustante, con las dos mejores alternativas de solución y sus respectivos presupuestos.

INTRODUCCION

Colombia es un país rico en petróleo y por ende el transporte de un lugar a otro implica el uso de la tubería adecuada para esta clase de fluido y sus respectivas de trabajo. Por la gran demanda petrolera, comercial y entre otras, nace TUBOCARIBE S.A., una industria dedicada a la fabricación y revestimiento de tubos con costura para oleoductos y otros tipos de procesos industriales bajo las normas estándares de tubería.

El proceso de fabricación del tubo requiere de una bobina de acero (o materia prima) que va desde el enderezamiento de ésta, la formación del tubo, soldadura,

corte, prueba, tratamientos térmicos, revestimiento (si es necesario) y otros procesos que lleva éste.

La mayoría de estas máquinas son hidráulicas y por lo tanto el aceite hidráulico (RANDO 68) que pasa a través de cada una, se ve forzado a un calentamiento por fricción y compresión del fluido, el cual ésta sometido a un ciclo cerrado de enfriamiento y retorno a un tanque de almacenamiento de aceite de cada unidad hidráulica.

El enfriamiento del aceite hidráulico se hace a través de intercambiadores 1-2 tubo-coraza, por el cual se intercambia calor por medio de agua cruda tratada.

Debido a la demanda de tubos esta industria ha tenido la necesidad de crecer e implementarse con más máquinas, por lo tanto el sistema de bombeo de agua de enfriamiento juega un papel muy importante para poder refrigerar una gran cantidad de aceite hidráulico para que este conserve sus propiedades y cumpla su período de vida, para así mantener eficientes y activas las máquinas involucradas en todo el proceso de la fabricación de tubos.

1. ORGANIZACION GENERAL DE TUBOCARIBE S.A.

1.1 PERFIL GENERAL

Tubos del Caribe S.A., Tubocaribe es la primera empresa colombiana productora de tubos petroleros, bajo licencia del Instituto Americano de Petróleo – API. Tubocaribe, se establece para abastecer la creciente industria petrolera y gasífera de la región y los mercados de exportación a nivel mundial. Tubocaribe provee una línea completa de productos tubulares que van desde casing, tubing y line pipe, hasta tubos para intercambiadores de calor, tubos para caldera y tubos estructurales de alta resistencia.

Tubocaribe esta ubicada en Cartagena de Indias, una de las ciudades colombianas de mayor desarrollo industrial. Por su avanzada infraestructura, su bahía protegida y su posición geográfica, Cartagena como sede de su planta industrial ofrece a Tubocaribe una localización estratégica de fácil accesibilidad. Localizada sobre la costa caribe colombiana, a una distancia inferior a 300 millas de canal de Panamá, Cartagena permite a Tubocaribe acceso limitado por el Atlántico y el Pacífico a los proveedores de acero en todo el mundo, así como a los mercados de exportación más distantes.

Con una extensión de 30 hectáreas (75 acres), las instalaciones de Tubocaribe se constituyen como una planta de producción de tubos completamente integrada, por cuanto en ella se realizan operaciones de corte, formado, tratamientos térmicos y de terminado. Gracias a una distribución de planta versátil y una alta capacidad instalada, Tubocaribe puede producir eficientemente lotes de fabricación grandes o pequeños, manteniendo la más alta calidad y productividad.

En 1995, Tubocaribe construyó su planta de revestimiento externo, la cual ofrece a la industria aplicaciones de protección contra la corrosión. Además de ser una de las más modernas del hemisferio occidental, la planta consolida el propósito de la organización en su versatilidad y productividad bajo la filosofía de control total de calidad.

Tubocaribe asegura la excelencia en cada producto manufacturado, así como en cada uno de los servicios que brinda. En 1996, Bureau Veritas Quality International emitió el certificado ISO 9002 al sistema de aseguramiento de calidad de Tubocaribe.

Tubocaribe está dedicada a proveer un servicio eficiente y óptimo a cada nivel de la organización. Cuenta con oficinas y agentes localizados estratégicamente en las regiones productoras de gas y petróleo del mundo, brindando a sus clientes lo mejor en servicio y soporte técnico.

1.2 LINEA DE PRODUCTOS

Tubocaribe ofrece a la industria petrolera y gasífera una completa línea de productos tubulares y revestimientos externos contra la corrosión para diversas aplicaciones tales como conducción, exploración, producción, refinación de hidrocarburos y construcción de instalaciones industriales.

◆ **Casing & Tubing (Tubos de Entubación y Producción).** Tubocaribe produce casing (tubos de entubación) en diámetros desde 4" hasta 8 ⁵/₈" y tubing (tubos de producción) en diámetros desde 2 ³/₈" hasta 4 ¹/₂" según especificación API 5CT, normalizado de costura, normalizado de cuerpo completo, templado y revenido. El casing y el tubing se ofrecen en grados de acero API desde J-55 hasta P-110.

◆ **Line Pipe (Tubos de Conducción):** Tubocaribe produce line pipe (tubos de conducción) en diámetros desde 2" hasta 8" según especificaciones API 5L y otras, normalizado de costura o normalizado de cuerpo completo. El line pipe se ofrece en grados de acero API desde A hasta X-80.

◆ **Tubos Estructurales:** Tubocaribe produce tubos estructurales redondos, cuadrados y rectangulares de alta resistencia según especificación ASTM A500, en longitudes de 6 y 12 metros (20, 24 ó 40 pies).

◆ **Revestimientos Externos:** Tubocaribe provee servicio de revestimiento externo en fusión – bonded epoxy (FBE) y tricapa polietileno y polipropileno, para tubería producida por Tubocaribe o por terceros, en diámetros desde 2” hasta 42”.

◆ **Otros Productos:** Tubocaribe produce tubos mecánicos; tubos para calderas e intercambiadores de calor, y otros productos terminados para varios tipos de servicios de acuerdo con las especificaciones internacionales ASTM, DIN, JIS, ANSI/ASME, ISO Y UL.

1.3 PROCESO DE FORMADO

Tubocaribe fabrica tubos empleando formadoras longitudinales, conjuntamente con la tecnología de electrofusión por alta frecuencia (ERW). Las bobinas maestras de acero se convierten en bobinas cortadas, las cuales se forman en tubo, se electrofusionan, se normaliza la zona de fusión, se calibran, se cortan y se enderezan.

◆ **Materia prima.** Tubocaribe procesa aceros de alta calidad que cumplen con los requisitos metalúrgicos y mecánicos impuestos por las estrictas especificaciones internas de la compañía. Las bobinas de acero maestras son aprobadas por el Departamento de Aseguramiento de Calidad, una vez que las características metalúrgicas y mecánicas de las bombas han sido verificadas contra los certificados de la acería (Figura 1).

F-1

◆ **Trazabilidad.** La Base de Datos de Trazabilidad de Tubocaribe hace seguimiento a cada una de las coladas de acero desde su existencia como bobina maestra, tubería en proceso, hasta producto final. Este sistema de trazabilidad asegura identificación del producto terminado y permite monitorear el funcionamiento del producto en el campo.

◆ **Corte.** Durante el proceso de corte, cuchillas circulares alternadas y yuxtapuestas cortan la lámina de las bobinas maestras en bandas del ancho exacto que se necesita para formar el diámetro del tubo requerido (Figura 2). Después del corte se mide el ancho de las bandas, se les asignan la etiqueta de identificación y se colocan en la secuencia en la que van a ser introducidas a las líneas de formado.

◆ **Formado.** En las formadoras, las bobinas cortadas son desenrolladas, aplanadas y formadas como un tubo a través de una serie de rodillos cóncavos y convexos, hasta enfrentar los bordes de la lámina mediante presión mecánica (Figura 3). Los bordes enfrentados se electrofusionan longitudinalmente mediante temperatura inducida por alta frecuencia (Figura 4). La zona afectada por el calor se normaliza y los tubos son sometidos a enfriamiento y, posteriormente, son calibrados, cortados, enderezados, inspeccionados visualmente, marcados con la identificación apropiada, desde donde son distribuidos para las operaciones de terminado respectivas.

F-2

F-3

F-4

1.4 OPERACIONES DE TERMINADO

Posterior al proceso de formado, el tubo es sometido a operaciones de terminado que varían de acuerdo con el tipo de tubo que se está produciendo. Estas operaciones incluyen recalado, tratamientos térmicos, prueba hidrostática, biselado, roscado y marcado.

◆ **Recalado.** Con el fin de aumentar el espesor de la pared donde será roscado el tubing, los extremos de los tubos se calientan a la temperatura deseada en un horno de gas y se alimentan inmediatamente en el canal de entrada de una prensa forjadora o “recalcadora”, en la cual se sujeta el extremo caliente del tubo y se forja mediante un molde dado y un punzón (Figura 5). Los tubos recalados se desalojan y se ubican sobre una mesa de enfriamiento hasta conseguir la temperatura ambiente.

◆ **Tratamientos Térmicos.** Los casing y tubing que requieren tratamientos térmicos son calentados en hornos de gas a temperaturas de operación cuidadosamente controladas (Figura 6). Una vez que los tubos logran la temperatura requerida y el tiempo de empape, salen del horno a un enfriamiento por aire o a ser templados por agua. Si es necesario, los tubos pueden ser revenidos para obtener mejores propiedades mecánicas. Adicionalmente, bajo pedido, se realiza el proceso de normalizado de cuerpo completo.

F-5

F-6

◆ **Biselado.** Todos los tubos son enfrentados para lograr un extremo recto. Dependiendo del uso final, se pueden cortar diferentes tipos de bisel, de tal manera que el tubo pueda ser soldado o roscado.

◆ **Prueba Hidrostática.** La totalidad de la tubería es sometida a la prueba hidrostática a presiones API o a las acordadas con el cliente (Figura 7).

◆ **Roscado.** Se utilizan roscadoras de alta velocidad con pastillas de carburo de tungsteno para garantizar una adecuada productividad y calidad de la rosca, las cuales son inspeccionadas en su totalidad, al final del proceso, para la colocación del acople al torque especificado (Figura 8).

◆ **Marcado.** Posterior a la inspección visual final, los tubos son pesados, medidos y marcados en forma automática con el nombre de la compañía, el número del monograma API, la información del producto y el código de identificación, para ser barnizados y depositados sobre las mesas de secado, desde donde son transportados a los patios de almacenamiento de Tubocaribe.

1.5 CONTROL DE CALIDAD

La filosofía adoptada por el Departamento de Aseguramiento de Calidad de Tubocaribe ha sido de absoluta devoción hacia la Calidad Total. Con una constante capacitación recibida por los más distinguidos consultores internacionales, las directivas de ingeniería, producción y aseguramiento de calidad se mantienen al

F-7

F-8

tanto de los últimos desarrollos en control estadístico de proceso, control total de calidad y otros conceptos claves en administración manufacturera.

◆ **Pruebas no Destructivas.** Tubocaribe opera una amplia serie de sistemas de pruebas no destructivas de conformidad con las especificaciones API y las del cliente. La inspección ultrasónica en línea se ejecuta después de la electrofusión para monitorear la integridad de la soldadura del tubo y las condiciones del burilado interior. Se cuenta con equipos de inspección electromagnética fuera de línea para detectar defectos transversales y longitudinales en el cuerpo completo del tubo. Se utilizan métodos de inspección no destructiva en extremos (SEA), a través de partículas magnéticas, en medio seco o húmedo, para localizar defectos en la zona de recalque.

◆ **Cuarto de Galgas.** En su cuarto de galgas Tubocaribe mantiene un equipo completo de galgas API de trabajo y patronamiento. (Figura 9) Las galgas de trabajo son calibradas periódicamente contra las de patronamiento para asegurar el mayor grado de presión en las mediciones que se realizan (Figura 10).

◆ **Laboratorios.** Para asegurar la calidad total en sus productos, Tubocaribe opera en laboratorios completamente equipados que suministran evaluaciones y análisis químicos, (Figura 11) mecánicos, (Figura 12) de metrología y metalúrgicos.

F-9

F-10

F-11

F-12

◆ **Sistema de Aseguramiento de Calidad.** El sistema de aseguramiento de calidad de Tubocaribe cumple con los estándares internacionales del ISO 9002. Adicionalmente, el sistema esta certificado por API bajo el programa de calidad Q1 con licencia para utilizar el monograma API en especificaciones 5CT y 5L.

1.6 PROCESO DE REVESTIMIENTO

Antes de iniciar el proceso de revestimiento, el departamento de calidad ejecuta pruebas de calificación en todas las materias primas e insumos.

Una vez las materias primas y los insumos han sido aprobados, los tubos entran al proceso de revestimiento. Inicialmente, los tubos son secados y sometidos a granallado esférico para eliminar cualquier humedad, suciedad e imperfecto de la superficie y, posteriormente a un granallado angular para aplicar un patrón de anclaje que asegure óptima adherencia (Figura 13).

El tubo se somete a un baño de ácido y enjuague, con el fin de remover cualquier contaminación de cloruros o sales que pueda inhibir la adherencia epóxica (Figura 14), para luego pasar a una batería de hornos de barril a gas que calientan el tubo a la temperatura requerida (Figura 15).

Estando a la temperatura adecuada, el tubo entra a la cámara de aplicación de polvo epóxico, donde partículas cargadas electrostáticamente se atomizan sobre

F-13

F-14

F-15

la superficie del tubo. En el caso de los revestimientos tricapa en polietileno o polipropileno, sobre la base epóxica se aplica el adhesivo y la capa externa poliolefínica, mediante un proceso de extrusión y contacto rotacional. El adhesivo sirve como enlace químico entre la capa externa poliolefínica y la base epóxica aplicada sobre el metal (Figura 16).

Luego, el tubo pasa por el túnel de enfriamiento, (Figura 17) para posteriormente ser inspeccionado con los detectores de discontinuidades (prueba holiday). (Figura 18) Una muestra de cada lote de producción es sometida a pruebas de impacto y flexibilidad, así como de desprendimiento catódico y de resistencia al agua caliente.

El producto final es transportado al patio de almacenamiento de Tubocaribe, con capacidad de 80.000 toneladas métricas de tubería revestida.

F-16

F-17

F-18

2. CONCEPTO DE UN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO CON AGUA

2.1 GENERALIDADES

El agua es esencial para permitir que cualquier planta industrial realice su misión. La cantidad de agua requerida por una empresa comercial o una planta industrial puede variar desde tan poco como 25 galones por persona por día a muchos miles de galones por empleado por día.

Una de las tantas funciones o uso del agua en la planta cae en la siguiente categoría: Enfriamiento de las máquinas involucradas en un proceso industrial determinado; en esta aplicación puede utilizarse directamente para el enfriamiento a través de un intercambiador de calor adecuado, o como agua de repuesto para una corriente de recirculación abierta en la cual el calor absorbido por el agua en el enfriamiento se disipa en la atmósfera a través de una torre de enfriamiento.

2.2 DEFINICION DE UN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO CON AGUA

Con el crecimiento en número y tamaño de las plantas manufactureras de todo tipo acompañado por tasas más altas de calor de rechazo, la necesidad de torres de enfriamiento han aumentado muchísimo. Estas tendencias se unen a aspectos ambientales, que incluyen la conservación de agua y las limitaciones en las

descargas térmicas y químicas. Como resultado, el ingeniero de planta ha presenciado una oleada de especificaciones y empleo de las torres de enfriamiento.

Una de las dos opciones en un sistema de enfriamiento, es el sistema de enfriamiento de un solo paso, el cual utilizan agua de un lago o río para suministrarle agua de enfriamiento a los intercambiadores de calor. El agua caliente se devuelve entonces a la masa de agua.

Como resultado de todo el calor que se descarga a los ríos, lagos, etc., por las plantas que operan con sistema de enfriamiento de un paso, el término “Contaminación Térmica” ha llegado a tener significado y trascendencia legal con legislación en vigor para la protección del medio ambiente. En consecuencia, en muchos casos, deja de ser opción disponible el enfriamiento de un solo paso.

La otra opción es: El sistema de enfriamiento en ciclo cerrado, que se refiere al agua de sistema y generalmente favorece el empleo de una torre de enfriamiento. El agua de enfriamiento se recircula continuamente a través de la planta. La torre de enfriamiento se utiliza para extraer el calor agregado por los intercambiadores de calor al agua de enfriamiento que circula. El agua tomada de la fuente natural se emplea sólo para el repuesto de las pérdidas.

2.3 COMPONENTES QUE INTERVIENEN EN UN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO CON AGUA

2.3.1 Bombas.

2.3.1.1 Definición y clasificación. Una bomba es una turbomáquina generadora para líquidos. La bomba absorbe energía mecánica y restituye al líquido que la atraviesa energía hidráulica. La bomba se emplea para bombear toda clase de líquidos (agua, aceites de lubricación, combustibles, ácidos, etc.). También se emplean las bombas para bombear líquidos espesos con sólidos en suspensión, como pastas de papel, melaza, etc.

Las bombas se clasifican en:

a) **Bombas Rotodinámicas.** A este grupo pertenecen todas y solo las bombas que son turbomáquinas. Éstas son siempre rotativas y su órgano transmisor de energía se llama rodete. Se llama rotodinámica porque su movimiento es rotativo y el rodete comunica energía al fluido en forma de energía cinética.

b) **Bombas de Desplazamiento Positivo.** A este grupo pertenecen no solo las bombas alternativas sino las rotativas llamadas rotoestáticas porque son rotativas, pero en ella el rodete comunica energía al fluido en forma de presión.

2.3.1.2 Clasificación de las bombas Rotodinámicas.

♦ **Según la dirección del flujo.** Bombas de flujo radial, de flujo axial y de flujo radio – axial.

♦ **Según la posición del eje.** Bombas de eje horizontal, de eje vertical y de eje inclinado.

♦ **Según la entrada del flujo en la bomba.** De simple aspiración y de doble aspiración.

♦ **Según el número de rodets.** De un escalonamiento o de varios escalonamientos.

2.3.1.3 Parámetros Fundamentales del Funcionamiento de una Bomba. Al seleccionar la bomba más adecuada para determinada aplicación, la información más importante que se tiene que dar al fabricante es la capacidad deseada y la carga hidráulica con la que se requiere que trabaje la bomba mientras descarga el caudal de flujo especificado.

2.3.1.3.1 Flujo de Fluido en Tubería. Cuando se analiza un fluido en una corriente de flujo, es importante ser capaz de determinar el carácter del flujo. En algunas condiciones, el fluido parecerá que fluye en capas, de una manera

uniforme y regular; cuando esto ocurre al flujo se le conoce como flujo laminar; pero cuando en cambio el flujo es todo lo contrario, en el que no es uniforme ni regular, al flujo entonces se le conocerá como flujo turbulento.

2.3.1.3.2 Velocidad Media de Flujo. El término “velocidad” a menos que se diga lo contrario se refiere a la velocidad media o promedio de cierta sección transversal dada, por la ecuación de continuidad para flujo estacionario:

$$V = \frac{Q}{A} \quad (2.1)$$

Donde,

Q = Caudal, capacidad o gasto (gal/min.).

A = Area transversal de la tubería.

$$A = \frac{\pi}{4} D^2 \quad (2.2)$$

D = Diámetro de la tubería.

La velocidad es muy significativa para determinar las condiciones de la corriente (turbulento o laminar) y las pérdidas que causa el fluido por rozamiento.

2.3.1.3.3 Número de Reynolds. El régimen de flujos en tuberías, es decir, si es laminar o turbulento, depende del diámetro de la tubería, de la densidad, la viscosidad del fluido y de la velocidad de flujo. El valor numérico de una combinación adimensional de estas cuatro variables, conocida como número de Reynolds, puede considerarse como la relación de las fuerzas dinámicas de la masa del fluido respecto a los esfuerzos de formación ocasionados por la viscosidad. El número de Reynolds es:

$$Re = \frac{DVr}{\mu} \quad (2.3)$$

Donde,

D = Diámetro de la tubería.

V = Velocidad de flujo.

ρ = Densidad del fluido.

μ = Viscosidad el fluido.

Para estudios técnicos, el régimen de flujos en tuberías se considera como laminar si el número de Reynolds es menor de 2.000 y turbulento si el número de Reynolds es superior a 4.000. Entre estos dos valores esta la zona denominada “crítica” donde el régimen de flujo es impredecible, donde puede ser laminar, turbulento o de transición dependiendo de muchas condiciones o posibilidades de variación.

2.3.1.3.4 Medida de la Presión. En la Figura 19. se ilustra gráficamente la relación entre las presiones absoluta y manométrica. El vacío perfecto no puede existir en la superficie de la tierra pero es, sin embargo, un punto de referencia conveniente para la medición de la presión.

Presión barométrica es el nivel de la presión atmosférica por encima del vacío perfecto.

La presión atmosférica normalizada es de 1.01325 bar, 14.696 lb/plg² o 760 mm de mercurio.

La presión manométrica es la presión medida por encima de la atmosférica, mientras que la presión absoluta se refiere siempre al vacío perfecto.

Vacío es la depresión por debajo del nivel atmosférico. La referencia a las condiciones de vacío se hace a menudo expresando la presión absoluta en términos de altura de columna de mercurio o de agua.

La presión puede medirse o expresarse en términos de altura de una columna de líquido que ejerza tal presión sobre la superficie horizontal del líquido en la base de la columna. Esta presión es independiente de la sección transversal de la columna de líquido y así, puede expresarse como una simple dimensión, altura y se mide en metros (o en pies).

F-19

La relación fundamental entre la presión (P) y la altura (H) esta expresada como sigue:

$$P = w \cdot H \quad (2.4)$$

Siendo w el peso específico del líquido.

2.3.1.3.5 Carga Estática. La carga estática se refiere a la diferencia de elevación. Así la carga estática total de un sistema es la diferencia entre el nivel del líquido de descarga y el nivel del líquido de succión (Figura 20). La carga estática de descarga es la diferencia de elevación entre el nivel del líquido de descarga y la línea de centro de la bomba. La carga estática de succión es la diferencia de elevación entre el nivel del líquido de succión y la línea de centro de la bomba.

Si el nivel del líquido de succión o el de descarga esta a otra presión que no sea la atmosférica, esta presión se considera algunas veces como parte de la carga estática.

2.3.1.3.6 Elevación Correspondiente a la Velocidad. La elevación correspondiente a la velocidad es la energía cinética en un líquido en cualquier punto, expresada en metros del líquido en cuestión. Si el líquido se esta moviendo a cierta velocidad, la elevación correspondiente a la velocidad equivalente a la

F-20

distancia que la masa de agua tendría que caer para adquirir esa velocidad. Por lo tanto la elevación correspondiente a la velocidad puede calcularse por:

$$H_v = \frac{V^2}{2g} \quad (2.5)$$

En el cual:

H_v = Elevación correspondiente a la velocidad.

V = Velocidad.

g = La aceleración debida a la gravedad.

2.3.1.3.7 Carga Hidráulica o altura de elevación. En su forma elemental, la altura de elevación o carga hidráulica denota la distancia a la que la superficie libre de una extensión de agua descansa sobre una línea de referencia; como tal, representa una energía o una habilidad para hacer trabajos. En cualquier sistema de bombeo, el líquido se tiene que mover a través de tuberías y conductos que ofrecen cierta resistencia o, en otras palabras, causa cierta pérdida por fricción. Esta disipación de energía, o pérdida de altura de elevación, se llama carga de fricción mientras que la energía que se convierte en velocidad se llama elevación correspondiente a la velocidad. Por lo tanto, las cargas estáticas, cargas de presión, carga de fricción y elevaciones correspondientes a la velocidad, pueden todas encontrarse en cualquier sistema. Cuando se considera una bomba por sí

sola la carga es una medida de la energía total impartida al líquido a una cierta velocidad y capacidad de operación.

2.3.1.3.8 Altura Manométrica. La Figura 21 representa una instalación de bombeo destinada a elevar agua desde un pozo de aspiración hasta un depósito elevado. En la cual se ve los dos manómetros que van conectados a uno y otro lado de la bomba para leer directamente la presión en la entrada y salida de ella.

Aplicando la ecuación de Bernoulli entre los puntos e y s:

$$H_m = \frac{P_s - P_e}{W} + Z_s - Z_e + \frac{V_s^2 - V_e^2}{2g} \quad (2.6)$$

Donde,

H_m = Altura manométrica.

P_s, P_e = Presión en la sección e y s.

Z_s, Z_e = Altura correspondiente a los puntos e y s.

V_s, V_e = Velocidades correspondientes a cada sección.

El término $Z_s - Z_e$ suele ser muy pequeño o cero.

El término $\frac{V_s^2 - V_e^2}{2g}$ suele ser también muy pequeño.

F-21

Entonces la ecuación anterior se transformarían en:

$$H_m = \frac{P_s}{W} - \frac{P_e}{W} = H_s + H_d \quad (2.7)$$

H_s = Altura de presión según lectura del manómetro en la sección el signo (+) indica suma de los valores absolutos de las lecturas.

H_d = Altura de presión correspondiente a la lectura del manómetro en la descarga. Suele ser negativo. Esto quiere decir, que la altura manométrica es igual a la suma de la altura de presión en la succión más la altura de presión en la descarga.

2.3.1.3.9 Carga Neta Positiva de Succión (NPSH). El empleo de los términos “altura de aspiración permisible” ó “carga de succión requerida”, tiene serios inconvenientes. Solo se puede aplicar para agua, porque indica la energía de la presión barométrica expresada en ft de agua. Los cambios de la presión barométrica sean por la diferencia en altitud o por el clima, modifican los valores de estos términos. Los cambios en la temperatura de bombeo también influyen porque alteran la presión de vapor del líquido.

Por esta razón, todas las referencias a las condiciones de succión se hacen en la carga neta positiva de succión NPSH, por arriba de la presión de vapor del líquido.

La carga de succión y la presión de vapor se deben expresar en ft del líquido que se maneja y ambas en unidades de presión manométrica o absoluta. Una bomba que funciones con altura de aspiración manejará cierta capacidad máxima de agua fría sin que allá cavitación. La $(NPSH)_A$ o cantidad de energía disponible en la boquilla de succión es la presión atmosférica menos la suma de la altura de aspiración y la presión de vapor del agua.

Es necesario distinguir entre la carga neta positiva de succión disponible $(NPSH)_A$ y la requerida $(NPSH)_R$. La primera, que es una característica del sistema en que se emplea la bomba centrífuga, representa la diferencia entre la carga absoluta de succión existe y la presión de vapor a la temperatura prevaleciente. La $(NPSH)_R$, que es función del diseño de la bomba, representa el margen mínimo requerido entre la carga de succión y la presión de vapor.

2.3.1.3.10 Velocidad Específica. El término velocidad específica es el que relaciona los tres factores principales de la característica de rendimiento: Capacidad, carga y velocidad de rotación, en un solo término.

En su forma básica, la velocidad específica es un número índice que se expresa con:

$$N_s = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (2.8)$$

En donde,

N_s = Velocidad específica.

n = Velocidad de rotación, r.p.m.

Q = Capacidad, gpm.

H = Carta, Ft (carga por etapa en una bomba de etapas múltiples).

La ecuación anterior no cambia aunque el impulsor sea de succión sencilla o doble. Se debe recalcar que la velocidad específica es un número índice que identifica las diversas características de un grupo, las bombas de la misma velocidad específica tienen varias características que las distinguen de las que tienen otras velocidades específicas (Figura 22).

2.3.1.4 Tuberías.

2.3.1.4.1 Materiales Utilizados. En la casa de bombas se emplean casi exclusivamente las tuberías de hierro fundido y acero, pues son las que mejor se adaptan a los sistemas de uniones en forma fácil y segura y al mismo tiempo pueden resistir altas presiones y esfuerzos.

En procesos industriales tienen bastante aplicación las tuberías de plástico, debido a su resistencia a la corrosión química y electrolítica; igualmente las tuberías de aluminio en los bombeos de hidrocarburos.

F-22

Los tubos de acero son comparativamente más livianos que los de hierro fundido y pueden ser cortados, remendados o soldados con facilidad. Resiste altas presiones internas sin problemas de ruptura; pero, cuando las paredes son muy delgadas, sufren la acción de subpresiones pudiéndose presentar el fenómeno de colapso (aplastamiento). La resistencia a la corrosión es bien inferior a la del hierro fundido, siendo entonces conveniente darle un tratamiento protector adecuado, que podrá ser la aplicación de pinturas especiales sobre su superficie o la conexión a un sistema eléctrico de protección catódica.

La unión de los tubos entre si o con la bomba o con otras piezas se hace siempre por medio de bridas, a fin de asegurar la unión estanca y perfectamente rígida. En tubos de hierro fundido se usan generalmente bridas del mismo material que son roscadas en los extremos de tubería. Los fabricantes ofrecen también tubos de hierro fundido con la respectivas bridas (con dimensiones estándar). En los tubos de acero las bridas son soldadas y por tanto deben ser del mismo material.

Debido a las diferencias de las dimensiones estándar según el origen de las normas aceptadas, es aconsejable solicitar tuberías o piezas con bridas sin perforar para ser ajustadas en el momento de la instalación, pero sería mejor tener la precaución de exigir que las bridas de los distintos elementos sean diseñadas con la misma especificación.

2.3.1.4.2 Cálculo de Tubería. Para hacer el cálculo de las tuberías se debe hacer:

a) Determinación de las pérdidas de carga por fricción (o caída de presión) en el sistema de redes de tubería, y

b) Determinación de los diámetros óptimos o convenientes de los tubos.

El objetivo de los dos pasos anteriores será:

a) Una vez determinada la pérdida de carga por fricción necesaria se establece carga hidráulica o altura de elevación del sistema en la que se basará la elección de la bomba adecuada, y

b) La escogencia del diámetro exacto de las tuberías y del tipo apropiado de piezas.

La escogencia del diámetro exacto de las tuberías y del tipo apropiado de piezas, como la conveniente disposición de las mismas tienen gran influencia en el rendimiento de las bombas en el costo de instalación y en las facilidades de operación del sistema.

En forma general, se procura reducir las pérdidas de carga por fricción y las localizadas, dándole a las tuberías un diámetro suficiente, pero económico. Las conexiones deben ser colocadas en tal forma que se elimine las turbulencias, reducciones o ensanchamientos que dan origen a elevadas pérdidas de carga. Debe prestarse especial atención a este aspecto cuando se tiene bombas conectadas en paralelo.

Las bocas de entrada y salida de las bombas por razones de construcción son siempre de diámetro menor al exigido por tuberías normales, descargando los mismos caudales, debido a que en el proyecto de las bombas se admiten velocidades bastante más elevadas.

El diámetro de la tubería de succión deberá ser compatible con la máxima pérdida de carga admisible, en función de las características de operación de la bomba y de otras condiciones de instalación (altura geométrica máxima de succión y presión atmosférica). Sin embargo, el diámetro de la tubería nunca podrá ser inferior al diámetro de la entrada de la bomba.

Las tuberías de succión en un sistema no ahogado (nivel de succión por debajo del nivel de la bomba) deben ser siempre independientes. En un sistema ahogado, se admite la unión de cada trecho individual a una tubería principal distribuidora con diámetro suficiente para atender, sin pérdidas considerables, la demanda del conjunto de bombas.

Como regla general, los diámetros de las tuberías se escogen procurando que la velocidad del agua en la succión sea menor de 2 m/s y en la descarga menor de 3 m/s. Pero si se tiene duda con el efecto del golpe de ariete, se debe especificar una velocidad inferior a los 2 m/s en la descarga.

Cuando se tiene un bombeo con una tubería grande y costosa es necesario hacer consideraciones más precisas para decidir el diámetro de las tuberías. En ese caso se hacen comparaciones de los costos de suministro y pérdidas de energía para distintos diámetros y se escoge el diámetro correspondiente al valor mínimo obtenido.

Un problema muy común en las tuberías metálicas es el de la corrosión, la cual siempre se presenta cuando el agua ha sido tratada con cloro. De ser técnicamente factible, la tubería debería ser tratada con un revestimiento anticorrosivo similar a los especificados por la AWWA.

2.3.1.4.3 Pérdida de Carga por Fricción. Se puede calcular las pérdidas por fricción si el flujo es laminar (Número de Reynolds menor de 2.000), según los principios básicos utilizando la formula de Darcy – Weisbach en la forma siguiente:

$$\Delta P = f \frac{LwV^2}{2Dg} \quad (2.9)$$

Donde,

ΔP = Caída de presión.

w = Peso específico del fluido.

f = Factor de fricción igual a $64/N^\circ$ Reynolds.

También se puede utilizar tablas o gráficos en las que se pueden directamente leer las pérdidas de carga por fricción para determinados caudales y tamaño de tubos.

En el otro caso de régimen turbulento el coeficiente de fricción es inversamente proporcional a una potencia del Número del Reynolds y depende del estado de la superficie o rugosidad superficial de la tubería. La rugosidad relativa E, es una cantidad adimensional que se define como la altura efectiva (K) de los resaltes presentes en la superficie interior (D) se tiene que:

$$E = \frac{K}{D} \quad (2.10)$$

Es imposible prácticamente medir directamente K, de modo que la rugosidad se estima ordinariamente con respecto a valores típicos. El coeficiente de fricción puede leerse directamente en el gráfico que aparece en la Figura 23 correspondiente al adecuado Número de Reynolds. En este gráfico se muestra también los cuatro régimen del flujo.

F-23

El coeficiente de fricción obtenida en el gráfico puede aplicarse directamente a las formulas básicas:

$$\Delta P = f \frac{LrV^2}{2D} \quad (2.11)$$

$$\frac{H}{L} = f \frac{V^2}{2gD} \quad (2.12)$$

2.3.1.4.4 Pérdidas Menores. Los elementos utilizados para empalmar los diferentes tramos de tuberías o para controlar el flujo tales como codos, amplificaciones, reducciones, válvulas, etc., se conocen como accesorios. Las pérdidas de energía que se producen al pasar el fluido a través de un accesorio se conocen como pérdidas menores. A pesar del nombre, algunas veces estas pérdidas pueden llegar a ser tan importantes como las pérdidas por fricción que ocurren en los tramos rectos de las tuberías. Las pérdidas menores se pueden despreciar cuando, en promedio, se tienen longitudes de tuberías de 1.000 veces el diámetro entre accesorios consecutivos.

Experimentalmente se ha establecido que las pérdidas menores se pueden expresar como:

$$H_m = \frac{KV^2}{2g} \quad (2.13)$$

Donde,

H_m = Es la pérdida de energía por unidad de peso que ocurren en el accesorio.

V = La velocidad media aguas debajo de la zona de alteración del flujo sino se indica lo contrario.

g = Es la aceleración de la gravedad.

K = Un coeficiente adimensional que depende del tipo de accesorio. (Ver Anexo A).

Para efectos de cálculo un accesorio se puede reemplazar por un tramo de tubería rectilínea con tal de que produzcan las mismas pérdidas de energía que se producen en el accesorio cuando en ella la velocidad del fluido es igual a la velocidad fluido en el accesorio, ver Cuadro 1. La longitud de la tubería que se reemplaza por el accesorio se denomina longitud equivalente y se determina igualando las pérdidas.

$$f \frac{L_e}{D} \frac{V^2}{2g} = \frac{KV^2}{2g} L_e = \frac{KD}{f} \quad (2.14)$$

Donde,

D y f = Son respectivamente el diámetro y el coeficiente de fricción de la tubería que reemplaza al accesorio

L_e = Longitud equivalente.

Cuadro 1.

2.3.1.4.5 Determinación del diámetro de los Tubos. La velocidad de flujo es el parámetro más importante y conveniente para la determinación de la sección de la tubería, puesto que con una velocidad óptima de flujo será el mejor compromiso entre la excesiva fricción que resulte de una tubería de diámetro demasiado pequeño (velocidad de flujo demasiado elevado) y un costo excesivo demasiado elevado de una tubería de diámetro, excesivamente grande (velocidad de flujo demasiado baja).

2.3.1.4.6 Lado de la Succión. A continuación se nombran los elementos más comúnmente empleados en la succión, al mismo tiempo que se dan algunas recomendaciones que deben seguirse para obtener las mejores condiciones de flujo en la succión.

2.3.1.4.6.1 Recomendaciones.

- ◆ La tubería de succión debe ser lo más corta posible, exenta al máximo de singularidades, con pendiente positiva siempre (ascendente) aunque se toleran trechos horizontales.

- ◆ Deben usarse codos (curvas) de radio largo.

- ◆ Toda variación de diámetro debe ser gradual y las reducciones excéntricas en tal forma que no se provean sitios aptos para la formación de bolsas de aire.

- ◆ Nunca debe colocarse un codo en un plano horizontal directamente en la brida de admisión de la bomba; entre el codo y la brida de succión úsese un tramo recto de por lo menos 4 a 6 veces el diámetro del tubo.

Un codo en un plano vertical unido directamente a la brida de admisión es aceptable. Un codo en las circunstancias desfavorables anotadas, causa empuje desigual y pérdida hidráulicas. Esto se debe a un mejor llenado de un lado de la cámara de succión y ojo del impulsor de la bomba que del otro.

- ◆ En el caso de varios grupos, si las succiones fueran ligadas a una tubería única de diámetro mayor, se debe evitar el empleo de tées.

- ◆ El diámetro (comercial) de succión es generalmente inmediatamente superior al de la tubería de impulsión.

- ◆ La altura máxima de succión, aumentada con las pérdidas de carga, debe satisfacer las especificaciones de los fabricantes de la bomba (NPSH). Ver Figuras 24 y 25.

- ◆ La línea de succión deberá ser estanca para evitar que entre aire en condiciones no deseadas, lo cual reduciría la capacidad y hasta podría parar el bombeo.

F-24

F-25

- ◆ La entrada de la tubería de succión en el pozo de succión debe acampanarse para reducir las pérdidas de carga por entrada.

- ◆ Debe colocarse sólo los accesorios absolutamente necesarios. Se procurará reducir al mínimo las necesidades en válvulas y piezas especiales.

2.3.1.4.6.2 Elementos y piezas especiales comunes en la succión.

- ◆ **Reja o criba.** Para evitar la entrada de materia extraña de diversos tamaños a la bomba. La selección de los tamaños de las aberturas de la malla es difícil de hacer; se debe, sin embargo, proveer un área de paso (área total de agujeros) mínimo de 2 ½ veces la sección del tubo. Para facilitar la limpieza de estas coladeras se adoptan a menudo diseños especiales (como reja inclinada en tramo horizontal) que permiten esta labor sin necesidad de parar el bombeo por largo tiempo.

- ◆ **Válvulas de pie o de zapata.** Es una válvula de retención o de cheque al colocarse en el extremo de la tubería de succión en un sistema no ahogado (nivel de succión por debajo del eje de la bomba). Se usaba muy frecuentemente en las instalaciones de bombas centrífugas, pero actualmente su uso es menos común. Como una válvula ordinaria de retención, permite el flujo sólo en una dirección: Hacia la bomba. Cuando se para la bomba y las gavetas

de la válvula se cierran, si éstas asientan perfectamente, el agua no puede drenarse regresando al pozo de succión. Tiene como finalidad permitir el cebado de la bomba manteniendo llena ésta y la tubería de succión después de parado el bombeo. Hay varios tipos de válvulas de pie, unos simples y otros más complicados, que emplean materiales variados para su sistema de sello. En éste el punto más importante de la pieza, pues un cierre de defectuosos invalida la finalidad de la misma y da margen a serias dificultades de operación.

La arena y otros materiales en suspensión en el agua que se introducen en el sistema de sello, y el desgaste de piezas móviles o la corrosión e incrustación pueden perjudicar el cierre perfecto de la válvula. Hay necesidad de una limpieza ocasional o del reacondicionamiento de las partes vitales de la válvula.

◆ **Codos.** De radio largo. Se pueden usar un codo reductor de radio largo unido directamente a la brida de succión de la bomba (sólo en un plano vertical).

◆ **Manómetros y Vacuómetros.** Cada bomba de una instalación de bombeo deberá ser dotada de instrumentos destinados a indicar la presión de salida y la depresión o presión existente en la boca de entrada. Para ese fin los indicadores neumáticos pueden basarse en la presión ejercida por el agua sobre una campana de material elástico llena de aire, o en la presión necesaria para mantener un flujo suave de burbujas de aire o gas a través de una boca de salida sumergida en el

agua a un nivel fijo. Los eléctricos se basan en la variación de la resistencia impuesta por el agua, esa resistencia depende de la lámina líquida presente.

El manómetro y el vacuómetro, están colocados directamente a la bomba en tomas apropiadas que ésta posee. Una pequeña valvulita permite retirar el instrumento o aislarlo cuando esto fuere necesario.

La indicación en este instrumento se hace en términos de presión (kg./cm^2) o psi o su equivalente en altura de columna de agua y representa la carga positiva o negativa observada en el punto de medida referida a la presión atmosférica. Se conoce generalmente como presión afectiva o manométrica.

En el caso de que la bomba esté girando pero con la descarga cerrada, el manómetro indica la presión máxima desarrollada por la máquina. Si hubiera flujo, la indicación se referiría a la presión manométrica dinámica desarrollada por la bomba para el correspondiente caudal de descarga.

Los manómetros, vacuómetros y manovacúómetros usados en estaciones de bombeo son del tipo Bourdon; poseen internamente un anillo semicircular, hueco, que se expande o se retrae a medida que aumenta o disminuye la presión en su interior. Un sistema de transmisión convierte el movimiento de la extremidad del anillo en valores de presión o equivalentes y los señala en un cuadrante por medio

de un puntero. Si se pretende llevar un control continuo de las presiones se puede instalar un manómetro de tipo registrador.

◆ **Reducciones.** Estas tienen que ser excéntricas para evitar la formación de bolsas de aire. Siempre que sea posible, las reducciones tanto en la succión como en la impulsión, deberán instalarse directamente a las bridas de la bomba. Esto producirá mejor conversión de la velocidad y reducirá las pérdidas hidráulicas que puedan causar válvulas o codos conectados directamente y que afectarían la eficiencia de la bomba.

◆ **Válvula de cierre.** (Registros). Los tipos de válvulas de cierre más utilizadas en sistemas de bombeo son: De compuerta (de discos paralelos o de cuña sólida) y de mariposa. Las válvulas mariposa son más baratas que las de compuerta y deberían preferirse en la succión con presiones de menos de 100 m.

Los modelos comunes tienen carcasa de hierro fundido, siendo de bronce las partes internas sujetas a desgaste como los anillos de sello. Como materiales de mayor resistencia emplease el acero fundido en la carcasa y el acero inoxidable en los anillos de desgaste.

Las válvulas pequeñas son accionadas por medio de un volante de maniobra. Algunas veces, cuando la válvula queda abajo del piso, se utilizan pedestales de maniobra con volante colocado en la prolongación del vástago. Las válvulas

grandes poseen engranajes reductores que permiten un accionamiento manual suave. En las grandes estaciones donde las tuberías alcanzan diámetros considerables y las presiones pueden ser muy elevadas, la maniobra es hecha por medio de un operador movido por motor eléctrico.

Las válvulas de diámetro grandes están generalmente dotadas de “by-pass”. Es una tubería de pequeño diámetro con una válvula intermedia que comunica las dos cámaras de la válvula principal separadas por la compuerta.

2.3.1.4.6.3 Junta de Desmontaje. Con el fin de facilitar el montaje y desmontaje de la bomba y válvula se recomienda la instalación de juntas de desmontaje en la sección y la descarga. Debe tenerse en cuenta que como estas juntas transmiten cargas sobre la bomba; en el diseño estructural de tuberías, anclajes y cimentaciones debe considerarse el conjunto como rígido.

La práctica enseña que el sistema anterior termina desalineando bombas y motores, originando mayor ruido, calentamiento de cojinetes y hasta quemado de motores y a la larga, mayores costos de mantenimiento.

Una solución mejor que la junta de desmontaje, son las juntas flexibles que impiden la transmisión de esfuerzos de las tuberías a las bombas.

Estas juntas son más costosas y tienen una vida útil menor que aquellas, no obstante, y de ser posible, siempre deberían especificarse.

2.3.1.4.6.4 Diámetro de la tubería de succión. En la Figura 26 se muestran las velocidades típicas de flujos recomendadas para tuberías de succión, en la que se aprecia que el propio diámetro del tubo tiene incidencia sobre la materia en cuestión (siendo conveniente, en general reducir la velocidad de flujo de aspiración a medida que disminuye el diámetro del tubo). Al propio tiempo la tubería debe poseer el diámetro conveniente para el caudal requerido.

El diámetro requerido del tubo = $\frac{\sqrt{GPM}}{\sqrt{10}}$ en pulgadas, combinando ambos

factores se tiene que:

$$D_s = \frac{\sqrt{4Q}}{\sqrt{pV_s}} \quad (2.15)$$

Donde,

D_s = Diámetro de tubería requerido en m.

Q = Caudal, en m^3/seg .

V_s = Velocidad de aspiración recomendada, m/s.

F-26

Por este cálculo es posible obtener un diámetro óptimo de tubería en el lado de aspiración, aunque no necesariamente tomando el tamaño normal inmediatamente superior, pero si este es considerablemente mayor que el diámetro calculado o si su empleo presenta inconvenientes, podrá optarse por el diámetro normal inmediatamente anterior con el objetivo de:

a) Se determina la velocidad de flujo correspondiente al empleo de este diámetro de tubo D, por la fórmula.

$$V = \frac{4Q}{\rho D_1^2} \quad (2.16)$$

b) Si el valor de V así hallado no es superior a $1.1 V_s$ este diámetro de tubo será el apropiado.

2.3.1.4.7 Lado Descarga. Comienza este tramo en la brida de descarga de la bomba. Aquí sólo trataremos el trecho comprendido dentro de la casa de bombas o en su proximidad inmediata. El resto constituye una conducción común que obedece a todas las normas de la hidráulica sobre las conducciones a presión. En ésta se puede usar tuberías de los materiales indicados antes y además las de concreto reforzado y de fibrocemento.

El diámetro de la impulsión es superior al de la descarga de la bomba y puede ser dimensionado en función de las velocidades límites admisibles.

La determinación del diámetro de la tubería de impulsión se basa en la Figura 27 donde se dan los diámetros recomendados para el tubo de impulsión.

El diámetro requerido del tubo podrá determinarse entonces como antes en la fórmula.

$$D_d = \frac{\sqrt{4Q}}{\sqrt{pV_d}} \quad (2.17)$$

Siendo V_d la velocidad de flujos recomendada para la tubería de impulsión en m/s, y D_d el diámetro en m.

Diámetro requerido del tubo = $\sqrt{GPM/20}$ en pulgadas.

2.3.1.4.7.1 Elementos de la Impulsión.

♦ **Reducciones invertidas (ensanchamientos).** Son concéntricas pues ya no existe el problema de las bolsas de aire que podían presentarse en la succión. Siempre que sea posible deberá instalarse directamente a la brida de descarga de la bomba.

♦ **Codos.** Comunes.

F-27

♦ **Válvulas de cheque (retención).** Es un dispositivo destinado a mantener el flujo en una sola dirección. Los objetivos de su colocación en la impulsión pueden ser:

a) Impedir la rotación inversa del conjunto para preservar el motor cuando éste no puede girar en sentido contrario sin sufrir daños o evitar la desconexión de los acoples roscados (en instalaciones de eje vertical).

b) Preservar la bomba de sobrepresiones por golpe de ariete.

c) Permitir el uso de tuberías, válvulas y accesorios de baja presión en el lado de succión de la bomba.

d) Impedir el vaciado de la línea de impulsión y posibles inundaciones de la casa de bombas.

Esta pieza es generalmente fabricada en hierro fundido o en bronce y con bridas. Sus paredes deben ser suficientemente gruesas para resistir sin dañarse las presiones elevadas que ocurren cuando se presenta un cierre brusco. Los modelos más resistentes son fabricados en acero fundido. Poseen generalmente mayores dimensiones en relación con el diámetro de la tubería, pues deben tener pasajes amplios para el líquido y espacio interno suficiente para el movimiento de la compuerta.

Es aconsejable (casi obligatorio) instalar la válvula de cheque antes de la válvula de cierre, en el sentido del flujo, y en posición horizontal. Una de las razones para esto radica en las labores frecuentes de sostenimiento que esta válvula exige, y en caso de una instalación invertida se haría necesaria el vaciado completo de la línea de impulsión para dichas labores de sostenimiento.

Si fuere necesario colocarla en una línea vertical se deberá citar esta circunstancia en la solicitud de compra.

De la misma forma que las válvulas de cierre y con el mismo objetivo de posibilitar el retorno eventual de agua de la línea para el cebado de las bombas, las válvulas de cheque pueden venir equipadas con by-pass de diámetro reducido y compatible con el tamaño de la válvula.

Existen muchos tipos de válvulas de retención, siendo los más recomendados aquellos de cierre rápido a base de resorte.

♦ **Válvula de cierre.** Similares a las descritas para el lado de la succión. La válvulas de compuerta no tienen objeción para ser usadas en este lado y no es necesario tomar precauciones especiales en cuanto a la posición del vástago, el cual puede colocarse normalmente.

La dotación con by-pass es muy frecuente, permite el pasaje del agua de la impulsión hacia la bomba y la succión a pesar de la compuerta cerrada. Esto facilita la maniobra de la propia válvula al reducir el desequilibrio de presiones y sirve además para el cebado de bomba cuando está así lo requiere. En estaciones de importancia siempre debería especificarse válvulas esféricas accionadas por unidad de potencia oleohidráulica.

♦ **Válvula de descarga.** Estas válvulas se colocan en la parte baja de la conducción y sirven para vaciarla y para limpiarla de posibles sedimentos que pueden haberse acumulado (se usan sólo si la conducción es larga y pueden ser del tipo compuerta). Dependiendo de su tamaño podrán ser de operación manual, motorizada o de comando hidráulico.

♦ **Válvulas de admisión y expulsión de aire.** Sirven para expulsar el aire que pueda haber entrado a la tubería mezclado con el líquido o que está presente en ésta antes de comenzar su funcionamiento. Igualmente para admitir aire en la tubería y romper así el vacío que pueda producirse dentro de ésta e impedir la falla por aplastamiento. En general se colocan en las partes altas de la conducción o en los cambios fuertes de pendiente. La bomba trae una conexión en su carcasa para la colocación de una válvula de aire cuando ésta se requiere.

En la selección de válvulas, éstas deberán escogerse del tipo adecuado para la finalidad a que se vayan a destinar. Es frecuente, sin embargo, instalar válvulas de menor diámetro que el de la tubería, ya que lo que se pierde por incremento de pérdidas de carga, se ve compensado grandemente por la economía en el costo de la válvula.

2.3.1.4.7.2 Múltiple. Comprendemos en esta denominación el conjunto de tuberías presentes en algunas estaciones, especialmente en los casos en que la descarga total está dividida entre varios grupos elevadores que bombean a una o a varias líneas de impulsión.

Estos conjuntos contienen de una manera general diversos elementos como: reducciones, codos, válvulas de cierre, cheques, tées, yées, dispositivos contra golpes de ariete, etc.

Todas las tuberías son de hierro fundido o de acero soldado (más comúnmente) y las uniones se efectúan por medio de bridas perfectamente acabadas (en torno). Al apretar brida contra brida es necesario evitar la aparición de tensiones indeseables, especialmente en las bocas de admisión y descarga de las bombas. Tanto las tuberías como las válvulas deben apoyarse sobre soportes adecuados.

A manera de recomendación: Se deben evitar las conexiones en ángulo recto (téés). Es posible modificar los diámetros de los colectores comunes a medida que salen o ingresan a éstos las tuberías de conexión de cada grupo, se pueden diseñar las reducciones respectivas en tal forma que se obtengan condiciones de flujo (velocidades) similares a la entrada y salida de cada bomba. En las Figuras adjuntas se observan algunos de estos detalles.

♦ **Medidores de descarga.** Estos se colocan en el lado de succión o en el de impulsión suficientemente lejos de la casa de bombas para que las perturbaciones del flujo producidas por codos y accesorios se hayan disipado y no alteren el significado de la medida. Generalmente estos equipos poseen un registro continuo de la descarga y un totalizador. Posteriormente se detallarán estos elementos. Deben quedar instalados en un tramo recto libre de interferencias, 20 diámetros aguas arriba y 10 diámetros aguas abajo.

2.3.1.4.8 Cebado. Cegar una bomba significa suplir el aire, gas o vapor que se encuentre en la bomba y sus tuberías, por el líquido que deberá ser bombeado. Una bomba puede ser cebada, automáticamente o manualmente. Ver diferentes formas de cebamiento en la Figura 28.

Normalmente, las bombas de desplazamiento positivo tipo rotatorio o recíprocante son autocebantes; si en su construcción se tiene un buen sellado podrán extraer aire del lado de succión sin dificultad puesto que manejan aire tan bien como líquido.

F-28

Con las bombas centrífugas no pasa lo mismo; una bomba centrífuga bombea aire a la misma altura, en metros, que lo que puede hacer con un líquido; sin embargo, y debido a que el paso del aire es bajo cuando este es bombeado, la presión de succión es muy pequeña, esto es, el vacío que se produce en el lado de succión, en metros de agua, es muy bajo. Supóngase que una bomba centrífuga, al operar a su velocidad normal, desarrolla una carga de 60 m manejando agua, la misma desarrollará una carga de 60 m manejando aire. Sin embargo, una carga de 60 m de aire equivale a un vacío de cerca de 8 cm., de agua, que es suficiente para producir el cebado de la bomba. Luego resulta necesario cebar una bomba centrífuga antes de su operación.

Las bombas de tipo recíprocante o rotatorias, si están en buenas condiciones, pueden dar una elevación de succión hasta de 8,30 m, pero deben cebarse cuando se tienen líneas de succión largas, elevaciones altas o condiciones que requieran una presión de succión fuera de la que pueda proporcionar la bomba.

Se presentan dos casos generales en el problema de cebado de una bomba: Cuando se tiene una carga de succión positiva, es decir, el nivel del líquido a bombear arriba del eje central de la bomba y cuando el nivel se encuentra abajo de dicho eje.

En el primer caso, cuando la bomba se pone por primera vez en servicio, o después de éste, la tubería de la bomba y ésta misma pueden estar llenas de

aire. A menos que la presión de succión sea lo suficientemente alta para forzar el aire dentro de la bomba, ésta no estará cebada. Por lo tanto, es necesario proveer medios adecuados, como válvulas de purga, para expulsar el aire atrapado en el sistema.

Si el nivel de succión se encuentra abajo del eje central de la bomba (caso más común) el aire debe ser sustituido por el líquido a bombear mediante un sistema de cebado que puede variar según convenga a la instalación.

Se ha desarrollado algunos sistemas de cebado controlados automáticamente. Un equipo provisto de uno de estos aparatos se llama “bomba automática cebada”. La mayor parte de estos equipos usan una bomba de vacío, tipo rotatorio, que puede ir directamente acoplada a la misma flecha del motor de la bomba a cebar o acoplada aun motor por separado.

Esta bomba rotatoria lleva su succión conectada a la succión de la bomba que se cebará y su descarga al cuerpo de sus impulsores.

En el tipo de una bomba de vacío directamente acoplada, unos controles abren su línea de succión a la atmósfera cuando la bomba principal está operando, para que la bomba de vacío opere descargada. Si el tipo de la bomba de vacío es de operación por separado, los controles la paran cuando la bomba principal ha sido cebada.

Existen varios sistemas de cebado auxiliar, algunos de los cuales se muestran en la Figura 28.

a) Una succión sumergida de compuerta de succión permite que el líquido de entrada empuje el aire fuera de la carcasa.

b) El paso lateral que puentea la válvula chequeadora de descarga, usa el mismo líquido de la línea de descarga para cebar la bomba.

c) Aquí se muestra el uso de la válvula de pie. Esta cierra cuando se deja de bombear e impide que se descargue la succión. Se puede usar una fuente de líquido auxiliar.

d) Una bomba separada extrae el aire de la carcasa para cebar la bomba principal.

e) Un eyector se encarga de extraer el aire de la carcasa para cebar la bomba principal.

f) Un tanque de cebado que contenga una cantidad suficiente de líquido para establecer el flujo a través de la bomba al arrancar.

g) y h) Se usan bombas de vacío para cebar la bomba. Se pueden controlar en forma manual o automática.

El mantenimiento de los sistemas auxiliares de cebado se reduce a la inspección periódica de sus partes, procurando que no se tengan fugas entre uniones. La operación de la válvula de purga indicará cuando un sistema de cebado no está cumpliendo con su cometido. Esta válvula debe abrirse antes de poner en servicio la bomba principal; cuando se expulse el líquido por ella, será indicio de que la bomba está cebada.

En algunos casos de cebado automático la bomba principal debe marchar “en seco” puesto que ella misma colabora en su cebado, pero debe procurarse que no se exceda al tiempo de marcha en seco por más de dos minutos a menos que el fabricante dé especificaciones especiales.

2.3.1.4.9 Redes de Tuberías. Las redes de distribución de agua forman ramificaciones complicadas que se cierran formando mallas, de manera que el agua en un punto puede venir por dos direcciones distintas, lo que presenta la ventaja de no interrumpir el suministro, a un en el caso de reparaciones. Su cálculo es laborioso y se hace por el método de las aproximaciones sucesivas introducido por Hardy Cross. Se han de cumplir las tres leyes siguientes:

♦ **Ley de la pérdida de carga.** En cada tubería se ha de cumplir

$$H_L = K \frac{V^2}{2g}. \quad (2.18)$$

♦ **Ley de los nudos.** El caudal que entra en un nudo se debe igualar a la suma de los caudales que salen del nudo.

♦ **Ley de las mallas.** La suma algebraica de las pérdidas de carga en una malla ha de ser igual a cero.

$$\sum H_L = 0 \quad (2.19)$$

Este método de cálculo puede resumirse como sigue:

(1) Se supone una serie de caudales iniciales procediendo circuito por circuito. Hay que poner cuidado en que los caudales que llegan a cada nudo sean igual en valor a la suma de los caudales salientes del mismo (principio de continuidad).

(2) Para cada lazo se calcula la pérdida de carga en cada uno de la tubería del circuito.

(3) Se suman la pérdida de carga en cada circuito en el sentido de las agujas de un reloj, teniendo en cuenta la colocación correcta de los signos (si la suma de las pérdidas de carga fuera nula, los caudales Q_i supuesto serán los correctos).

(4) Se suman los valores de H/Q_1 , calculando a continuación el término Δ de corrección de los caudales en cada lazo donde:

$$\Delta = \frac{-\left(\sum H_L\right)}{1.85\left(\frac{\sum H_L}{Q_1}\right)} \quad (2.20)$$

(5) Se corrige el caudal en cada una de las tuberías en Δ , con lo que se aumento o disminuye en esa cantidad cada caudal Q supuesto. Para los casos en que una tubería pertenezca a dos circuitos, debe aplicarse como corrección al caudal supuesto en esta tubería la diferencia entre los dos Δ .

(6) Se continua de forma análoga hasta que los valores de los Δ sean despreciables.

2.3.1.4.10 Selección de Bombas Centrifugas. La denominación bomba centrífuga se da generalmente a las máquinas que tienen un rodete con álabes fijos alojado en una carcasa de forma adecuada; el rodete está montado sobre un eje que gira y la carcasa está fija. La acción del bombeo, o transporte de líquido desde la entrada hasta la salida de la bomba, es el resultado de un aumento de impulso aplicado al fluido. Al mismo tiempo, el movimiento fluido que resulta a través de la bomba produce una disminución, de presión en el oído de entrada o efecto de aspiración. Las dos características principales – caudal y presión o

altura manométrica de descarga – son interdependientes y están relacionados con la forma del rodete como lo están también la velocidad y tamaño de la bomba.

La forma del rodete, y la configuración de su carcasa correspondiente, determina también la manera según la cual es acelerado el fluido a través de la bomba. La verdadera bomba centrífuga utiliza un rodete que comporta una serie de álabes dispuestos entre dos discos que obligan al flujo a seguir un camino radial a través del espacio entre ellos, es decir el líquido es expedido radicalmente hacia el interior de una carcasa en forma de voluta. Otras formas de rodetes, sin embargo, pueden dirigir el flujo en dirección radial y axial simultáneamente, o bien en una dirección puramente axial. Estos son conocidos generalmente como bombas de flujo mixto y flujo axial respectivamente.

2.3.1.4.10.1 Selección de la bomba por la velocidad específica. La forma del rodete (y por lo tanto, el tipo de bomba) para funcionamiento a máximo rendimiento depende ampliamente de la velocidad específica de la bomba. Al mismo tiempo las diferentes características del flujo modifican considerablemente las características de la bomba. Hay intervalos de funcionamiento, y por tanto de velocidad específica, típicos en los cuales el funcionamiento óptimo corresponde a un tipo determinado de bomba rotodinámica. Estos intervalos no tienen límites exactos, pero los valores característicos son los siguientes (en el sistema métrico).

Velocidad Específica	Tipo de bomba
38 – 380	Centrífuga
230 – 620	Flujo mixto
540 – 1160	Flujo axial

2.3.1.4.10.2 Curvas características de funcionamiento. A partir de las curvas características de funcionamiento se puede sacar información más específica sobre las diferencias entre bombas centrífugas, de flujo mixto y de flujo axial. Tales curvas están trazadas normalmente para una velocidad constante en particular (la velocidad de funcionamiento proyectada) comprendiendo valores de capacidad entre cero y el máximo, dependientes de la altura manométrica. Específicamente la bomba tienen su máximo rendimiento en un solo punto de curva $H - Q$, conocido como “punto de funcionamiento característico” o “proyecto”.

En el caso de las bombas centrífugas (Figura 29) la curva $H - Q$ puede ser estable o inestable en el primer caso el valor máximo de H se alcanza cuando el caudal es nulo y el valor de H disminuye progresivamente a medida que aumento la descarga. En el caso de características inestables el valor de H aumenta hasta un máximo, al principio a medida que aumenta el caudal, para disminuir después.

F-29

En la Figura 30 se muestra también el efecto sobre las características de potencia. Cuando la potencia tiene una curva $H - Q$ estable, la potencia requerida aumenta hasta alcanzar un valor máximo que corresponde o está próxima al punto de funcionamiento característico o de proyecto y después disminuye nuevamente. Con una curva $H - Q$ inestable la potencia requerida aumenta continuamente incluso, una vez superado el punto de funcionamiento característico. Las características de potencia que se acaban de describir se conocen como características “sin sobrecarga” y con “sobre carga”, respectivamente. La diferencia reside en que con una característica sin sobrecarga no es posible la sobre carga del motor de accionamiento de la bomba, cuando la altura manométrica desciende por debajo del valor que corresponde al punto, de funcionamiento característico. Con características de sobrecarga, cuando la altura manométrica sea, inferior a la del punto de funcionamiento característico, el motor quedará sobrecargado supuesto que el motor tiene un margen de potencia suficiente, la energía transferida, al fluido será mayor.

La bomba de flujo mixto, tiene una curva $H - Q$ inclinado con su punto de máximo rendimiento desplazado hacia el caudal máximo (Figura 31). Por otra parte, la curva de potencia absorbida es notablemente más plana con una rama casi horizontal, lo que indica que dicha potencia es prácticamente independiente del punto de funcionamiento. La curva $H - Q$ de una bomba de flujo axial es mucha más inclinada (Figura 32).

F-30

F-31

F-32

La curva de potencia absorbida tiene una forma curva completamente diferente, adquiriendo el valor máximo cuando el caudal es nulo y acusando un descenso muy pronunciado una vez se ha sobrepasado el punto de funcionamiento característico. Sin embargo, se mantiene un rendimiento alto a lo largo de un intervalo de valores de altura manométrica, más amplio que para una bomba centrífuga aunque la altura manométrica real obtenible es mucho menor.

2.3.1.4.10.3 Cavitación. La cavitación es un fenómeno que se produce siempre que la presión en algún punto o zona de la corriente de un líquido desciende por debajo de un cierto valor mínimo admisible. El fenómeno puede producirse lo mismo en estructuras hidráulicas estáticas (tubería, venturí, etc.), que en máquinas hidráulicas (bombas, hélices, turbinas).

En la práctica, la cavitación se reconoce por el ruido y la vibración que la acompañan, así como por la erosión – corrosión mecánica que se produce sobre los alabes del rodete.

La cavitación en las bombas produce dos efectos perjudiciales; disminución de rendimiento y erosión. La aparición de la cavitación en las bombas está íntimamente relacionada, a) Con el tipo de bomba (en general el peligro de cavitación es tanto mayor cuanto mayor es el número específico de revoluciones, N_s); b) Con la instalación de la bomba (la cota del eje de la bomba sobre el nivel del líquido en el depósito de aspiración, debe evitar la cavitación); c) Con las

condiciones del servicio de la bomba (el caudal de la bomba nunca debe exceder el máximo permisible para que no se produzca la cavitación).

2.3.1.4.10.4 Coeficiente de Cavitación. El coeficiente de cavitación (σ) se define como la relación entre la altura de depresión dinámica y la altura manométrica total de la bomba. La primera es una cantidad asociada al diseño de la bomba y su velocidad específica. Así, pues, el coeficiente de cavitación está directamente relacionado no solo a la velocidad específica, sino también al rendimiento de la bomba pero, aunque se le expresa por una fórmula básica, solo puede ser determinado empírica o semiempíricamente. Su expresión es:

$$s = K + N_s^{1.33} \quad (2.21)$$

En la cual N_s es la velocidad específica y K , es una constante que depende del tipo de bomba y de las unidades en las que se expresan las magnitudes que intervienen en el cálculo de la velocidad específica.

K no es una constante sino que varía con el rendimiento de la bomba en el punto de funcionamiento. También es distinto según se trate de una bomba de simple o de doble aspiración.

Los valores de K según la expresión que se adopte para la velocidad específica son los siguientes:

$$K = \frac{75}{h^3 \times 10^5} \text{ para } N_s = \frac{0.0174 \text{ gpm}}{(\text{pies})^{0.75}} \times rpm \text{ (Unidades inglesas)} \quad (2.22)$$

$$K = \frac{13.4}{h^3 \times 10^5} \text{ para } N_s = \frac{0.1155 \text{ lps}}{(\text{metros})^{0.75}} \times rpm \text{ (Unidades métricas)} \quad (2.23)$$

En donde η es el rendimiento hidráulico de la bomba.

2.3.1.4.10.5 Zona de trabajo de una bomba centrífuga. Aunque una bomba centrífuga alcanza el rendimiento máximo solo en un punto de trabajo específico, su zona de trabajo potencial es evidentemente mucho mayor; es decir, se puede extender en cualquier dirección a lo largo de la curva H – Q.

El campo de aplicación en la práctica puede, fijarse por:

1. Un límite que corresponde al rendimiento mínimo admisible.
2. Límites superior e inferior del cambio de velocidad.

El límite de rendimiento determinará los puntos extremos de trabajo a lo largo de la curva H – Q para la velocidad de diseño. Si se representan las curvas H – Q para las dos velocidades límites se puede trazar una envolvente de la zona de trabajo o campo de aplicación (Figura 33), sin más que dibujar las curvas de

F-33

idéntico rendimiento a partir de los puntos límites situados sobre la curva de la velocidad de diseño hasta que corten a las curvas $H - Q$ correspondiente a aquellas velocidades límites. El dominio delimitado por esta envolvente comprende el conjunto de puntos en los que puede funcionar la bomba, con un rendimiento no inferior al mínimo prefijado por los límites.

2.3.1.4.10.6 Diámetro de rodete. Es práctica común prever la ubicación diferentes diámetros de rodetes en una sola carcasa, obteniéndose así una gama de características para un modelo particular. El efecto es similar al de la variación de velocidades en cuanto que cada rodete particular genera su propia curva $H - Q$ (Figura 34).

2.3.1.4.10.7 Formas de rodete. Los rodetes se clasifican en cuatro tipos según la forma de sujeción de los álabes. Estos cuatro tipos se representan en la Figura 35 y son:

- ◆ Rodete cerrado de simple aspiración.
- ◆ Rodete cerrado de doble aspiración.
- ◆ Rodete semiabierto de simple aspiración.
- ◆ Rodete abierto de doble aspiración sin cara posterior ni anterior.

El rodete de una bomba rotodinámica se ha de proyectar de manera que para la Q y H requeridas se obtenga el óptimo rendimiento.

F-34

F-35

Así, los rodetes de la Figura 35 se van poco a poco adaptando a caudales mayores y alturas efectivas más pequeñas.

En la Figura 36a el flujo es totalmente radial y la diferencia de diámetros de entrada, D_1 , y salida, D_2 es máxima.

En las Figura 36b, a 36d el flujo es cada vez más axial. En la Figura 36d se representa un rodete claramente semiaxial o rodete de flujo mixto. En la Figura 36e, el flujo es totalmente axial.

Cada uno de los rodetes de la Figura 36 representa una familia de rodetes geoméricamente semejantes. El tamaño se ajustará a la potencia. Los números específicos de revoluciones son:

- (a) $N_s = 40$ a 80 ; rodete marcadamente radial (lento);
- (b) $N_s = 80$ a 140 ;
- (c) $N_s = 140$ a 300 ;
- (d) $N_s = 300$ a 600 : rodete semiaxial o de flujo mixto;
- (e) $N_s = 600$ a 1800 : rodete axial (rápido).

Cada rodete corresponde a un valor de un parámetro excepcionalmente interés en las turbomáquinas hidráulicas, N_s o número específico de revoluciones. Ese número se define así:

$$N_s = np^{1/2} H^{-5/4} \quad (2.24)$$

Donde,

n: en r.p.m.

p: en cv

H: en m

Por tanto:

$$p = Q\rho gH \quad (\text{W}) \quad (2.25)$$

$$p = \frac{Q\rho H}{75} \quad (\text{CV}) \quad (2.26)$$

El número específico de revoluciones de una bomba se suele computar suponiendo que el fluido es agua, con lo cual:

$$N_s = 3.65nQ^{1/2}H^{-3/4} \quad (2.27)$$

Ya que:

$$3.65 = \sqrt{\frac{1000}{7.5}}$$

F-36

2.3.1.4.10.8 Selección del Motor. La potencia del motor seleccionado para propulsar una bomba debe ser igual o mayor que de la potencia necesaria en el eje de la misma para el punto de funcionamiento de la característica presión-caudal de la bomba. Siempre existe el riesgo de que la bomba funcione fuera del punto de trabajo elegido que se sobre cargue en el motor. En las combinaciones de bomba y motor no sobre cargables se ha adaptado una potencia del motor mayor que la potencia al freno o útil de la bomba y esta provisto un margen de seguridad.

2.3.2 Intercambiador de Calor. La satisfacción de muchas demandas industriales requiere el uso de un gran número de horquillas de doble tubo. Estas consumen considerable área superficial así como presentan un número considerable de puntos en los cuales puede haber fugas. Cuando se requieren superficies grandes de transferencia de calor, pueden ser mejor obtenidas por medio de equipo de tubo y coraza.

El equipo de tubo y coraza involucra la expansión de un tubo en un espejo y la formación de un sello que no fuga bajo condiciones razonables de operación. Un ejemplo simple y común de tubo expandido se muestra en la Figura 37. En el espejo se perfora un orificio cuyo diámetro es apenas mayor que el diámetro exterior del tubo, además se cortan dos o más hendiduras en la pared de este orificio. Se coloca el tubo dentro del orificio, y se inserta un rolador en el final del tubo. El rolador es un mandril rotatorio que tiene conicidad pequeña. Es capaz de exceder el límite elástico del metal del tubo y transformarlo a una condición semiplástica, de manera que se escurre hasta las hendiduras y forme así un sello perfecto.

F-37

♦ **Tubos para intercambiadores de calor.** Los tubos para intercambiadores de calor también se conocen como tubos para condensador y no deberán confundirse con tubos de acero u otro tipo de tubería obtenida por extrusión a tamaños normales de tubería de hierro. El diámetro exterior de los tubos para condensador o intercambiador de calor, es el diámetro exterior real en pulgadas dentro de tolerancias muy estrictas. Estos tubos para intercambiador se encuentran disponibles en varios metales, lo que incluyen acero, cobre, admiralty, metal Muntz, latón, 70 - 30 cobre-níquel, aluminio-bronce, aluminio y aceros inoxidables. Se pueden obtener en diferentes groesos de pared, definidos por el calibrador Birmingham para alambre, que en la práctica se refiere como el *calibrador* BWG del tubo. En la Cuadro 2 se enlistan los tamaños de tubo que generalmente están disponibles, de los cuales los de $\frac{3}{4}$ y 1 plg de diámetro exterior son los más comunes en el diseño de intercambiadores de calor.

♦ **Espaciado de los tubos.** Los tubos se colocan en arreglos ya sea triangulares o cuadrados, como se muestra en las Figuras 38. La ventaja del espaciado cuadrado es que los tubos son accesibles para limpieza externa y tienen pequeña caída de presión cuando el fluido fluye en la dirección indicada en la Figura 38a. El espaciado de los tubos P_r es la distancia menor de centro a centro en tubos adyacentes. Los espaciados más comunes para arreglos cuadrados son de $\frac{3}{4}$ plg DE en un espaciado cuadrado de 1 plg y de 1 plg DE en un espaciado en cuadro de $1 \frac{1}{4}$ plg. Para arreglos triangulares éstos son, de $\frac{3}{4}$ plg DE en espaciado triangular de $\frac{15}{16}$ plg, $\frac{3}{4}$ plg DE en un arreglo triangular de 1 plg, y 1 plg DE en un arreglo triangular $1 \frac{1}{4}$ plg.

Cuadro 2. Datos de tubos para condensadores e intercambiadores de calor

Tubo DE, plg	BWG	Espesor de la pared,	DI, plg	Area de flujo por tubo, plg ²	Superficie por pie lin. pies ²		Peso por pie lineal, lb, de acero
					Exterior	Interior	
½	12	0.109	0.282	0.0625	0.1309	0.0748	0.493
	14	0.083	0.334	0.0876		0.0874	0.403
	16	0.065	0.370	0.1076		0.0969	0.329
	18	0.049	0.402	0.127		0.1052	0.258
	20	0.035	0.430	0.145		0.1125	0.190
¾	10	0.134	0.482	0.182	0.1963	0.1263	0.965
	11	0.120	0.510	0.204		0.1335	0.884
	12	0.109	0.532	0.223		0.1393	0.817
	13	0.095	0.560	0.247		0.1466	0.727
	14	0.083	0.584	0.268		0.1529	0.647
	15	0.072	0.606	0.289		0.1587	0.571
	16	0.065	0.620	0.302		0.1623	0.520
	17	0.058	0.634	0.314		0.1660	0.469
	18	0.049	0.652	0.334		0.1707	0.401
*1	8	0.165	0.670	0.355	0.2618	0.1754	1.61
	9	0.148	0.704	0.389		0.1843	1.47
	10	0.134	0.732	0.421		0.1916	1.36
	11	0.120	0.760	0.455		0.1990	1.23
	12	0.109	0.782	0.479		0.2048	1.14
	13	0.095	0.810	0.515		0.2121	1.00
	14	0.083	0.834	0.546		0.2183	0.890
	15	0.072	0.856	0.576		0.2241	0.781
	16	0.065	0.870	0.594		0.2277	0.710
	17	0.058	0.884	0.613		0.2314	0.639
18	0.049	0.902	0.639	0.2361	0.545		
1 ¼	8	0.165	0.920	0.665	0.3271	0.2409	2.09
	9	0.148	0.954	0.714		0.2498	1.91
	10	0.134	0.982	0.757		0.2572	1.75
	11	0.120	1.01	0.800		0.2644	1.58
	12	0.109	1.03	0.836		0.2701	1.45
	13	0.095	1.06	0.884		0.2775	1.28
	14	0.083	1.08	0.923		0.2889	1.13
	15	0.072	1.11	0.960		0.2896	0.991
	16	0.065	1.12	0.985		0.2932	0.900
	17	0.058	1.13	1.01		0.2969	0.808
18	0.049	1.15	1.01	0.3015	0.688		
1 ½	8	0.165	1.17	1.075	0.3925	0.3063	2.57
	9	0.148	1.20	1.14		0.3252	2.34
	10	0.134	1.23	1.19		0.3225	2.14
	11	0.120	1.26	1.25		0.3299	1.98
	12	0.109	1.28	1.29		0.3356	1.77
	13	0.095	1.31	1.35		0.3430	1.56
	14	0.083	1.33	1.40		0.3492	1.37
	15	0.072	1.36	1.44		0.3555	1.20
	16	0.065	1.37	1.47		0.3587	1.09
	17	0.058	1.38	1.50		0.3623	0.978
18	0.049	1.40	1.54	0.3670	0.831		

F-38

◆ **Corazas.** Las corazas hasta de 12 plg de diámetro IPS se fabrican de tubo de acero, como se dan en el Cuadro 3. Sobre 12 e incluyendo 24 plg el diámetro exterior real y el diámetro nominal del tubo son los mismos. El grueso estándar para corazas con diámetros interiores de 12 a 24 plg inclusive, es de $\frac{3}{8}$ plg, lo que es satisfactorio para presiones de operación por el lado de la coraza hasta de 300 lb/plg². Se pueden obtener mayores gruesos para presiones superiores. Las corazas mayores de 24 plg de diámetro se fabrican rolando placa de acero.

2.3.2.1 Intercambiadores de tubos y coraza.

2.3.2.1.1 Intercambiadores con cabezal de tubos estacionario. El tipo más simple de intercambiador es el tipo fijo o intercambiador con cabezal de tubo estacionario, de los cuales el mostrado en la Figura 39 es un ejemplo. Las partes esenciales son la coraza (1), equipada con dos entradas y que tiene dos cabezales de tubos o espejos (2) a ambos lados, que también sirven como bridas para fijar los dos carretes (3) y sus respectivas tapas (4). Los tubos se expanden en ambos espejos y están equipados con deflectores transversales (5) en el lado de la coraza.

◆ **Deflectores.** Es claro que se logran coeficientes de transferencia de calor más altos cuando el líquido se mantiene en estado de turbulencia. Para inducir turbulencia fuera de los tubos, es costumbre emplear deflectores que hacen que el líquido fluya a través de la coraza a ángulos rectos con el eje de los tubos. Esto causa considerablemente turbulencia aun cuando por la coraza fluya una cantidad

Cuadro 3. Dimensiones de tubería de acero IPS

Tamaño nominal del tubo, IPS plg	DE, plg	Cédula No.	DI, plg	Area de flujo por tubo, plg ²	Superficie por pie lin. pies ²		Peso por pie lineal, lb, de acero
					Exterior	Interior	
1/8	0.405	40	0.269	0.058	0.106	0.070	0.25
		80	0.215	0.036		0.056	0.32
1/4	0.540	40	0.364	0.104	0.141	0.095	0.43
		80	0.302	0.072		0.079	0.54
3/8	0.675	40	0.493	0.192	0.177	0.129	0.57
		80	0.423	0.141		0.111	0.74
1/2	0.840	40	0.622	0.304	0.220	0.163	0.85
		80	0.546	0.235		0.143	1.09
3/4	1.050	40	0.824	0.534	0.275	0.216	1.13
		80	0.742	0.432		0.194	1.48
1	1.320	40	1.049	0.864	0.344	0.274	1.68
		80	0.957	0.718		0.250	2.17
1 1/4	1.660	40	1.380	1.50	0.435	0.362	2.28
		80	1.278	1.28		0.335	3.00
1 1/2	1.900	40	1.610	2.04	0.498	0.422	2.72
		80	1.500	1.76		0.393	3.64
2	2.380	40	2.067	3.35	0.625	0.542	3.66
		80	1.939	2.95		0.508	5.03
2 1/2	2.880	40	2.469	4.79	0.753	0.647	5.80
		80	2.323	4.23		0.609	7.67
3	3.500	40	3.068	7.38	0.917	0.804	7.58
		80	2.900	6.61		0.760	10.3
4	4.500	40	4.026	12.7	1.178	1.055	10.8
		80	3.826	11.5		1.002	15.0
6	6.625	40	6.065	28.9	1.734	1.590	19.0
		80	5.761	26.1		1.510	28.6
8	8.625	40	7.981	50.0	2.258	2.090	28.6
		80	7.625	45.7		2.000	43.4
10	10.750	40	10.02	78.8	2.814	2.62	40.5
		60	9.75	74.6		2.55	54.8
12	12.750	30	12.09	115	3.338	3.17	43.8
14	14.0	30	13.25	138	3.665	3.47	54.6
16	16.0	30	15.25	183	4.189	4.00	62.6
18	18.0	20	17.25	234	4.712	4.52	72.7
20	20.0	20	19.25	291	5.236	5.05	78.6
22	22.0	20	21.25	355	5.747	5.56	84.0
24	24.0	20	23.25	425	6.283	6.09	94.7

F-39

pequeña de líquido. La distancia centro a centro entre los deflectores se llama espaciado de deflectores. Los deflectores se mantienen firmemente mediante espaciadores (6) como se muestra en la Figura 39, que consisten de un pasador atornillado en el cabezal de tubos o espejo y un cierto número de trozos de tubo que forman hombreras entre deflectores adyacentes.

Hay varios tipos de deflectores que se emplean en los intercambiadores de calor, pero los más comunes son los deflectores segmentados que se muestran en la Figura 40. Los deflectores segmentados son hojas de metal perforadas cuyas alturas son generalmente un 75% del diámetro interior de la coraza. Estos se conocen como deflectores con 25% de corte.

2.3.2.1.2 Intercambiador 1-2 con cabezal de tubos fijos. Intercambiadores del tipo mostrado en las Figura 41 en el cual el fluido de la coraza fluye en un paso por la coraza y el fluido de los tubos en dos o más pasos, es el intercambiador 1-2. Se emplea un solo carrete con una división para permitir la entrada y salida de fluido de los tubos por el mismo carrete. En el extremo opuesto del intercambiador está colocado un bonete para permitir que el fluido de los tubos pase del primero al segundo paso. Como con todos los intercambiadores de cabezales fijos, la parte externa de los tubos es inaccesible para la inspección o limpieza mecánica. El interior de los tubos puede ser limpiada removiendo únicamente la tapa del carrete y usando un limpiador rotatorio o un cepillo de alambre.

F-40

F-41

2.3.2.1.3 Intercambiadores con haz de tubos removibles. En la Figura 42 se muestra un contratipo del intercambiador 1-2, que tiene el banco de tubos removible de la coraza. Consiste de un cabezal de tubos estacionario, que se encuentra entre la brida de un carrete y la brida de la coraza. En el extremo opuesto de haz de tubos, estos se expanden en un cabezal de tubos flotante que se mueve libremente. Al cabezal de tubos se atornilla un casquete de cabezal flotante y todo el haz de tubos puede extraerse por el extremo de carrete. La coraza se cierra mediante un bonete. Los cabezales flotantes ilustrados, eliminan los problemas de expansión diferencial en muchos casos y se llama cabezal flotante de arrastre.

♦ ***Distribución en el cabezal de tubos y numeración de tubos.*** Una distribución típica de tubos para un intercambiador de cabezal flotante de anillo dividido, se muestra en la Figura 43. La distribución actual es para una coraza de 13 ¼ plg DI con tubos de 1 plg DE y en arreglo de paso triangular de 1 ¼ plg acomodado para seis pasos en los tubos. También se muestra la colocación de las divisiones para el carrete y la tapa del cabezal flotante junto con la orientación de los pasos. Usualmente los tubos no se colocan simétricamente en el cabezal. Generalmente se dispone de un espacio extra en la entrada omitiendo tubos directamente bajo la tobera de admisión para minimizar los efectos de contracción del fluido que entra a la coraza. No siempre es posible tener el mismo número de tubos en cada paso, aun cuando en intercambiadores de gran tamaño, esta descompensación no deberá ser mayor de 5%. En el Cuadro 4, la numeración de tubos para tubos de ¾ y 1 plg de diámetro externo se dan para corazas de un paso, y para uno, dos, cuatro, seis y ocho pasos en los tubos.

F-42

F-43

**Cuadro 4. Disposición de los espejos de tubos (cuenta de tubos).
Arreglo en cuadro y arreglo triangular**

Tubos de ¾" DE, arreglo en cuadro de 1 plg						Tubos de 1" DE, arreglo en cuadro de 1 ¼ plg					
Coraza DI, plg	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P	Coraza DI, plg	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
8	32	26	20	20		8	21	16	14		
10	52	52	40	36		10	32	32	26	24	
12	81	76	68	68	60	12	48	45	40	38	36
13 ¼	97	90	82	76	70	13 ¼	61	56	52	48	44
15 ¼	137	124	116	108	108	15 ¼	81	76	68	68	64
17 ¼	177	166	158	150	142	17 ¼	112	112	96	90	82
19 ¼	224	220	204	192	188	19 ¼	138	132	128	122	116
21 ¼	277	270	246	240	234	21 ¼	177	166	158	152	148
23 ¼	341	324	308	302	292	23 ¼	213	208	192	184	184
25	413	394	370	356	346	25	260	252	238	226	222
27	481	460	432	420	408	27	300	288	278	268	260
29	553	526	480	468	456	29	341	326	300	294	286
31	657	640	600	580	560	31	406	398	380	368	358
33	749	718	688	676	648	33	465	460	432	420	414
35	845	824	780	766	748	35	522	518	488	484	472
37	934	914	886	866	838	37	596	574	562	544	532
39	1049	1024	982	968	948	39	665	644	624	612	600
Tubos de 1 ¼" DE, arreglo en cuadro de 1 9/16"						Tubos de 1 ½" DE, arreglo en cuadro de 1 7/8"					
10	16	12	10	16	16	10	16	16	12	12	
12	30	24	22	22	22	12 ¼	22	22	16	16	
13 ¼	32	30	30	22	22	15 ¼	29	29	25	24	22
15 ¼	44	40	37	35	31	17 ¼	39	39	34	32	29
17 ¼	56	53	51	48	44	19 ¼	50	48	45	43	39
19 ¼	78	73	71	64	56	21 ¼	62	60	57	54	50
21 ¼	96	90	86	82	78	23 ¼	68	74	70	66	62
23 ¼	127	112	106	102	96	25	94	90	86	84	78
25	140	135	127	123	115	27	112	108	102	98	94
27	166	160	151	146	140	29	131	127	120	116	112
29	193	188	178	174	166	31	151	146	141	138	131
31	226	220	209	202	193	33	176	170	164	160	151
33	258	252	244	238	226	35	202	196	188	182	176
35	293	287	275	268	258	37	224	220	217	210	202
37	334	322	311	304	293	39	252	246	237	230	224
39	370	362	348	342	336						
Tubos de ¾" DE, arreglo triangular de 1 5/16"						Tubos de ¾" DE, arreglo triangular de 1"					
8	36	32	26	24	18	8	37	30	24	24	
10	62	56	47	42	36	10	61	52	40	36	
12	109	98	86	82	78	12	92	82	76	74	70
13 ¼	127	114	96	90	86	13 ¼	109	106	86	82	74
15 ¼	170	160	140	136	128	15 ¼	151	138	122	118	110
17 ¼	239	224	194	188	178	17 ¼	203	196	178	172	166
19 ¼	301	282	252	244	234	19 ¼	262	250	226	216	210
21 ¼	361	342	314	306	290	21 ¼	316	302	278	272	266
23 ¼	442	420	386	378	364	23 ¼	384	376	352	342	328
25	532	506	468	446	434	25	470	452	422	394	382
27	637	602	550	536	524	27	559	534	488	474	464
29	721	692	640	620	594	29	630	604	556	538	508
31	847	822	766	722	720	31	745	728	678	666	640
33	974	938	878	852	826	33	856	830	774	760	732
35	1102	1068	1004	988	958	35	970	938	882	884	848
37	1240	1200	1144	1104	1072	37	1074	1044	1012	986	870
39	1377	1330	1258	1248	1212	39	1206	1176	1128	1100	1078
Tubos de 1" DE, arreglo triangular de 1 ¼"						Tubos de 1 ¼" DE, arreglo triangular de 1 9/16"					
8	21	16	16	14		8	20	18	14		
10	32	32	26	24		10	32	30	26	22	20
12	55	52	48	46	44	12	48	45	40	38	36
13 ¼	68	66	58	54	50	13 ¼	68	66	62	58	54
15 ¼	91	86	80	74	72	15 ¼	91	86	86	78	69
17 ¼	131	118	106	104	94	17 ¼	131	122	112	101	95
19 ¼	163	152	140	136	128	19 ¼	163	152	140	130	123
21 ¼	199	188	170	164	160	21 ¼	199	188	170	155	150
23 ¼	241	232	212	212	202	23 ¼	241	232	212	202	190
25	294	282	256	252	242	25	294	282	256	252	242
27	349	334	302	296	286	27	349	334	302	296	286
29	397	376	338	334	316	29	397	376	338	334	316
31	472	454	430	424	400	31	472	454	430	424	400
33	538	522	486	470	454	33	538	522	486	470	454
35	608	592	562	546	532	35	608	592	562	546	532
37	674	664	632	614	598	37	674	664	632	614	598
39	766	736	700	688	662	39	766	736	700	688	662
Tubos de 1 ½" DE, arreglo triangular de 1 7/8"											
12	18	14	14	12	12						
13 ¼	27	22	18	16	14						
15 ¼	36	34	32	30	27						
17 ¼	48	44	42	38	36						
19 ¼	61	58	55	51	48						
21 ¼	76	72	70	66	61						
23 ¼	95	91	86	80	76						
25	115	110	105	98	95						
27	136	131	125	118	115						
29	160	154	147	141	136						
31	184	177	172	165	160						
33	215	206	200	190	184						
35	246	238	230	220	215						
37	275	268	260	252	246						
39	297	289	280	274	267						

2.3.2.1.4 Intercambiadores con tubos en U. Intercambiadores con tubos en U. Los intercambiadores 1-2 mostrados en la Figura 44 están formados por tubos que se doblan en forma de U y se rolan después en el espejo o cabezal de tubos.

Los tubos pueden dilatarse libremente, eliminando la necesidad del cabezal de tubos flotante, la tapa del cabezal, la brida de la coraza y la tapa removible de esta última. Se pueden instalar deflectores de la manera convencional en arreglos tubulares cuadrados o triangulares. El diámetro más pequeño al cual se puede doblar un tubo sin deformar el diámetro exterior en un doblado en U, es de tres a cuatro veces el diámetro exterior del tubo. Esto significa que de ordinario es necesario omitir algunos tubos en el centro del haz, dependiendo de la distribución.

Una modificación interesante del intercambiador con tubos en U se muestra en la Figura 45. Emplea un doble cabezal de tubos estacionarios y se usa cuando la fuga del líquido por uno de los cabezales al unirse con el otro fluido puede ocasionar serios daños por corrosión. Usando dos cabezales de tubos con una franja de aire entre ellos, cualquier fluido que se escape a través de los espejos tiene salida a la atmósfera. De esta manera, ninguna de las corrientes puede contaminar la otra como resultado de fuga, excepto cuando se corroe el tubo mismo. Aun la falta de los tubos puede prevenirse aplicando una prueba de presión periódicamente.

F-44

F-45

2.3.2.2 Cálculo de los intercambiadores de tubo y coraza.

2.3.2.2.1 Coeficientes de película del lado de la coraza. Los coeficientes de transferencia de calor fuera del haz de tubos se refieren como coeficientes del lado de la coraza. Cuando el haz de tubos emplea deflectores para dirigir el flujo del fluido de la coraza a través de los tubos, desde la parte superior a la parte inferior, los coeficientes de transferencia de calor son mayores que para el flujo libre a lo largo de los ejes de los tubos. Los mayores coeficientes de transferencia se originan por un aumento en la turbulencia. En un arreglo cuadrado, como se ve en la Figura 46, la velocidad del fluido está sometida a continuas fluctuaciones debido a la reducción en área entre los tubos adyacentes comparada con el área de flujo entre las hileras sucesivas. En los arreglos triangulares hay todavía mayor turbulencia debido a que el fluido que fluye entre los tubos adyacentes a alta velocidad golpea directamente en la hilera siguiente. Esto indicaría que, cuando la caída de presión y limpieza son de pocas consecuencias, el arreglo triangular es superior para alcanzar valores altos del coeficiente de película en el lado de la coraza.

La Figura 47 es una correlación de datos industriales que da resultados satisfactorios para los hidrocarburos, compuestos orgánicos, agua, soluciones acuosas y gases, cuando el banco de tubos emplea deflectores con espaciados aceptables entre deflectores y tubos y entre deflectores y corazas.

F-46

F-47

2.3.2.2.2 Masa-velocidad lado de la coraza. La velocidad lineal y de masa del fluido cambian continuamente a través del haz de tubos, ya que el ancho de la coraza y el número de tubos varía de cero en la parte superior y en el fondo a un máximo en el centro de la coraza. La amplitud del área de flujo en la correlación representada por la Figura 47, se tomó en la hilera hipotética de tubos que poseen la máxima área de flujo y que corresponde al centro de la coraza. La longitud del área de flujo se tomó igual al espaciado de los deflectores B. el paso de los tubos es la suma del diámetro del tubo y el claro C'. Si el diámetro interior de la coraza se divide por el paso del tubo, se obtiene un número ficticio, pero no necesariamente entero de tubos que debe suponerse existen en el centro de la coraza. Actualmente en muchas distribuciones no hay hileras de tubos en el centro de la coraza, sino que en su lugar existen dos hileras con máximas en ambos lados de la línea media y que tienen algunos tubos más que los computados para el centro. Estas desviaciones se desprecian. Para cada tubo o fracción se considera que hay C' x 1 plg² de área transversal de flujo por pulgada de espacio de deflector. El área transversal de flujo para el lado de la coraza a_s está dada por:

$$a_s = \frac{DI \times C' B}{P_T \times 144} \text{ pies}^2 \quad (2.28)$$

La masa velocidad es:

$$G_s = \frac{W}{a_s} \text{ lb}/(h)(\text{pies}^2) \quad (2.29)$$

♦ **Diámetro equivalente lado de la coraza.** Por definición, el radio hidráulico corresponde al área de un círculo equivalente al área de un canal no circular y consecuentemente en un plano a ángulos rectos a la dirección del flujo. El radio hidráulico empleado para correlacionar los coeficientes de la coraza para un haz que tiene deflectores, no es el verdadero radio hidráulico. La dirección del flujo en la coraza es en parte a lo largo y en parte a ángulo recto al eje mayor de los tubos del haz. El área de flujo a ángulos rectos respecto al eje mayor es variable de hilera a hilera. Un radio hidráulico basado en el área de flujo a través de cualquier hilera, no podría distinguir entre un arreglo en cuadro o un arreglo triangular. Para poder obtener correlaciones simples combinando tanto el tamaño como la cercanía de los tubos y su tipo de arreglo, se logra una excelente correlación si el radio hidráulico se calcula a lo largo en lugar de a través del eje mayor de los tubos. El diámetro equivalente para la coraza se toma entonces, como cuatro veces el radio hidráulico obtenido por el arreglo dispuesto en el cabezal de tubos. Refiriéndose a la Figura 48, donde el achurado cubre el área⁷ libre, para arreglo en cuadro.

$$D_e = \frac{4 \times \text{área libre}}{\text{perímetro húmedo}} \text{pies} \quad (2.30)$$

$$d_e = \frac{4 \times (P_T^2 - p d_0^2 / 4)}{p d_0} \text{plg} \quad (2.31)$$

F-48

Donde, P_T es el espaciado de los tubos, d_0 es el diámetro exterior del tubo, ambos en pulgadas. Para el arreglo en triángulo mostrado en la Figura 48 el perímetro húmedo del elemento correspondiente a medio tubo.

$$d_e = \frac{4 \times (1/2 P_T \times 0.86 P_T - 1/2 p d_0^2 / 4)}{1/2 p d_0} \text{ plg} \quad (2.32)$$

Los diámetros equivalentes para los arreglos comunes se incluyen en la Figura 47.

2.3.2.2.3 La diferencia verdadera de temperatura Δt en un intercambiador 1-2. En la experiencia se encontraron mayores diferencias de temperatura cuando las corrientes de proceso están en contracorriente y menores diferencias para flujo en paralelo. El intercambiador 1-2 es una combinación de ambos, y la MLDT para contracorriente o flujo paralelo no puede ser la diferencia verdadera de temperatura para un arreglo contracorriente – paralelo. Así que es necesario desarrollar una nueva ecuación para el cálculo de la diferencia verdadera de temperatura efectiva Δt que reemplace la MLDT en contracorriente.

La diferencia verdadera de temperatura efectiva Δt se calcula por la siguiente ecuación:

$$\Delta t = \text{MLDT} \times F_t \quad (2.33)$$

$$\text{Donde la } MLDT = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln(T_1 - t_2)/(T_2 - t_1)} \text{ flujo a contracorriente.} \quad (2.34)$$

Para hallar el valor de Ft es necesario calcular primero los parámetros R y S para luego ir a la Figura 49.

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad \text{y} \quad S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (2.35)$$

Donde T_1 y T_2 son las temperaturas de entrada y salida respectivamente del fluido caliente y t_1 y t_2 son las temperaturas de entrada y salida del fluido frío respectivamente.

No es aconsejable o práctico usar un intercambiador 1-2 cuando el factor de corrección Ft calculado sea menor de 0.75; en lugar de él se requiere algún otro arreglo que asemeje más al flujo en contracorriente.

2.3.2.2.4 Pasos a seguir para el cálculo del intercambiador. Para el cálculo de un intercambiador se debe seguir los siguientes pasos:

Primero que todo se deben conocer las condiciones de proceso para el fluido caliente T_1 , T_2 , W , C , S , μ , K , R_d , ΔP ; fluido frío t_1 , t_2 , w , c , s , μ , K , R_d , ΔP .

Donde,

C = Es el calor específico Figura 50 y Figura 51.

S = Gravedad específica.

μ = Es la viscosidad de fluido.

K = Conductividad térmica del fluido.

Rd = Factor de obstrucción o incrustaciones; en el Cuadro 5 se anotan valores numéricos de factores de destrucción para cierta variedad de proceso.

ΔP = Es la caída de presión.

Del intercambiador se debe conocer los siguientes datos: En el lado de la coraza, DI (diámetro interior), espaciado de los deflectores, Paso. En el lado de los tubos; el número y longitud, DE (diámetro exterior), el calibre BWG, y el tipo de arreglo si es triangular o cuadrado y por ultimo el paso.

Después de obtenido todo los datos anteriores hacemos:

1. Balance de calor $Q = WC (T_1 - T_2) = wc (t_2 - t_1)$.

2. Diferencia verdadera de temperatura Δt : Recordando que $\Delta t = MLDT \times Ft$ (Ft de la Figura 49).

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad \text{y} \quad S = \frac{T_2 - T_1}{t_1 - t_1} \quad (2.35)$$

F-49

F-50

F-51

Cuadro 5. Factores de obstrucción

Temperatura del medio calefactor	Hasta 240°F		240-400 °F	
Temperatura del agua	125 °F o menos		Más de 125°F	
Agua	Velocidad del agua, pps		Velocidad del agua, pps	
	3 pies o menos	Más de 3 pies	3 pies o menos	Más de 3 pies
Agua del mar	0.0005	0.0005	0.001	0.001
Salmuera natural	0.002	0.001	0.003	0.002
Torre de enfriamiento y tanque con rocío artificial:				
Agua de compensación tratada	0.001	0.001	0.002	0.002
Sin tratar	0.003	0.003	0.005	0.004
Agua de la ciudad o de pozo (como grandes lagos)	0.001	0.001	0.002	0.002
Grandes Lagos	0.001	0.001	0.002	0.002
Agua de río:				
Mínimo	0.002	0.001	0.003	0.002
Mississippi	0.003	0.002	0.004	0.003
Delaware, Schylkill	0.003	0.002	0.004	0.003
East River y New York Bay	0.003	0.002	0.004	0.003
Canal sanitario de Chicago	0.008	0.006	0.001	0.008
Lodosa o turbia	0.003	0.002	0.004	0.003
Dura (más de 15 granos/gal)	0.003	0.003	0.005	0.005
Enfriamiento de máquinas	0.001	0.001	0.001	0.001
Destilada	0.0005	0.0005	0.0005	0.0005
Alimentación tratada para calderas	0.001	0.0005	0.001	0.001
Purga de calderas	0.002	0.002	0.002	0.002

3. Hallamos la temperatura calórica T_c y t_c , donde,

$$T_c = T_2 + F_c (T_1 - T_2) \quad (2.36)$$

$$t_c = t_1 + F_c (t_2 - t_1) \quad (2.37)$$

$$\text{Pero } F_c = \frac{(1/K_c) + [r/(r-1)]}{1 + \frac{\text{Ln}(K_c + 1)}{\text{Lnr}}} - \frac{1}{K_c} \quad (2.38)$$

Donde, $r = \frac{\Delta t_c}{\Delta t_h}$ y $\Delta t_c = T_2 - t_1$, $\Delta t_h = T_1 - t_2$ y K_c se halla de la Figura 52 con el

valor de r en caso de que uno de los fluidos sea agua el valor promedio de la temperatura se calcula con la media aritmética de la temperatura de entrada y

salida del fluido que es agua. Esto es: $T_a = \frac{T_1 + T_2}{2}$ si el fluido caliente es agua y

$t_a = \frac{t_1 - t_2}{2}$, en caso de que el agua sea el fluido frío.

4. Para el lado de la coraza se halla el área de flujo así donde:

$$a_s = \frac{DI \times C' B}{144 P_T} \text{ pies}^2 \quad (2.39)$$

F-52

y para el lado de los tubos el área de flujo es:

$$a_t = \frac{N_t A'_t}{144n} \text{ pies}^2 \quad (2.40)$$

Donde,

N_t = Número de tubos.

a_t = De el Cuadro 2.

n = Número de pasos.

5. Masa de Velocidad $G_s = W/a_s$ para la coraza y $G_t = w/a_t$ para el lado de los tubos G_s y G_t se dá en lb/h pie².

6. Para el lado de la coraza De se obtiene de la Figura 47; para el lado de los tubos se busca en el Cuadro 2. Después de buscar estos datos hallamos la viscosidad μ a t_c , T_c ó T_a , t_a según el caso que se tiene. El valor de μ se obtiene de la Figura 53, como este dato esta en centipoises se multiplica por 2.42 para pasarla a lb/(pie)(h).

Luego hallamos el número de Reynolds Re para los tubos como para el lado de la coraza por medio de la siguiente ecuación:

$$Re_s = De G_s/\mu \text{ Lado de la coraza.} \quad (2.41)$$

$$Re_t = DG_t/\mu \quad \text{Lado de los tubos.} \quad (2.42)$$

7. Obtenemos J_h de la Figura 47 para el lado de la coraza y J_h de la Figura 54 para el lado de los tubos. Donde J_h es el factor para transferencia de calor adimensional.

8. Con la temperatura promedio se halla la conductividad térmica K del líquido la cual se encuentra en la Figura 55 si es hidrocarburo; pero si es otro líquido se encuentra en el Cuadro 6. Luego de haber obtenido la conductividad térmica hallamos el calor específico para dicha temperatura (Figura 50 y Figura 51).

9. Entonces calculamos $h_o = J_h \frac{K}{D} \left(\frac{Cm}{K} \right)^{\frac{1}{3}} f_s$ se calcula el coeficiente de transferencia de calor del fluido exterior que viene dado por la siguiente ecuación:

$$h_o = J_h \frac{K}{D} \left(\frac{Cm}{K} \right)^{\frac{1}{3}} f_s. \quad (2.43)$$

Para el fluido interior (por los tubos) el coeficiente de calor se calcula por:

$$h_i = J_h \frac{K}{D} \left(\frac{Cm}{K} \right)^{\frac{1}{3}} f_t. \quad (2.44)$$

F-53

F-54

F-55

Cuadro 6. Conductividades Térmicas de Líquidos

LIQUIDO	°F	k	LIQUIDO	°F	k
Aceites			Bromobenceno	86	0.074
Ricino	68	0.104		212	0.070
	212	0.100	Bióxido de azufre	5	0.128
Oliva	68	0.097		86	0.111
	212	0.095	Bisulfuro de Ca rbono	86	0.093
Acetato de etilo	68	0.101		167	0.088
Alcohol 100%	68	0.105	Tetracloruro	32	0.107
80%	68	0.137		154	0.094
60%	68	0.176	Cloruro de calcio, salmuera 30%	86	0.320
40%	68	0.224	15%	86	0.340
20%	68	0.281	Cloruro de sodio, salmuera 25%	86	0.330
100%	122	0.087	12.5%	86	0.340
Benceno	86	0.086	Clorobenceno	50	0.083
	140	0.082	Cloroformo	86	0.080
Bromuro	68	0.070	Cymene (para)	86	0.078
Eter	86	0.080		140	0.079
	167	0.078	Decano (n-)	86	0.085
Yoduro	104	0.064		140	0.083
	167	0.063	Diclorodifluorometano	20	0.057
Acetato de Amilo	50	0.083		60	0.053
Alcohol (n-)	86	0.094		100	0.048
	212	0.089		140	0.043
	86	0.088		180	0.038
	167	0.087	Dicloroetano	122	0.082
Acetato butílico (n-)	77-86	0.085	Diclorometano	5	0.111
Alcohol (n-)	86	0.097		86	0.096
	167	0.095	Eter de petróleo	86	0.065
(iso-)	50	0.091		167	0.073
Acetona	86	0.102	Etilen glicol	32	0.153
	167	0.095	Gasolina	86	0.078
Acido acético 100%	68	0.099	Glicerina 100%	68	0.164
50%	68	0.200	80%	68	0.189
Acido estéarico	212	0.078	60%	68	0.220
Acido láurico	212	0.102	40%	68	0.259
Acido Oleico	212	0.092	20%	68	0.278
Acido Palmítico	212	0.083	100%	212	0.174
Acido Sulfúrico 90%	86	0.210	Heptano (n-)	86	0.081
60%	86	0.250		140	0.079
30%	86	0.300	Hexano (n-)	86	0.080
Agua	32	0.330		140	0.078
	86	0.356	Kerosena	68	0.086
	140	0.381		167	0.081
	176	0.398	Mercurio	82	4.83
Alcohol Alílitico	77-86	0.104	Nitrobenceno	86	0.095
Alcohol Heptílico (n-)	86	0.094		212	0.088
	167	0.091	Nitrometano	86	0.125
Alcohol Hexílico (n-)	86	0.093		140	0.120
	167	0.090	Nonano (n-)	86	0.084
Alcohol Metílico 100%	68	0.124		140	0.082
80%	68	0.154	Octano (n-)	86	0.083
60%	68	0.190		140	0.081
40%	68	0.234	Paraldehído	86	0.084
20%	68	0.284		212	0.068
100%	122	0.114	Pentano (n-)	86	0.078
Cloruro	5	0.111		167	0.074
	86	0.089	Percloroetileno	122	0.092
Alcohol Propílico (n-)	86	0.099	Sodio	212	49
	167	0.095		410	46
Alcohol (iso-)	86	0.091	Tolueno	86	0.086
	140	0.090		167	0.084
Amoniaco	5-86	0.290	b-tricloroetano	122	0.077
Amoniaco acuoso, 26%	68	0.261	Tricloroetileno	122	0.080
	140	0.290	Turpentina (aguarrás)	59	0.074
Anilina	32-68	0.100	Vaselina	59	0.106
Benceno	86	0.092	Xileno (orto-)	68	0.090
	140	0.087	Xileno (meta-)	68	0.090

10. La temperatura de la pared del tubo t_w se puede calcular con:

$$t_w = t_c + \frac{h_o/f_s}{h_{io}/f_t + h_o/f_s} (T_c - t_c). \quad (2.45)$$

Donde $\frac{h_{io}}{f_t} = \frac{h_i}{f_t} \times \frac{DI}{Dt}$

11. Obtenga μ_w con t_w de la Figura 53 y se calcula

$$\phi_s = (\mu/\mu_w)^{0.14}. \quad (2.46)$$

Obtenga μ_w con t_w para los dos fluidos recordando que la viscosidad se halla en la Figura 53 una vez obtenido este valor se calcula ϕ_s el cual viene dado por:

$$\phi_s = (\mu/\mu_w)^{0.14} \quad \text{Para la coraza.}$$

$$\phi_t = (\mu/\mu_w)^{0.14} \quad \text{Para los tubos.}$$

12. El coeficiente corregido de transferencia de calor exterior e interior ϕ_s se calcula por

$$h_o = \frac{h_o f_s}{f_s} \quad \text{y} \quad h_{io} = \frac{h_{io} f_t}{f_{ts}}. \quad (2.47)$$

13. Una vez calculado h_o y h_{io} proseguimos a calcular el coeficiente total de transferencia de calor limpio

$$U_c = \frac{h_{io} h_o}{h_{io} + h_o} \quad (2.48)$$

14. Coeficiente total de diseño. Obteniendo la superficie externa/pre lineal a'' de el Cuadro 2.

Area de transferencia de calor $A = a'' L N_t$, pie^2 .

$$U_D = \frac{Q}{A \Delta t} \text{ BTU } / (\text{h})(\text{pie}^2)(\text{°F}) \quad (2.49)$$

15. Factor de obstrucción R_d :

$$R_d = \frac{U_c - U_D}{U_c U_D} \text{ (h)(pie}^3\text{)(°F) } / \text{ BTU} \quad (2.50)$$

Si R_d iguala o excede el factor de obstrucción requerido, siga con la caída de presión.

16. Para la caída de presión calculamos el factor fricción f para la coraza como para el lado de los tubos con la ayuda de la Figura 56.

F-56

17. Para la coraza la caída de presión viene dada por

$$\Delta P_s = \frac{fG_s^2 D_s (N+1)}{5,22 \times 10^{10} D_e S f_s} \quad (2.51)$$

Donde,

$$N+1 = 12L/B.$$

Por el contrario para el lado de los tubos la caída de presión es $\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r$,

donde,

$$\Delta P_s = \frac{fG_t^2 L_n}{5,22 \times 10^{10} D_e S f_t} \quad (2.52)$$

$$\Delta P_r = \left(\frac{4n}{S} \right) \left(\frac{V^2}{2g^1} \right) \left(\frac{62.5}{144} \right) \quad (2.53)$$

Necesitamos de la Figura 57 para hallar el valor $\left(\frac{V^2}{2g^1} \right) \left(\frac{62.5}{144} \right)$; los ΔP están dados

en lb/pf².

F-57

2.3.2.2.5 Intercambiadores que usan agua. Operaciones de enfriamiento que usan agua en equipo tubular son bastante comunes. A pesar de su abundancia las características de transferencia de calor del agua la separan de todos los demás fluidos. Es corrosiva al acero, particularmente cuando la temperatura de la pared de los tubos es alta y además está presente aire disuelto, muchas plantas industriales usan tubos de materiales no ferrosos exclusivamente en los servicios de transferencia de calor en los que está involucrada el agua. Los tubos no ferrosos más comunes son de admiralty, latón rojo y cobre, aun cuando en ciertas localidades hay preferencia por el metal Muntz, aluminio al bronce y aluminio. Puesto que las corazas usualmente se fabrican de acero, el agua se maneja mejor dentro de los tubos.

Cuando el agua se mueve a baja velocidad a través de los tubos, el lodo y la lama que resultan de la acción microbiana se adhieren a los tubos y serían arrastrados si hubiera alta turbulencia. Como una práctica común, deben evitarse velocidades menores de 3 pies/seg en agua de enfriamiento, aun cuando en ciertas localidades se requieren velocidades mínimas de 4 pies/seg para una operación continua. Otro factor de considerable importancia es la depositación de incrustación mineral. Cuando el agua con un contenido promedio de minerales y aire se lleva a una temperatura en exceso de los 120°F, se encuentra que el movimiento de los tubos se hace excesivo, y por esta razón deben evitarse temperaturas de agua a la salida mayores de 120°F.

El agua de enfriamiento raramente es abundante o se puede disponer sin costo. Uno de los problemas más serios que confrontan las industrias químicas y de generación de fuerza, resulta de la disminución gradual de agua superficial del subsuelo en áreas de concentración industrial. Esto se puede parcialmente resolverse mediante el uso de torres de enfriamiento, las que rehusan el agua de enfriamiento y reducen los requerimientos a únicamente el 2% de la cantidad de agua requerida si ésta se usara una sola vez.

2.3.3 Torres de Enfriamiento. Poniendo en contacto directo agua caliente con aire frío, aquella se enfriará por pérdida de calor sensible y por evaporación. Simultáneamente, el aire se calentará y se humidificará. Por tanto, la operación de enfriamiento de agua representa un caso de transferencia simultanea de materia y de calor, consistiendo la transferencia de calor la de mayor prioridad para nuestro estudio. Como todo proceso de transferencia de calor por contacto directo, una de las consideraciones primarias al diseñar la instalación es la creación de una gran área interfacial. Evidentemente una torre de enfriamiento constituye una solución para conseguir este propósito.

El enfriamiento de agua es una operación en la que la mayor resistencia a la transferencia corresponde a la fase gaseosa. Por consiguiente, para una transferencia eficiente se requiere una elevada velocidad del aire.

2.3.3.1 Clasificación de las Torres de Enfriamiento. Las Torres de Enfriamiento se clasifican mediante la forma en la que el aire es suministrado al interior de éstas, por lo tanto encontramos torres de tiro natural, tiro mecánico y tiro atmosférico.

2.3.3.1.1 Torres de Tiro Natural. Este tipo de torres aprovecha el aire por la parte inferior de la torre y asegura un movimiento positivo del aire a un en tiempo tranquilo, al depender del desplazamiento del aire caliente dentro de la torre mediante el aire externo más frío. Se requieren por lo tanto chimeneas bastante elevadas. Este tipo de torres debe ser relativamente alta, con el fin de trabajar a una pequeña aproximación a la temperatura de bulbo húmedo, en la Figura 58 se puede ver la forma como circula el aire en la torre.

2.3.3.1.2 Torres de Tiro Atmosférico. Ésta aprovecha las corrientes atmosféricas del aire, en la cual el viento pasa a través de la estructura en una sola dirección. Figura 59, este tipo de torre al igual que la torre de tiro natural, debe ser relativamente alta, con el fin de trabajar a una pequeña aproximación a la temperatura de bulbo húmedo.

2.3.3.1.3 Torres de Tiro Mecánico. Pueden ser del tipo de tiro forzado, en donde el aire se empuja en la torre mediante un ventilador en el fondo. Estas torres están sujetas particularmente a la recirculación del aire caliente y húmedo que es descargado, dentro de la toma del ventilador, debido a la baja de velocidad de descarga y que materialmente reduce la efectividad de la torre, ver en la Figura

60a. Las del tipo de tiro inducido, el ventilador esta colocado en la parte superior de la torre, estas son más satisfactorias en funcionamiento, puesto que proporcionan una distribución de aire más uniforme, y reducen el peligro de recirculación del mismo, proporcionando, por consiguiente un rendimiento más elevado por termino medio. Sin embargo, presentan perdidas por arrastre ligeramente superiores y costo de funcionamiento superior en comparación con otros tipos. Generalmente, se utilizan los arreglos de las Figuras 60b y 60c. Para el caso donde el nublado es excesivo se pueden utilizar intercambiadores de calor de tubos aleteados para evaporar la niebla con el calor del agua que se va a enfriar, como en la Figura 60d.

2.3.3.2 Difusión. Si el aire seco a temperatura constante se satura con agua a la misma temperatura en un aparato de contacto directo, el vapor de agua que sale con el aire lleva consigo su calor latente de vaporización. La humedad de la mezcla aire – agua – vapor aumenta durante la saturación, debido a que la presión del vapor de agua que sale del líquido es mayor que aquella en aire no saturado, dando por resultado una vaporización. Cuando la presión de vapor de agua en el aire iguala a la del líquido, el aire se satura y la vaporización cesa. La temperatura del agua puede mantenerse constante durante la circulación del aire si se le suministra calor para reemplazar la pérdida de él por el gas como calor latente de vaporización. Por lo tanto, es claro que la transferencia de calor durante la saturación de un gas con un líquido puede hacerse sin diferencia de temperatura.

F-58-59

F-60

F-60

Cuando se promueve un movimiento de material entre dos fases mediante una diferencia de presión de vapor, esto es **difusión** y se caracteriza por el hecho de que el material se transfiere de una fase a la otra o entre dos fases. La difusión involucra el paso de un fluido a través de otro.

2.3.3.3 Temperaturas Usadas en las Torres de enfriamiento.

2.3.3.3.1 Temperatura de Bulbo Seco. Es la temperatura medida por un termómetro ordinario de bulbo seco. Al hacer la medición de la temperatura del bulbo seco del aire, el bulbo del termómetro se deberá cubrir para reducir los efectos de la radiación directa.

2.3.3.3.2 Temperatura de Bulbo Húmedo. La temperatura de bulbo húmedo del aire, es la temperatura medida en un termómetro de bulbo húmedo. Un termómetro de bulbo húmedo es un termómetro ordinario, cuyo bulbo esta envuelto con un pabilo humedecido. Para obtener una lectura exacta con un termómetro de bulbo húmedo, el pabilo deberá estar saturado con agua limpia casi a la temperatura del bulbo seco del aire, y que la velocidad del aire que rodea al pabilo se mantenga entre 1.000 y 2.000 pies/min.

2.3.3.3.3 Temperatura de Punto de Rocío. Esta es la temperatura a la que un gas con un contenido dado de vapor deposita la primera gota de condensado cuando se enfría en un proceso de presión constante.

2.3.3.4 Componentes de una Torre de Enfriamiento.

2.3.3.4.1 Carcasa. Este constituye el cuerpo estructura rígido de la torre, en otras palabras es la parte externa de la torre. Esta debe ser resistente a la corrosión y por eso generalmente esta construida de ladrillo, concreto, resina de poliester reforzado con fibra de vidrio o metal, madera. El diseño del cuerpo estructural debe incluir cargas muertas, cargas vivas, cargas producidas por vientos, etc.

2.3.3.4.2 Empaque o relleno. Este es el medio en una torre de enfriamiento que ayuda al intercambio de calor. Este esta hecho de bloques huecos de arcilla cosida, tableros de piel, cemento, asbesto, láminas metálicas, rejillas especiales o plástico. El relleno es el que provee la superficie por la cual se rocía el agua caliente.

2.3.3.4.3 Ventilador. Este es el que induce o forza el aire a través del sistema. Regularmente sus aspas son de plástico reforzado. El ventilador va montado directamente sobre el eje del motor.

2.3.3.4.4 Motor. Este debe ser totalmente cerrado con protección, para el ambiente húmedo permanente en el que opera.

2.3.3.4.5 Eliminadores de Rocío. Este es un dispositivo que disminuye el arrastre de gotas de agua por el aire y esta configurado por canales en forma de laberinto para tal efecto. Regularmente estos canales son hechos de PVC.

2.3.3.4.6 Boquillas de Entrada de Agua. Su función es pulverizar el agua caliente para producir un mejor contacto aire – agua para la transferencia de calor. Esto hace aumentar grandemente la superficie expuesta por unidad de peso enfriada. La evaporación y enfriamiento resultante son rápidos.

2.3.3.4.7 Ventana de Entrada de Aire. Son abiertas en la parte inferior de la torre, para permitir la entrada de aire. Por lo regular son inclinadas y están diseñadas para evitar las pérdidas de agua por salpiques y vientos fuertes, estas ventanas permiten entrada de aire por los 4 costados de la torre.

2.3.3.5 Partes internas de la torre de enfriamiento y función del empaque. Si el agua pasa a través de una boquilla capaz de producir pequeñas gotas, se dispondrá de una gran superficie para el contacto de aire – agua. Puesto que la interfase agua – aire es también la superficie de transferencia de calor, el uso de la boquilla permite alcanzar buenos niveles de eficiencia por pie cubico de aparato de contacto. Este es el principio de la fuente de rocío.

La función del empaque es aumentar la superficie disponible en la torre, ya sea distribuyendo el líquido sobre una gran superficie o retardando la caída de las gotas a través del aparato.

En la torre de enfriamiento, debido a los requerimientos de grandes volúmenes de aire y pequeñas caídas de presión permitidas, es costumbre utilizar largueros de

madera de sección rectangular o triangular, que dejan la torre sustancialmente sin obstruir. El empaque o relleno, en una torre de enfriamiento, es casi exclusivamente fabricado en cualquiera de las formas de la Figura 61, y su propósito es interrumpir el descenso del líquido. Aun cuando el espacio libre entre los largueros adyacentes permite que las gotas de líquido caigan a través de la torre sin golpear repetidamente en los largueros inferiores. Algo del líquido que golpea la parte superior del larguero salpica, pero una gran parte fluye por sus contornos y se rompe el flujo turbulento en la parte inferior para formar automáticamente nuevas gotas y crear nueva superficie de gota.

En muchas torres de enfriamiento el líquido se introduce rociando el agua hacia arriba y luego hacia abajo antes de golpear la primera hilera de empaque. Esto provee contacto efectivo a bajo costo, puesto que la velocidad de la gota en su viaje ascendente debe disminuir a cero para invertir su dirección. Otro medio de aumentar la superficie de contacto en la torre, es atomizando el agua en lugar de formar gotas, pero sin embargo, esto no es muy práctico, ya que las gotas muy finas no pueden recogerse en los eliminadores sino a expensas de una gran caída de presión.

En la construcción de las torres de enfriamiento es costumbre emplear gotas de tal tamaño de manera que las pérdidas por arrastre puedan garantizarse que no excedan a 0.25% del agua total recirculada a la torre. Usando más potencia en el abanico, esta pérdida puede también reducirse a 0.1%.

F-61

2.3.3.6 Empaque o relleno. El empaque es una parte importante en una torre de enfriamiento, como se sabe por éste fluye el agua en el interior de la torre y por lo tal debe ofrecer las siguientes características:

- ◆ Proporcionar una superficie interfacial grande entre el líquido y el gas.

- ◆ Poseer las características deseables del flujo de fluidos, esto generalmente significa que la fracción de espacio vacío, en el lecho empacado debe ser grande. El empaque debe permitir el paso de grandes volúmenes de fluido a través de pequeñas secciones transversales de la torre, sin recargo o inundación; debe ser baja la caída de presión del gas.

- ◆ Ser químicamente inerte con respecto a los fluidos que se están procesando.

- ◆ Ser estructuralmente fuerte para permitir el fácil manejo y la instalación.

- ◆ Tener bajo precio.

2.3.3.6.1 Empaques Aleatorios o al azar. Los empaques al azar son aquellos que simplemente se arrojan en la torre durante la instalación y que se dejan caer en forma aleatoria. Los empaques al azar más utilizados se encuentran en la Figura 62. Los tipos comunes son: Los anillos raschig, son cilíndricos y huecos,

F-62

pueden fabricarse de porcelana industrial, de carbón de metales o plásticos. Los empaques de hojas delgadas de metal y de plástico ofrecen la ventaja de ser ligeros. Los anillos de Lessing y otros con partición interna se utilizan con menos frecuencia. Los empaques con forma de silla de montar, los de berl e intalox y sus variaciones se fabrican de porcelanas químicas o plásticos. Los anillos de pall, también conocidos como flexirings, anillos de cascada y, como una variación, los HY-Pak, se pueden obtener de metal o de plástico. Los telleretes y algunas de sus modificaciones se pueden conseguir con la forma que se muestra y en plástico. Generalmente, los tamaños más pequeños de empaques al azar ofrecen superficies específicas mayores (y mayores caídas de presión), pero los tamaños mayores cuestan menos por unidad de volumen. Durante la instalación, los empaques se vierten en la torre, de forma que caigan aleatoriamente; con el fin de prevenir la ruptura de empaques de cerámica o carbón, la torre puede llenarse inicialmente con agua, para reducir la velocidad de caída.

2.3.3.6.2 Empaques regulares. Hay gran variedad de estos empaques. Los empaques de contracorriente, son una forma de empaque regular, al igual que los arreglos de la Figura 63. Los empaques regulares ofrecen las ventajas de una menor caída de presión para el gas y un flujo mayor, generalmente a expensas de una instalación más costosa que la necesaria para los empaques aleatorios. Los anillos hacinados de raschig son económicos en tamaños muy grandes. Las rejillas o vallas de madera no son caras y se utilizan con frecuencia cuando se

F-63

requieren volúmenes de vacíos grandes. La malla de lana de alambre tejida o de otro tipo, enrollada en un cilindro como si fuese tela, u otros arreglos de gasa metálica proporcionan una superficie interfacial grande de líquido y gas en contacto y una caída de presión muy pequeña.

2.3.3.6.3 Soportes de empaque. Es necesario un espacio abierto en el fondo de la torre, para asegurar la buena distribución del gas en el empaque. En consecuencia, el empaque debe quedar soportado sobre el espacio abierto. Por su puesto, el soporte debe ser lo suficientemente fuerte para sostener el peso de una altura razonable de empaque; debe tener un área libre suficientemente amplia para permitir el flujo del líquido y del gas con un mínimo de restricción.

En la Figura 64 se muestra una variación de estos soportes; pueden fabricarse en diferentes modificaciones y diferentes materiales, inclusive en metales, metales expandidos, cerámica y plásticos.

2.3.3.6.4 Circulación de fluidos en columnas de rellenos.

2.3.3.6.4.1 Distribución del líquido. En la Figura 65 se indica la importancia de la adecuada distribución inicial de líquido en la parte superior del empaque por supuesto, el empaque en seco no es efectivo para transferencia de masa, además se utiliza diferentes dispositivos para la distribución del líquido. Generalmente se

F-64

F-65

considera necesario proporcionar al menos 5 puntos de introducción, del líquido por cada pie cuadrado de sección transversal de la torre para torres grandes, y un número mayor para torres pequeñas. El área mojada efectiva disminuye al disminuir la velocidad del líquido y para un relleno dado existe una velocidad mínima del líquido para la utilización efectiva de las superficies de relleno.

Una medida útil de la efectividad con que se moja la superficie la constituye la velocidad de mojado L_w definida como: velocidad volumétrica de líquido por unidad de área de la sección transversal de la columna indica sobre ó entre. Área de la superficie del relleno por unidad de volumen de la columna.

Generalmente los tamaños de empaque de 1 pulgada (25 mm) o mayores se utilizan para un flujo de gas de c.a. 500 pie³/min (0.25 m³/seg.), 2 pulgadas (50 mm) 2.000 pie³/min (1 m³/s).

Morris y Jackson han recomendado velocidades mínimas de mojado de 2×10^{-5} m³/seg.m (0.013 pie³/min*pie) entre 1 pulgada (25 mm) y 3 pulgadas (75 mm) y rejillas de separación menor de 2 pulgadas (50 mm) y 0.021 pie³/min pie (3.3×10^{-5} m³/s.m) para rellenos mayores.

Para la mayoría de los empaques se pueden obtener los datos de tamaños y el factor de acuerdo al tipo de empaques seleccionada, véase los Cuadros 7 y 8.

Cuadro 7. Tamaño de empaques para los diferentes rangos de carga de agua

EMPAQUE	TAMAÑO NOMINAL		RANGO DE L'	
	mm	Pulg.	Kg/mt ² .s	Lbs/pie ² .h
Anillos de Raschig	13	0.5	0.68 – 2.0	500 – 1.500
			2.00 – 6.1	1.500 – 4.500
	25	1	0.68 – 2.0	500 – 1.500
			2.00 – 6.1	1.500 – 4.500
	38	1.5	0.68 – 2.0	500 – 1.500
			2.00 – 6.1	1.500 – 4.500
	50	2	0.68 – 2.0	500 – 1.500
			2.00 – 6.1	1.500 – 4.500
Sillas de Berl	13	0.5	0.68 – 2.0	500 – 1.500
			2.00 – 6.1	1.500 – 4.500
	25	1	0.68 – 2.0	500 – 1.500
			2.00 – 6.1	1.500 – 4.500

Cuadro 8. Características de humidificación: anillos Raschig y sillas de montar Berl

EMPAQUE Pulg.	PROFUNDIDAD	L	G	r	K _a	C ₁
1 Raschig	24	500	250	0.5	226	14.3
		1.500	250	0.5	468	29.6
		3.000	250	0.5	635	40.2
1-1/2 Raschig	20.6	500	250	0.43	208	19.4
		1.500	250	0.55	370	17.9
		3.000	250	0.6	445	16.4
2 Raschig	19.1	500	250	0.47	190	14.3
		1.500	250	0.54	301	15.3
		3.000	250	0.53	651	18.9
½ Berl	15.5	500	250	0.61	320	11.1
		1.500	250	0.61	468	16.3
		3.000	250	0.61	595	20.7
1 Berl	20.3	500	250	0.42	245	24.2
		1.500	250	0.5	464	29.4
		3.000	250	0.69	569	12.7
1 ½ Berl	22	500	250	0.52	200	11.4
		1.500	250	0.52	305	17.4
		3.000	250	0.52	383	21.8

2.3.3.6.4.2 Caída de Presión. Es importante estar en condiciones de predecir la caída de presión en la circulación de dos corrientes de fluido a través de una columna de relleno. Rose y Young correlacionaron sus datos experimentales sobre caída de presión para anillos, Raschig por medio de la siguiente ecuación:

$$\Delta P_w = -\Delta P_d \left(1 + \frac{3.30}{d_n} \right) \quad (2.54)$$

Donde,

ΔP_w = Caída de presión de la humedad escurrida.

ΔP_d = Caída de presión de la columna seca.

d_n = Tamaño nominal de los anillos Raschig, pulgadas.

Otra forma de cálculo es la de Morris y Jackson quienes han ajustado datos experimentales para una amplia gama de anillos y rejillas de forma gráfica y apropiada para el cálculo. Estas representaciones gráficas se muestran en las Figuras 66 y 67. El número N de cargas de velocidad (l/m) perdidas por unidad de altura de relleno del lecho.

$$L_w = \frac{L}{\Delta P_L S_B} (m^3 / s.m) = U_L / S_b \quad (2.55)$$

F-66

F-67

Sustituyendo a continuación N en la ecuación.

$$\Delta P = \frac{1}{2} N P_g m^2 G L \quad (2.56)$$

Donde,

ΔP = Es la caída de presión (N/m²), (psi).

P_G = Densidad el gas Kg./m³, (Lb/pie³).

U_G = Velocidad del gas basado en el área transversal de la columna vacía (m/s), (pie/s).

L = Altura de relleno (m), (pie).

U_L = Es la velocidad del líquido basada en la sección transversal.

S_B = Superficie de relleno del lecho.

2.3.3.7 Balance de calor. Considere el diagrama de flujo de la Figura 68.

Consiste en una torre de enfriamiento operando con una fuente de calor en circuito cerrado. El agua del depósito de la torre se bombea a través de una batería de intercambiadores de calor en los que se eleva su temperatura. El agua caliente regresa a la torre junto con agua de compensación, la que se usa para restituir la pérdida por evaporación del sistema debido a la saturación del aire al pasar por la torre.

F-68

Por conveniencia, las torres de enfriamiento se analizan en la base de 1 pie² de área interna. La carga de aire se toma como la velocidad del gas seco por unidad de área G lb/(h) (pie²). La carga de agua en la parte superior de la torre es la velocidad del agua por unidad de superficie L lb/(h) (pie²), y el agua de compensación es L_o lb/(h) (pie²). La carga total de calor por hora por pie cuadrado q es la cantidad Q por hora dividida por las dimensiones internas de la torre. Usando el suscrito 1 para la entrada y 2 para la salida, el balance en la torre en función de gas para un plano de referencia de 0° F es:

$$q + L_o C T_o = G(H_2 - H_1) \quad (2.57)$$

Donde C es el calor específico del agua y H es su entalpía por libra de aire seco e incluye el calor de vapor asociado con la libra de aire seco. En función de la carga de agua el balance total de calor es

$$q = LC(T_1 - T_2) + L_o C(T_2 - T_o) \quad (2.58)$$

Combinando ambas ecuaciones, la cantidad de agua de compensación requerida por evaporación es

$$L_o = G(X_2 - X_1) \quad (2.59)$$

Dividiendo y combinando la ecuación queda:

$$L_o = \frac{q}{(H_2 - H_1)/(X_2 - X_1)CT_0} \quad (2.60)$$

La Ecuación 2.60 da la cantidad de agua de compensación correspondiente a cualesquiera condiciones terminales fijas. La entalpía para el gas saturado aparece en las cartas psicométricas ordinarias.

2.3.3.8 Transferencia de calor por difusión y convección simultáneas. En la torre de enfriamiento el agua caliente es enfriada por aire frío. Cuando el agua pasa a través de la torre, la temperatura de aquélla puede descender debajo de la temperatura de bulbo seco del aire de entrada, pero no más abajo que el bulbo húmedo de este aire. Considere la torre dividida en dos porciones. En la porción superior el agua caliente se pone en contacto con el aire de salida que es más frío que el agua. A diferencia del experimento del bulbo húmedo, en este caso la presión parcial del agua fuera del líquido es mayor que la del aire de salida, mientras que la temperatura del agua es también mayor que la del aire de salida. Ambos potenciales sirven para bajar la temperatura del agua por evaporación y transferencia de calor sensible al aire, aumentando, por lo tanto, la entalpía del aire. En esta forma, dependiendo de la cantidad de aire y del monto de la evaporación, es posible que la temperatura del agua descienda debajo de la temperatura del bulbo seco del aire de entrada antes de alcanzar el fondo de la

torre por el que entra el aire. El hecho de que ambos potenciales pueden operar adiabáticamente en la misma dirección mientras saturan el aire hace posible que las torres de enfriamiento sean tan efectivas para enfriar el agua. En la última porción de la torre, el agua puede poseer una temperatura igual o menor que la temperatura de bulbo seco del aire con que se pone en contacto, y la transferencia de calor sensible y de masa están en direcciones opuestas, idénticas con el experimento del bulbo húmedo. El límite al que la temperatura del agua de salida puede llegar en una torre de enfriamiento, es el que está adiabáticamente en equilibrio con el aire de entrada, es decir, el bulbo húmedo.

La derivación del comportamiento de una torre de enfriamiento que se da en seguida es esencialmente la de Merkel. Puesto que la transferencia total de calor en una torre de enfriamiento es el paso de calor por difusión y convección del agua al aire,

$$q = q_d + q_e \quad (2.61)$$

Donde q_d Btu/(h) (pie^2) es la porción transferida por difusión y q_e Btu/(h) (pie^2) es la que se transfiere por convección. En la definición de q debe recordarse que el área considerada por esta dimensión es el área transversal de la torre y no la superficie de transferencia de calor.

Si λ es el calor latente promedio de vaporización de toda el agua que se vaporiza en la torre,

$$q_d = L_o I \quad (\text{cercanamente}) \quad (2.62)$$

Combinando con la Ecuación 2.58.

$$q_e = LC(T_1 - T_2) + LC(T_2 - T_0) - L_o I \quad (2.63)$$

Entonces queda

$$\frac{q_e}{q_d} = \frac{1}{I} \left(\frac{H_2 - H_1}{X_2 - X_1} \right) - 1 \quad (2.64)$$

Esta es una relación interesante, ya que establece que la razón del calor transferido por convección al que se transfiere por difusión, ambos en la misma dirección, se determina por las condiciones de entrada y salida del aire, las que pueden ser conocidas o calculadas. Mientras que la Ecuación 2.64 establece las cantidades de transferencia de calor por convección y difusión, la razón de la transferencia de masa y calor ha sido fijada por el número de Lewis, (L_e).

Basado en los coeficientes totales en lugar de las películas individuales, la transferencia de calor sensible del agua a una temperatura T al aire a una temperatura t está dado por:

$$dq_e = h(T - t)adV \quad (2.65)$$

Donde a es la superficie del agua por pie cúbico de torre, tanto de gotas como de película, y dV es el volumen diferencial de la torre en el que existe la superficie. De esto $adV = d.A$, donde A es la superficie de transferencia de calor. Si c es el calor húmero del aire definido por $c = 0.24 + 0.45X$,

$$dq_c = Gcdt \quad (2.66)$$

$$dq_d = I dL \quad (2.67)$$

Ya que dL es la razón a la que el material se difunde, la forma diferencial para el peso del flujo es

$$1/18 dL = K_G (p' - p)adV \quad (2.68)$$

Donde p' es la presión parcial que corresponde a una temperatura del agua T y p es la presión de vapor en el aire. Para todos los propósitos prácticos la humedad puede

ser considerada proporcional a la presión parcial, al menos en los rangos encontrados en las aplicaciones de la torre de enfriamiento. La Ecuación 2.68 se transforma:

$$dL = K_x (X' - X) a dV \quad (2.69)$$

Donde X' es la humedad a la temperatura T del agua y X es la humedad del aire.

Sustituyendo en la Ecuación 2.67,

$$dq_z - K_x I (X' - X) a dV \quad (2.70)$$

El agua evaporada dL aumenta la humedad del aire por sobre el valor a la entrada por

$$dL = G dX \quad (2.71)$$

El dq combinado para transferencia de calor es entonces la suma de los dos modos de transferencia

$$dq = dq_e + dq_d = h(T - t)adV + K_x I (X' - X)adV \quad (2.72)$$

$$dq = GdH \quad (2.73)$$

La Ecuación 2.73 es útil si puede combinarse en la Ecuación 2.72, ya que expresa el total de transferencia de calor en el sistema en unidades de calor solamente. Para evitar que aparezcan en la misma ecuación X y H, los valores X pueden ser factorizados. Usando un valor promedio para el calor húmedo c y el calor latente λ y despreciando el sobrecalentamiento, todo lo cual es permitido en los rangos relativamente cortos en los que las torres de enfriamiento operan para una mezcla de aire-agua, consistiendo en 1 lb de aire y X lb de vapor de agua.

$$H = 1cl + IX \quad (2.74)$$

$$GdH = G(cdt + I dX) \quad (2.75)$$

Reagrupando y sustituyendo, la ecuación queda:

$$dq = K_x a dV \left[(H' - H) + c(T - t) \left(\frac{h}{K_x c} - 1 \right) \right] \quad (2.76)$$

dq puede expresarse en términos de la disminución de la entalpía de la cantidad total de agua o el aumento de entalpía de la mezcla total de aire, ambas son iguales.

$$dq = d(LCT) = GdH \quad (2.77)$$

La carga de gas G permanece constante a través de la torre, debido a que está basada únicamente en el gas seco. La carga líquida no es muy constante, sin embargo, debido a la evaporación de agua en el aire seco.

Entonces,

$$LC dT = G dH \quad (2.78)$$

Del Cuadro 9, para agua que se difunde en el aire, el número de Lewis es aproximadamente $h/K_x c = 1$, y el último término de la Ecuación 2.76 se desvanece, así:

$$LC dT = G dH = K_x (H' - H) a dV \quad (2.79)$$

Cuadro 9. Valores Promedio de h/K_x calculados de determinaciones de bulbo húmedo

DIFUSIÓN EN EL AIRE		
Valor	$\frac{h}{K_x}$	Calculado de la analogía de Chilton-Colburn
Benceno	0.41	0.44
Tetracloruro de carburo	0.44	0.49
Clorobenceno	0.44	0.48
Acetato de etilo	0.42	0.46
Tetracloruro de etileno	0.50	0.51
Tolueno	0.44	0.47
Agua	0.26	0.21

Introduciendo el equivalente de la tasa de transferencia de masa $K_x = h/c$, ambos modos de transferencia de calor pueden combinarse por el uso de cualquiera de los coeficientes, dependiendo del que sea más fácil obtener. En realidad $h/K_x c$ para el sistema aire-agua no es 1.0 como lo predice el número de Lewis. Los datos de varios investigadores indican que el valor del número de Lewis está cerca de 0.9. En la práctica la Ecuación 2.79 se evalúa siempre de los potenciales de difusión. En muchas aplicaciones de torres de enfriamiento, la transferencia de calor por convección sólo representa menos de 20% de la carga térmica total.

2.3.3.9 Análisis de los requerimientos de la torre de enfriamiento. La Ecuación 2.79 es la clave para el cálculo del diseño y el análisis del comportamiento de las torres de enfriamiento. K_x es el término de la tasa de transferencia total análogo a U_c en los intercambiadores, y debe recordarse que no hay factor de obstrucción para transferencia de calor por contacto directo. Sin embargo, en los intercambiadores tubulares la superficie de transferencia de calor usualmente se conoce o puede fácilmente calcularse. En las torres de enfriamiento de agua el valor de a no puede determinarse directamente, ya que está compuesto de disposiciones al azar de gotas y superficie de película. La superficie de la película es casi independiente del espesor de la misma, mientras que la superficie de las gotas depende tanto de la porción del líquido que forman las gotas como del tamaño promedio de las mismas. En una torre de caída interrumpida obviamente

hay otros factores que considerar. La imposibilidad de calcular a se obvia determinando experimentalmente el producto de $K_x a$ como un solo factor para un tipo particular de empaque a flujos específicos para los fluidos que componen el sistema.

En el desarrollo de la teoría de difusión, se mostró que el número de unidades de transferencia n_t , provee un medio útil de determinar el trabajo que debe efectuarse para lograr transferir una cantidad requerida de masa mediante difusión. Para un tipo particular de empaque, si se conoce la altura de la unidad de transferencia (HTU), la altura total de la torre requerida para esta tarea por pie cuadrado de sección transversal se obtiene por el producto de $n_t(\text{HTU})$. Para los cálculos de absorción las unidades de moles y atmósferas son convenientes, pero para la transferencia de calor por difusión es más conveniente usar la libra. Consecuentemente, GdH es la transferencia total de calor en la torre de difusión.

Reacomodando la Ecuación 2.79,

$$\int \frac{dH}{H'-H} = K_x a \frac{V}{G} \quad (2.80)$$

$$n_d = \int \frac{dT}{H'-H} = K_x a \frac{V}{L} \quad (2.81)$$

La Ecuación 2.80, no es muy conveniente para usarse en el cálculo de torres de enfriamiento donde el interés principal se sitúa en la temperatura del agua producida. La Ecuación 2.80 puede transformarse a la Ecuación 2.81 cuando se multiplica por la razón G/L y recordando que C=1.0 para el agua. Es más conveniente usar la Ecuación 2.81, cuyo valor se llamará *número de unidades de difusión* n_d para evitar confusión con el número de unidad de transferencia n_d . Si se conoce la altura de una unidad de difusión HDU para un tipo dado de empaque, la altura total requerida para la torre para un servicio dado puede entonces calcularse.

2.3.3.10 Determinación del número de unidades de difusión. El número de unidades de difusión calculado por la Ecuación 2.81 es igual a $\int dT / (H' - H)$ y está determinado únicamente por las condiciones de proceso impuestas a la torre y no por el comportamiento propio de la torre. Únicamente el HDU se obtiene experimentalmente. Si se deben poner en contacto una cantidad de agua a una temperatura de entrada determinada y una cantidad de aire a un bulbo húmero dado, se requerirá cierto número de unidades de difusión, de acuerdo como se determine por la integración de la Ecuación 2.81 para reducir el agua a cualquier temperatura deseada. El número de unidades de difusión así obtenido se requerirá en cualquier tipo de torre, ya sea empacada o vacía. La altura de la torre que es capaz de proveer de un número predeterminado de unidades de difusión varía para cada tipo de empaque y con las cargas de líquido y gas.

Puesto que la temperatura T del agua no es una función simple de H' y H , es más conveniente efectuar la integración de la Ecuación 2.81 por medios gráficos o numéricos. Refiriéndose a la Figura 69a, las entalpías de saturación tabuladas H' para el aire se grafican en contra de la temperatura del agua T en el rango de la torre. Los valores de saturación de H' forman una curva que son los valores de aire saturado a la temperatura del agua y los que se pueden considerar que existen en la película de aire en la superficie del agua. Ya que las entalpías de saturación también incluyen las humedades de saturación, esta línea es equivalente a la presión de vapor del agua fuera de ésta. El siguiente requerimiento es determinar la entalpía actual en cualquier punto de la torre. La Ecuación 2.78 establece que $LCdT = GdH$, donde $C = 1.0$ para el agua. Esta ecuación relaciona el cambio de entalpía en la fase gas dH al cambio de temperatura del agua dT que la acompaña en contacto con el gas. Este cambio puede representarse reacomodando la Ecuación 2.78 para dar

$$\frac{L}{G} = \frac{dH}{dT} \quad (2.82)$$

que es una ecuación de línea recta en la Figura 69b cuya pendiente es la razón de la carga del líquido a la de aire L/G . El valor de H en cualquier punto de la línea de operación está dado por:

$$H_2 = H_1 + \frac{L}{G}(T_2 - T_1) \quad (2.83)$$

F-69 a

Ya que, la entalpía del aire a la entrada H_1 se conoce o puede determinarse fácilmente. Como una ayuda visual deberá aclararse que el área en la gráfica entre la curva de saturación y la línea de operación es una indicación del potencial que promueve la transferencia total de calor. Un cambio en las condiciones de proceso, de tal manera que la línea de operación se mueva hacia abajo para incluir una mayor área entre ella misma y la línea de saturación, significa que menos unidades de difusión y menor altura se requiera para cualquier tipo de torre. A cualquier temperatura T en la columna entre T_1 y T_2 , el potencial que impulsa al calor fuera de la película saturada en la superficie del agua hacia el aire saturado es la diferencia entre el valor de H' y H en ese punto. Tomando pequeños incrementos de T y dividiendo por la diferencia promedio de $H' - H$ para el incremento, se obtiene el número de unidades de difusión requerido para el cambio en la temperatura del agua. Cuando los incrementos se suman, el cambio total de la temperatura del agua da e valor total de n_d .

2.3.3.11 Condiciones de proceso para las torres de enfriamiento. Desde el punto de vista de corrosión de tubos, 120°F es la máxima temperatura a la que el agua de enfriamiento emerge ordinariamente de los equipos tubulares. Si alguno de los productos líquidos en una planta se enfría debajo de 120°F , la temperatura de salida del agua es usualmente menor que 120°F para prevenir un cruce apreciable de temperatura dentro del equipo tubular. La temperatura del agua a una torre de enfriamiento raramente excede de los 120°F y usualmente es menor. Cuando la temperatura del agua de un proceso está sobre 120°F , la evaporación adicional

puede justificar el uso de un enfriador atmosférico que prevenga el contacto directo entre el agua caliente y el aire.

La temperatura mínima a la que el agua puede enfriarse en una torre de enfriamiento corresponde a la temperatura de bulbo húmedo del aire. Este no es un límite práctico, puesto que la presión de vapor en el agua y en el aire será la misma cuando el agua alcance la temperatura de bulbo húmedo, resultando un potencial de difusión igual a cero para el que se necesita una torre infinita. La diferencia entre la temperatura del agua a la salida de la torre T_2 y la temperatura de bulbo húmedo se llama *aproximación* en una torre de enfriamiento. Puesto que muchas torres de enfriamiento operan casi sobre el mismo rango de agua, la aproximación es el índice principal de qué tan difícil será la operación, así como una indicación del número de unidades de difusión que se requerirán.

Las torres de enfriamiento generalmente se diseñan para resistir una velocidad de viento de 100 mph, que equivalen a 30 lb/pie².

En el estudio de las torres de enfriamiento a veces se tiene la impresión de que la torre no puede operar cuando la temperatura del aire a la entrada está a la temperatura de bulbo húmedo. Esto, por supuesto, no es así. Cuando el aire a su temperatura de bulbo húmedo, entra a la torre, recibe calor sensible del agua caliente y su temperatura se aumenta por lo que ya no está saturado. Entonces el

agua se evapora continuamente en el aire a medida que éste se desplaza hacia arriba en la torre.

Una de las características objetables en las torres de enfriamiento se conoce como *fogging*, o producción de niebla. Cuando el aire caliente saturado a la salida de la torre se descarga en la atmósfera fría, ocurre condensación. Esto puede causar una niebla densa que al descender sobre una porción de la planta incrementa los riesgos de seguridad. Si se toman providencias durante el diseño inicial, la condensación puede reducirse por medios que disminuyen la temperatura de salida del aire. Si se desea mantener un rango fijo para el agua de enfriamiento en enfriadores y condensadores, la niebla puede reducirse mediante recirculación de parte del agua del depósito hacia la parte superior de la torre donde se combina con el agua caliente de los enfriadores y condensadores. Esto reduce la temperatura del agua a la torre, mientras que la carga térmica permanece igual. El principal gasto de la operación, además de la inversión inicial, será el de bombeo para recirculación del agua, que no entra a los enfriadores y condensadores.

2.3.3.12 Coeficientes de humidificación. Un aparato en el que el aire y el agua pueden ponerse en íntimo contacto sirve como torre de enfriamiento o como humidificador de aire. En la literatura puede encontrarse considerable información respecto al comportamiento de rellenos y empaques de varia índole. Simpson y

Sherwood han bosquejado algunos de los datos pertinentes en literatura así como algunos datos originales de rellenos para torres de enfriamiento. Debido al desarrollo de los cálculos modernos de difusión a partir de las prácticas de absorción en las industrias químicas, muchos de los datos en la literatura se presentan como gráficas de $K_G a$ vs. G para sistemas en los cuales la película del gas es la controlante. Este método parece que se está desplazando por las gráficas de HTU vs. G . Colburn ha recalcado muchos de los datos originales en esta base. La relación entre HTU y $K_G a$ es:

$$HTU = \frac{Z V}{K_G a G} \quad (2.84)$$

Donde Z es la altura total que contiene n_t unidades de transferencia. Ambos cálculos se basan en el uso de libras-mol de agua transferida y el potencial impulsor se expresa en atmósferas. Parece haber poca razón al emplear estas unidades en los cálculos de humidificación, puesto que las libras de agua transferidas y el potencial impulsor en unidades de humedad son muy convenientes. Hasta ahora no ha aparecido en la literatura datos en los que HDU, la altura de una unidad de difusión, se grafique en contra de G para la humidificación de aire, pero han aparecido datos con $K_x a$ graficado contra G . La relación entre HDU y $K_x a$ es:

$$HDU = \frac{Z V}{K_x a L} \quad (2.85)$$

Y la relación entre K_{xa} y K_{Ga} puede obtenerse de la $K_x = K_G P_{BM} M_B$. HDU o K_{xa} son las características del comportamiento de un relleno dado o empaque, y n_H es el tamaño requerido para cumplir con las condiciones de proceso.

Si una torre está en operación y se desean determinar sus características de comportamiento tales como HDU o K_{xa} , el número de unidades de difusión características debe calcularse primero de las temperaturas de entrada y salida observadas, humedades y gastos de flujo. La altura total empacada o rellena dividida por el valor de n_H calculada de los datos observados dará HDU. De los datos disponibles, únicamente se dan aquí aquéllos para los anillos Raschig y sillas de montar (Berl saddles), ya que otro tipo de empaque y relleno está menos estandarizado y algunas veces son difíciles de reproducir. Los datos del Cuadro 10. Los datos de rellenos que producen gotas no pueden reproducirse tan fácilmente como los empaques que dan películas, puesto que la superficie total de la gota cambia apreciablemente con el número de gotas formadas. Esto a su vez está influenciado por la carga líquida.

En las torres de enfriamiento el propósito es producir agua de enfriamiento, lo que después del aire mismo es el servicio más barato. El costo de operación más importante es el de la potencia para mover el abanico que circula el aire, por lo que sólo se permiten pequeñas caídas de presión de menos de 2 plg de agua como práctica estándar. Salvo en los servicios extraordinarios, la carga líquida en los rellenos que forman gotas es de 1 a 4 gpm/pie² o 500 a 2000 lb/(h)(pie²). Las cargas de gas son

de 1300 a 1800 lb/(h)(pie²). Las cargas de gas son de 1300 a 1800 lb/(h)(pie²), correspondiendo a velocidades de gas aproximadamente de 300 a 400 ppm.

Cuadro 10. Características de Humidificación: Anillos Raschig y sillas de montar Berl

$K_{xa} = C_1 G \gamma$ <p style="text-align: center;">Donde carga de gas, G = lb/(h)(pie² área de piso) Carga líquida, L = lb/(h)(pie² área de piso) $K_{xa} = \text{lb}/(\text{h})(\text{pie}^3)(\text{lb}/\text{lb}) \text{ potencial}$ </p>						
Empaque, plg	Profundidad, plg	L	G	γ	K _{xa}	C ₁
1 Raschig	24	500	250	0.50	226	14.3
		1500	250	0.50	468	29.6
		3000	250	0.50	635	40.2
1 ½ Raschig	20.6	500	250	0.43	208	19.4
		1500	250	0.55	370	17.9
		3000	250	0.60	445	16.4
2 Raschig	19.1	500	250	0.47	190	14.3
		1500	250	0.54	301	15.3
		3000	250	0.53	351	18.9
½ Berl	15.5	500	250	0.61	320	11.1
		1500	250	0.61	468	16.3
		3000	250	0.61	595	20.7
1 Berl	20.3	500	250	0.42	245	24.2
		1500	250	0.50	464	29.4
		3000	250	0.69	569	12.7
1 ½ Berl	22	500	250	0.52	200	11.4
		1500	250	0.52	305	17.4
		3000	250	0.52	383	21.8

Otro factor que debe considerarse es el de la inundación del relleno en el que el flujo ordenado a contracorriente de aire y agua se rompe. En las torres rellenas con largueros y que forman gotas hay dos puntos de inundación. Uno excede aproximadamente 15 gpm/pie^2 sobre el cual la carga del líquido es tan grande que el agua desciende en forma de cortina reduciendo la producción de gotas de agua. Otro, que tiene lugar a más altas cargas de líquido, es el verdadero punto de inundación, en el que la distribución del aire y del agua se dificultan. La carga de líquido en los puntos de inundación no es independiente de la carga de gas. En el otro extremo de baja carga de líquido está la humectación incipiente, en la que el flujo del líquido es tan pequeño que la superficie de película no puede ser enteramente humedecida. En el caso de torres con rellenos de largueros, se producen muy pocas gotas en estas condiciones y la superficie es principalmente una superficie de película.

2.4 CODIGOS Y NORMAS APLICABLES

Los principales códigos aplicables en el diseño detallado son los siguientes:

2.4.1 ANSI: "American National Standard Institute". Presenta especificaciones de materiales y equipos, métodos de prueba, características y valores, selección y dimensionamiento que deben cumplir los equipos y materiales, simbología, definiciones, recomendaciones de diseño de sistemas eléctricos.

Normas más utilizadas:

- ◆ B.31.1. Tubería para plantas de fuerza convencional (Power piping).
- ◆ B.31.2. Tubería para gas combustible (Fuel gas piping).
- ◆ B.31.3. Tubería para refinerías de petróleo (Petroleum refinery piping).
- ◆ B.31.4. Transporte de petróleo líquido (Liquid petroleum transportation).
- ◆ B.31.5. Tubería para refrigeración (Refrigeration piping).
- ◆ B.31.7. Tubería para plantas de fuerza nuclear (Nuclear power piping).
- ◆ B.31.8. Distribución y transmisión de gas (Gas transmission and distribution).

2.4.2 ASME: “American Society of Mechanical Engineers”. Código de vasijas de presión y calderas (Boiler & pressure vessel code).

- ◆ Section I. Calderas de fuerza (Power boiler).
- ◆ Section II. Especificaciones de materiales (Materials specifications). *Parte A Ferrosos. Parte B No ferrosos. Parte C Electrodo.*

- ◆ Section III. Plantas de fuerza nuclear (Nuclear power plants).

- ◆ Section IV. Calderas de calefacción (Heating boilers).

- ◆ Section V. Pruebas no destructivas (Non destructive examination).

- ◆ Section VI. Reglas para conservación y operación de calderas de calefacción (Rules for care and operation of heating boilers).

- ◆ Section VII. Reglas para conservación de calderas a presión (Rules for care of power boilers).

- ◆ Section VIII. Vasijas de presión – (Pressure vessel) – División 1 y División 2.

- ◆ Section IX. Requisitos para calificación de soldadura (Welding and brazing qualifications).

- ◆ Section X. Vasijas a presión de plástico reforzadas en fibra de vidrio (Fiberglass reinforced plastic pressure vessel).

- ◆ Section XI. Reglas para inspección de plantas de fuerza nucleares (Rules for inspection of nuclear power plants).

Por considerarlo como uno de los códigos de más importancia y de amplia aplicación en el diseño de recipientes a presión, presentaremos algunas anotaciones adicionales:

2.4.2.1 Sección I. Calderas de fuerza (Power boiles). Cubre las calderas acuatubulares y pirotubulares en que se genera vapor de agua u otros a presión mayor de 15 psig y temperatura de más de 250°F.

Reglamenta la selección de materiales, el diseño, la fabricación, la inspección y pruebas, comprende las siguientes partes:

- a) Requerimientos generales.
- b) Estipulaciones para calderas soldadas.
- c) Estipulaciones para calderas ribeteadas.
- d) Requerimientos para calderas acuatubulares.
- e) Requerimientos para calderas pirotubulares.
- f) Estipulaciones para calderas miniatura (menor de 16" de diámetro del casco, 20 pies³ de volumen bruto y 100 psig.).

Este código fue el primero publicado por ASME en 1914, a raíz de una serie de explosiones catastróficas de calderas en los Estados Unidos. El código en ese entonces estableció que el esfuerzo en la pared de un recipiente a presión (“membrane stress”) no debería exceder el 20% del esfuerzo de rotura a la tensión, del material.

2.4.2.2 Sección VIII – División 1. Vasijas de presión (“Pressure vessels”). Presenta de materiales, diseño, fabricación, inspección y prueba de recipientes presionados, no cubiertos por las secciones I, III y IV, para presiones de diseño no mayores de 3.000 psi ni menores de 15 psi (interna o externa), y para diámetros internos superiores a 6 pulgadas.

Esta sección contiene:

- a) Requerimientos generales.

- b) Estipulaciones según el método de fabricación:
 - ◆ Recipientes soldados.
 - ◆ Recipientes ribeteados.
 - ◆ Recipientes forjados.
 - ◆ Recipientes fabricados por “brazing”.

c) Requerimientos según la clase de material:

- ◆ Recipientes de acero al carbón y baja aleación.
- ◆ Recipientes de materiales no ferrosos.
- ◆ Recipientes de aceros de alta aleación.
- ◆ Recipientes con recubrimientos resistentes a la corrosión, integrales (“cladding”) o aplicados (“lining”).
- ◆ Recipientes de acero ferrítico de alta resistencia, tratado térmicamente.

d) Apéndices:

- ◆ Mandatorios.
- ◆ No mandatorios.

2.4.2.3 Sección VIII – División 2. (Vasijas de presión – reglas alternas).

Presenta los mismos aspectos y equipos de la división 1, con pequeñas excepciones, pero no contempla el rango de deslizamiento “creep”.

Su propósito principal es proveer reglas alternas para un diseño optimizado mediante análisis mucho más detallados que los procedimientos simplificados de la división 1 y exigencias más severas para la fabricación, inspección y pruebas.

Contiene ocho partes:

a) Jurisdicción. Responsabilidades del usuario y del fabricante. El usuario debe suministrar una completa especificación de diseño, incluyendo información suficientemente detallada que permita elaborar un análisis para servicio cíclico.

El fabricante por su parte debe preparar un reporte de diseño, incluyendo todos los cálculos y planos necesarios para demostrar el cumplimiento de las normas de la división 2 y el análisis para operación cíclica.

b) Parte AM – Materiales. Presenta la lista de los máximos valores permisibles en intensidad de esfuerzos de diseño.

c) Parte AD – Estipulaciones de diseño.

d) Parte AF – Exigencias de fabricación.

e) Parte AR – Alivio de presión.

f) Parte AL – Estipulaciones para inspección.

g) Parte AT – Exigencias para pruebas.

h) Parte AS – Requerimientos de certificación.

i) Apéndices:

- ◆ Mandatorios.
- ◆ No mandatorios.

2.4.2.4 Criterios de la sección VIII del código ASME. La filosofía del diseño utilizada por la división 1 es eminentemente conservadora y consiste básicamente en fijar un espesor de pared suficiente para mantener el esfuerzo básico circunferencial (“hoop stress”) por debajo de los valores tabulados como esfuerzos permisibles.

El criterio de selección de estos esfuerzos está consignado en el apéndice P de la división 1, y es el menor de los siguientes (fuera del rango de deslizamiento “creep”):

- a) 25 por ciento de la resistencia mínima a la tensión.
- b) 62.5 por ciento del esfuerzo de cedencia.

La división 1 indica que la falta de análisis es suplida por el factor de seguridad y por detalles incorporados a las reglas de diseño como, por ejemplo, al especificar un radio mínimo de “Knuckle” en el diseño de cabezas torisféricas. No se define

cómo considerar esfuerzos tan importantes como los producidos por gradientes térmicos ni la manera de evitar una posible falla por fatiga.

Las anteriores limitaciones originaron la creación de un comité Para revisar las bases de selección y determinación de esfuerzos, que resultó en la publicación de la división 2 en 1968.

El comité empezó por considerar las diferentes teorías de resistencia de materiales para definir cuál podría ser la más aconsejable.

Entre las más utilizadas se encuentran en orden de precisión:

- a) Esfuerzo máximo, en la que se basa la división 1.
- b) Máximo esfuerzo de corte (criterio de Tresca).
- c) Distorsión de energía (criterio de Mises o teoría del esfuerzo de corte octaedro).

Se seleccionó la teoría (b) por ser ligeramente más conservadora y de más fácil aplicación que la (c). Esta teoría no trabaja directamente con esfuerzos sino con intensidad de esfuerzos.

2.4.3 ASTM: “American Society for Testing & Materials”. Se compone de 33 volúmenes que cubren especificaciones, clasificaciones, métodos de prueba y otros aspectos sobre materiales, tales como: tuberías de acero y accesorios, láminas de acero, perfiles, barras, etc., acero estructural, metales no ferrosos y aleaciones, materiales para electrónica, cemento, agregados minerales, materiales bituminosos, refractarios, vidrio, cerámica, carbón, grafito, materiales aislantes, papel, celulosa, cuero, madera y adhesivos, productos del petróleo, pinturas y químicos industriales, agua, materiales para textiles, plásticos, caucho, materiales para aislamiento eléctrico, metalografía, análisis químico, etc.

2.4.3.1 Tipos de Aceros.

2.4.3.1.1 Especificaciones generales. Las características y propiedades de los productos elaborados del acero y muchos otros materiales, están regidas por las especificaciones ASTM de tipo general; también AISI, SAE, etc.

◆ ASTM-A-6. Esta especificación presenta los requerimientos generales para láminas, perfiles y barras de uso estructural.

Cubre aceros específicos, sin alear y con baja aleación, tales como: A-36, A-283, A-573, A-588, A-633, etc.

◆ ASTM-A-20. Suministra las estipulaciones generales para las láminas de recipientes a presión.

Esta especificación contempla aceros tales como: A-203, A-285, A-302, A-442, A-515, A-516, A-553, etc.

◆ ASTM-A-29. Presenta los generales requerimientos para barras de acero al carbón y aleado, laminadas en frío y en caliente.

◆ A-480. Ofrece las estipulaciones generales para láminas (plate, sheet and strip) de aceros resistentes al calor y aceros inoxidable.

Comprende los siguientes materiales:

A-167 (cromo-níquel).

A-176 (cromo).

A-177 (cromo-níquel de alta resistencia).

A-240 (cromo y cromo-níquel para recipientes a presión).

A-357 (5 Cr -½ Mo para recipientes a presión).

A-412 (Cr-Ni-Mn).

◆ A-450. Suministra los requerimientos generales para tubos de acero al carbón, aleaciones ferríticas y austeníticas.

Contempla materiales tales como: A-161, A-178, A-179, A-192, A-200, A-2313, A-269, A-271, etc.

◆ A-505. Presenta las estipulaciones generales para láminas (sheet and strip) laminadas en frío o en caliente.

Cubre los materiales A-506 y a-507.

◆ A-530. Ofrece los requerimientos generales para tubería especializada en acero al carbón y aleado.

Cubre materiales tales como: A-106, A-155, A-312, A-333, A-335, A-426, A-451, A-524, etc.

Las especificaciones de tipo general reglamentan usualmente los siguientes aspectos:

a) Definición de términos.

b) Cantidad de análisis químicos, para verificar la composición de las cochas y de los productos terminados.

c) Tolerancias en pesos y dimensiones.

d) Cantidad, localización y tipo de pruebas (tensión, doblado, dureza, hidrostática, ultrasónica, radiográfica, aplastamiento, impacto, etc.).

e) Repetición de pruebas y rechazos.

f) Empaque y marcas.

Algunas de estas especificaciones traen normas suplementarias, que son aplicables a pedido expreso del comprador, para uso del material en condiciones especiales que requieran un control de calidad superior al estándar.

2.4.3.1.2 Especificaciones individuales. Pueden cubrir un solo material, varios grados o clases de un material básico, o toda una gama de materiales similares.

Estas especificaciones contemplan uno o más de los siguientes puntos:

a) Estipulaciones de composición química.

b) Requerimientos de propiedades físicas.

c) Método de manufactura.

Estos requerimientos, junto con las pruebas especificadas, determinan la calidad del acero. Existen numerosas denominaciones para las diferentes calidades de diversos productos. Así por ejemplo, para barras existen dos calidades: “merchant” y regular.

Otro factor importante que incide en la calidad es el procedimiento usado para “desoxidar” el acero, ya que este factor tiene un efecto pronunciado en la cantidad y extensión de defectos internos, homogeneidad química, temperatura de transición y calidad de la superficie.

El acero producido tanto por el proceso “Bessemer” como por el “Open-hearth” contiene apreciable cantidad de oxígeno disuelto que debe ser removido (desoxidado) para impedir que sea excesivamente frágil.

Lo anterior se logra mediante la adición de aluminio o silicio y, en menor escala, manganeso. El acero no desoxidado se conoce como “rimmed steel”, que al solidificarse en los moldes de los lingotes presenta una reacción considerable entre el carbón y el oxígeno, produciendo evolución de gases (CO y CO_2), lo que resulta en una pronunciada falta de homogeneidad química.

El acero desoxidado hasta un nivel intermedio es llamado “semikilled steel” y es el más económico debido a que la poca evolución de gases compensa el encogimiento por solidificación.

El acero desoxidado completamente es llamado “killed steel” y presenta propiedades químicas y mecánicas uniformes, siendo el de mejor calidad. Se utiliza generalmente en aplicaciones que requieren una estructura homogénea

libre de defectos internos como en forjas o para aplicaciones en bajas temperaturas que precisan buenas propiedades de impacto.

2.4.3.1.3 Generalidades sobre precios. Generalmente los precios más bajos se consiguen directamente en las siderúrgicas, pero esto requiere comprar grandes cantidades y relativamente largos períodos de entrega, así que normalmente se compara a distribuidores que tienen “stocks” considerables.

2.4.4 API: “American Petroleum Institute”. Publica boletines, normas, prácticas más recomendadas, especificaciones etc., sobre diferentes tópicos relacionados con la industria del petróleo, tales como: finanzas, mercadeo, aviación, lubricantes, combustibles, estaciones de servicio, estructuras y herramientas de perforación, grúas, tuberías, válvulas, cables, equipo de producción, entrenamiento, bombas, compresores, inspección de equipos, refinación, oleoductos, polución, seguridad, protección contra incendio, relaciones públicas, estadística, etc.

En este código las normas más utilizadas dentro del área de diseño de plantas de proceso son:

- ◆ API-610. Bombas centrífugas para servicios generales en refinería.

- ◆ API-615. Turbinas de vapor.

- ◆ API-617. Compresores centrífugos.

- ◆ API-618. Compresores recíprocos.

- ◆ API-620. Reglas recomendadas para diseño y construcción de tanques de almacenamiento soldados, de baja presión.

Esta norma cubre el diseño y fabricación de tanques de almacenamiento soldados de acero al carbón, hasta una temperatura de 200°F y presión máxima de 15 psig.

- ◆ API-650. Tanques soldados para almacenamiento de aceite.

- ◆ API – RP – 530. Prácticas recomendadas para el cálculo del espesor de tubos para hornos en refinerías de petróleo.

- ◆ API – STD – 660. Intercambiadores de calor.

- ◆ API – RP – 500A. Prácticas recomendadas para clasificación de áreas para instalaciones eléctricas en refinerías de petróleo.

- ◆ API – RP – 550. Manual sobre instalación de instrumentos y sistemas de control de refinería.

2.4.5 TEMA: “Tubular Exchanger Manufactures Association”. Contempla el diseño, los materiales, la instalación y el mantenimiento de intercambiadores de calor, de tres clases:

- ◆ Clase R. Para los requerimientos generales severos de la industria del petróleo y procesos relacionados.

- ◆ Clase C. Para los requerimientos normalmente moderados de procesos comerciales y aplicaciones generales, buscando obtener el máximo de economía.

- ◆ Clase B. Para servicio en los procesos de la industria química.

El diseño detallado de un intercambiador consiste en gran parte, de principios y factores empíricos, establecidos por los fabricantes y que han sido adquiridos por medio de la experiencia. Es por esta razón por la que este trabajo suelen hacerlo ellos directamente, quienes cuentan con las herramientas adecuadas para dicho fin.

Las dimensiones de los tubos a utilizar están estandarizadas y se presentan en la Cuadro 11.

Cuadro 11. Diámetros y calibres estándar para tubos lisos
(Todas las dimensiones en pulgadas)

DIAMETRO EXTERIOR	COBRE Y ALEACIONES DE COBRE		ACERO, CARBON, ALUMINIO Y ALEACIONES DE ALUMINIO		OTRAS ALEACIONES	
	Calibre BWG Espesor min	Espesor	Calibre BWG Espesor min	Espesor	Calibre BWG Espesor min	Espesor
<u>3/4</u>	18	0.049	16	0.065	18	0.049
	<u>16</u>	0.065	<u>14</u>	0.083	<u>16</u>	0.065
	14	0.083	12	0.109	14	0.083
<u>1</u>	16	0.065	14	0.083	18	0.049
	<u>14</u>	0.083	<u>12</u>	0.109	<u>16</u>	0.065
	12	0.109	10	0.134	14	0.083
	--	--	--	--	12	0.109
1 1/4	14	0.083	14	0.083	16	0.065
	12	0.109	12	0.109	14	0.083
	10	0.134	10	0.134	12	0.109
	--	--	--	--	10	0.134
1 1/2	14	0.083	12	0.109	14	0.083
	12	0.109	10	0.134	12	0.109
2	14	0.083	12	0.109	14	0.083
	12	0.109	10	0.134	12	0.109

NOTAS: a) Los diámetros y calibres subrayados son preferidos; b) El calibre inmediatamente superior con espesores promedio puede ser usado en lugar del calibre específico con espesores mínimos.

En algunos casos se puede proveer un esquema del intercambiador (“outline drawing”) si se desea fijar algunas dimensiones tales como distancia entre soportes, que permitan adelantar los diseños civiles sin tener que esperar el diseño completo del intercambiador.

El TEMA suplementa el código ASME sección VIII, regulando los aspectos del diseño inherentes exclusivamente a los intercambiadores que no están contemplados en dicho código, el cual abarca todos los recipientes a presión en general, sin entrar en los detalles de construcción de los diversos tipos.

El TEMA normaliza los diferentes componentes de los intercambiadores, tales como:

- ◆ Tubos (longitud, diámetro, espesor).
- ◆ Deflectores (tipos, espesor, espaciamiento).
- ◆ Cabezal flotante (tipos, dimensiones).
- ◆ Empaques (dimensiones, detalles).
- ◆ Placas de tubos (cálculos, detalles).
- ◆ Canal y tapa (dimensiones).

La edición del TEMA de 1978 incluye una sección de prácticas recomendables (RGP) con información adicional y guía sobre el diseño de intercambiadores. Esta información es conveniente que sea tenida en cuenta por el diseñador, aunque no es un requerimiento especial del TEMA.

Las bridas que se utilizan en los intercambiadores, están cobijadas por el estándar API-605 (“Large Diameter Carbon Steel Flages”).

2.4.5.1 Unidades de casco y tubo. Las unidades de casco y tubo son fabricadas comúnmente de acuerdo con el código TEMA.

El diseño del intercambiador o condensador más común encontrado en una Planta de proceso, que corresponde al de casco y tubo, proporciona una gran área superficial por volumen unitario de espacio ocupado.

Los diferentes tipos de construcción pueden clasificarse adicionalmente por las condiciones de servicio así:

- a) Intercambiadores de líquido a líquido.
- b) Intercambiadores de vapor a líquido.
- c) Condensadores de vapor a agua.
- d) Rehervidores.
- e) Enfriadores.

La selección del medio que debe pasar a través de los tubos y a través del casco es de mucha importancia. En condensadores, es normal hacer pasar los vapores sin excesiva caída de presión por el casco y el agua por los tubos.

En términos generales, el medio de más alta presión y mayor corrosión puede pasar por los tubos, y el medio más viscoso debe ir normalmente a través del casco.

2.4.6 AISC: “American Institute of Steel Construction”. Se emplea en diseño de estructuras metálicas.

2.4.7 ISA: “Instrument Society of American”. Prácticas y normas para instrumentación.

2.4.8 NEMA: “National Electrical Manufacturers Association”. Suministra especificaciones y características de materiales y equipos, métodos de prueba, encerramiento para clasificación de áreas.

2.4.9 ICEA: “Insulated Cable Engineers Association”. Presenta la selección de cables aislados con las especificaciones, características constructivas, métodos de prueba y valores que deben cumplir.

2.4.10 UL: “Underwriters Laboratories, Inc.”. Ofrece información similar al NEMA, más normas de seguridad y recomendaciones de instalación de equipos.

2.4.11 NFPA: “National Fire Protection Association”. (NEC): “National Electrical Code”. Suministra normas generales de diseño de sistemas eléctricos para manejar los métodos de protección del personal, de los equipos y de incendios.

2.4.12 IEEE: “Institute of Electrical and Electronics Engineers”. Presenta normas generales de diseño, recomendaciones, últimas investigaciones y cambios de especificaciones internacionales. Además, metodologías de cálculo y normas de seguridad.

2.4.13 ACI: “American Concrete Institute”. Aparecen las normas que deben aplicarse en el diseño de estructuras y elementos en concretos.

2.4.14 ICONTEC: “Instituto Colombiano de Normas Técnicas”. Ofrece especificaciones de equipos y materiales de fabricación nacional y prueba exigidas.

2.4.15 ICEL: “Instituto Colombiano de Energía Eléctrica”. Su principal aplicación está orientada al diseño y construcción de líneas de transmisión, subtransmisión y distribución eléctrica.

3. TECNOLOGIAS ESPECIALIZADAS PARA EL TRATAMIENTO DE AGUAS

3.1 TRATAMIENTO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO

3.1.1 Definición. La mayor parte del agua empleada con fines industriales se usa para enfriar un producto o un proceso. La disponibilidad del agua en la mayoría de las áreas industrializadas y su gran capacidad calorífica han hecho del agua el medio de transferencia de calor favorito en las aplicaciones industriales y de servicios. El enfriamiento directo con aire está hallando un uso creciente, sobre todo en áreas donde el agua escasea, pero todavía está muy atrás del agua en número total de aplicaciones y en la carga total de transferencia de calor.

Durante los años recientes, el uso del agua para enfriamiento se ha puesto bajo una vigilancia creciente tanto desde el punto de vista ambiental como desde el conservacionista, y como resultado, los patrones de uso del agua de enfriamiento están cambiando y continuarán haciéndolo. Por ejemplo, en muchos sistemas se pasa el agua de enfriamiento a través del sistema de la planta, sólo una vez, y se regresa a la cuenca. Esto crea una tasa elevada de retiro de agua y añade calor a la corriente receptora. Por otra parte, las torres de enfriamiento permiten la reutilización del agua hasta tal punto que en la mayor parte de los sistemas de enfriamiento evaporativo modernos en que se emplean torres de enfriamiento se

reducen las tasas de toma de la corriente en más de 90%. Esto reduce en forma importante la entrada de calor a la corriente, pero no al ambiente, puesto que el calor se transfiere al aire.

Estos cambios en el diseño y en la operación de sistemas de agua de enfriamiento tienen un impacto profundo en la química del agua puesto que ésta influye en el potencial de corrosión, depositación y ensuciamiento en el sistema.

3.1.2 Enfriamiento de un solo paso. El agua de un solo paso se toma del abastecimiento de la planta, se pasa a través del sistema de enfriamiento y se regresa al cuerpo receptor de agua. Se ha tomado calor de la fuente. La característica principal de los sistemas de un solo paso es la cantidad relativamente grande de agua que se usa por lo general para enfriamiento. Un diagrama de flujo simple para un sistema de agua de enfriamiento de un solo paso se muestra en la Figura 70.

Los principales problemas que se encuentran del lado de agua en un sistema de enfriamiento de un solo paso son:

♦ **Corrosión** es función de las características del agua y de los metales en el sistema. La corrosión causa fallas prematuras en el metal; los depósitos de los productos de la corrosión reducen tanto la transferencia de calor como las tasas de flujo.

F-70

♦ **Incrustación** es causada por la precipitación de compuestos que se vuelven insolubles a temperaturas más altas, como el carbonato de calcio. La incrustación interfiere con la transferencia de calor y reduce el flujo.

♦ **Ensuciamiento** resulta de la sedimentación de sólidos suspendidos, productos de corrosión y masas microbianas. El ensuciamiento tiene el mismo efecto que la incrustación sobre el sistema, pero también causa severa corrosión bajo los depósitos.

El tratamiento del agua de enfriamiento de un solo paso sigue los principios básicos usados en la resolución de todos los problemas del agua de enfriamiento. El primer paso consiste en identificar en forma adecuada el problema como incrustación, corrosión, ensuciamiento o combinaciones de estos factores. El siguiente paso consiste en hacer una inspección completa para entender tanto el lado del proceso como el del agua del sistema. Esto establece el diseño del sistema, las características de operación y la química del agua, consideraciones importantes para la selección y aplicación de un programa de tratamiento económico y confiable. Se consideran en forma especial los sistemas restringidos a tratamientos específicos; el potencial para que el agua se entrecontamine con el proceso o con el producto puede impedir el empleo del tratamiento más efectivo. En algunos sistemas de un solo paso se usa el agua de la planta tanto para beber como para enfriar, por lo que se necesitan productos químicos que sean seguros para uso potable.

Un programa típico de tratamiento químico para control de corrosión puede emplear varios tipos de fosfatos inorgánicos solos o sinergizados con zinc, con otros iones inorgánicos, o con silicatos. Cuando se aplican a los bajos niveles requeridos para el tratamiento económico de los sistemas de un solo paso, estos materiales no forman una película visible sobre la superficie metálica; sin embargo, pueden reducir la velocidad de corrosión hasta en un 90% en comparación con los sistemas no tratados. Se da protección contra la corrosión porque los productos químicos actúan en el punto de pérdida potencial de metal, obstaculizando la reacción de corrosión y reduciendo por lo tanto la cantidad de metal removido de la superficie.

Cuando la incrustación representa un problema, con mucha frecuencia es carbonato de calcio que resulta de un cambio en el índice de estabilidad del agua. Otras incrustaciones que se encuentran con frecuencia incluyen hierro y manganeso.

Hay dos enfoques básicos para la prevención de incrustaciones de carbonato de calcio sobre las superficies de transferencia de calor y en las líneas de distribución:

a) Interferir con los iones potencialmente incrustadores y prevenir el crecimiento de cristales. Los polifosfatos inorgánicos y los compuestos organofosforados se usan normalmente solos o juntos para este propósito (tratamiento umbral). En ocasiones se usa ácido para ajustar el índice de estabilidad del agua impidiendo,

por lo tanto, la incrustación de CaCO_3 . El ácido no controlará las incrustaciones de hierro y de manganeso. Por lo general éste no es el método más económico para tratar sistemas de un solo paso de grandes volúmenes en cuanto a la prevención de incrustaciones de CaCO_3 .

b) Acondicionar los núcleos de los cristales para impedir su crecimiento sobre las superficies de transferencia de calor y las líneas de transmisión. En este proceso de modificación del cristal se usan varios compuestos de tipo acrilato, compuestos fosfatados –tanto orgánicos como inorgánicos- y compuestos orgánicos naturales.

El ensuciamiento, depositación de partículas o masas microbianas, es un complejo mecanismo gobernado por variables como el tamaño y la carga de las partículas, la velocidad, composición y temperatura del agua, y las poblaciones bacterianas. Un enfoque para el manejo de este problema es el acondicionamiento de los ensuciadores según se desarrollen aplicándoles varios compuestos de acrilatos, agentes secuestrantes, productos orgánicos naturales, materiales organo-fosforados, y agentes específicos de control bacteriano, y después arrastrando con agua el material acondicionado fuera del sistema. El éxito de este enfoque depende de que las velocidades del agua sean las adecuadas en todo el sistema. Las áreas de baja velocidad, como las de los cambiadores en el lado de la coraza, las de las chaquetas de los reactores, y las de las chaquetas de las compresoras, son susceptibles de acumular algo de lodo y pueden no prestarse a la protección.

Un segundo enfoque incluye la dispersión de los sólidos suspendidos en partículas diminutas, impidiendo así su aglomeración en partículas suficientemente grandes que se sedimentarían de inmediato separándose del agua. Estas pequeñas partículas se pueden transportar más fácilmente a través del sistema. La selección del mejor dispersante para este propósito depende del problema por resolver. Cada material potencialmente depositable (arena, sedimento, arcilla, productos de corrosión) requiere de un producto químico específico aplicado en una dosis suficiente para dispersar el ensucador específico. Entre los productos químicos que se usan con frecuencia están agentes tensoactivos, acrilatos, polímeros de alto y bajo peso molecular tanto aniónicos como catiónicos y no iónicos, agentes secuestrantes, y compuestos organofosforados.

La mayor parte de los problemas de ensucamiento en todos los tipos de sistemas de enfriamiento se complican por la actividad microbiana. Los depósitos de lama sobre los tubos, no sólo interfieren con la transferencia eficiente del calor, sino que actúan como una trampa enredando sólidos suspendidos impidiendo todavía más la transferencia de calor. Además, los subproductos del metabolismo bacteriano influyen sobre la química del agua, incluyendo la tendencia para que se formen incrustaciones o para que se corroan los metales. El uso apropiado de biocidas y biodispersantes puede representar un paso importante hacia la solución del problema de ensucamiento del paso único.

Rara vez se presentan la corrosión, la incrustación y el ensuciamiento en forma independiente uno de otro. Por lo general se desarrollan dos o todos juntos causando una pérdida en la transferencia de calor y una pérdida prematura de metal.

Por ejemplo, el ensuciamiento microbiano puede hacer que ocurran incrustación y corrosión; la corrosión puede contribuir al ensuciamiento por hierro y propiciar que ocurra más corrosión. Para romper este ciclo, es importante identificar adecuadamente el problema para seleccionar y aplicar una solución práctica y económica para cualquier problema de depósitos.

3.1.3 Sistemas Cerrados de Recirculación. Un sistema cerrado de recirculación es uno en el que el agua se recircula en un circuito cerrado en el que son despreciables tanto la evaporación como la exposición a la atmósfera o a cualquier influencia que pudiera afectar la química del agua en el sistema. Estos sistemas requieren por lo general altos niveles de tratamiento químico, y puesto que las pérdidas de agua son despreciables, estos niveles son económicos. Por lo común se usa agua de reemplazo de alta calidad para la mejor operación del sistema. Estos sistemas se emplean con frecuencia para aplicaciones críticas de enfriamiento, como la colada continua en la industria del acero en donde el menor depósito de cualquier origen podría causar fallas en el equipo.

En la Figura 71 se muestra un sistema cerrado de recirculación simplificado. El calor se transfiere al circuito cerrado de agua de enfriamiento por medio de un equipo típico de intercambio de calor y se retira del circuito del sistema cerrado por un segundo intercambio de calor desde el circuito cerrado al ciclo secundario de agua de enfriamiento. En el circuito secundario se podría usar enfriamiento de agua tanto evaporativo como de un solo paso, o bien enfriamiento de aire.

La velocidad del agua en los sistemas cerrados está por lo general en el intervalo de 3-5 pie/seg. (0.9-1.5 m/seg.). El aumento de temperatura es, por lo común, de 10-15° F (6-9° C) en promedio, aunque en algunos sistemas puede ser sustancialmente mayor. En general, los sistemas cerrados requieren de poca o nula agua de reemplazo excepto para las fugas del sello de la bomba, los derrames del tanque de expansión y la evaporación superficial de los desfogues del sistema. Este reemplazo periódico requiere de un análisis regular para controlar que sean correctos los residuos de los productos químicos del tratamiento.

Los sistemas cerrados contienen, por lo general, una combinación de metales diferentes, que dan un alto potencial para la corrosión galvánica. El potencial para el ataque de oxígeno es bastante bajo por lo común en sistemas cerrados, debido a la pequeña cantidad de agua de reemplazo, que es la mayor fuente de oxígeno. Sin embargo, en los sistemas que requieren una cantidad importante de reemplazo debido a las pérdidas de agua por fugas, se abastece de oxígeno en forma continua y la corrosión de oxígeno presenta un serio problema. El oxígeno a temperaturas elevadas, o en los puntos de alta transferencia de calor, puede causar una severa corrosión por picaduras.

F-71

Debido a que en la mayor parte de los sistemas cerrados de recirculación se añade una cantidad relativamente pequeña de reemplazo, es práctico y deseable mantener el sistema en una condición libre de corrosión. Esto se logra casi siempre por la aplicación de tratamientos con cromatos, inhibidores de base nitrito/nitrato o del tipo de aceite soluble.

Teóricamente, la incrustación debería representar un problema menor en un sistema cerrado ya que el agua no se concentra por evaporación. En un sistema cerrado herméticamente, ninguno de los constituyentes que por lo común forman incrustaciones se deposita sobre las superficies metálicas para interferir con la transferencia de calor o para alentar la corrosión.

No obstante, con altas tasas de reemplazo, se forma incrustación adicional con cada nuevo incremento de agua añadida, de modo que, con el tiempo, la incrustación se vuelve significativa. Además, hay oportunidad de que los lodos, el orín y los sólidos suspendidos se depositen en los puntos donde el flujo es bajo y se cuezan sobre las superficies de transferencia de calor formando depósitos duros. Por lo tanto, los retardadores de incrustación y los dispersantes se suelen incluir como parte del programa de tratamiento de los sistemas cerrados cuando las tasas de reemplazo son altas. A menudo se usa agua blanda o condensado para el reemplazo en sistemas cerrados, según las características del sistema que se esté protegiendo.

Debido a que el agua que circula a través de un sistema cerrado no está expuesta a la atmósfera, es raro que haya ensuciamiento por sedimentos transportados por el aire y las arenas son escasas. Sin embargo, el ensuciamiento por masas microbianas puede ocurrir en los sistemas cerrados en los que la tasa de reemplazo es importante o en lo que las fugas del proceso fomentan los crecimientos bacterianos. Estos se controlan con agentes de control biológico formulados de manera que sean compatibles con los tratamientos químicos y con las condiciones de operación que se encuentran en los sistemas cerrados.

Como parte del mantenimiento de rutina es deseable lavar los sistemas cerrados de agua con agua de alta presión y velocidad para quitar los residuos acumulados si las tasas de reemplazo son elevadas.

3.2 TRATAMIENTO Y CONTROL

Cada sistema de agua de enfriamiento presenta una combinación única de equipo, química del agua, consideraciones de purga y de control. La selección adecuada de un programa correcto de tratamiento del agua de enfriamiento requiere de la reunión de una cantidad considerable de información. Esto es a menudo una labor esmerada debido a la complejidad del equipo mecánico implicado y a las variaciones que se encuentran en las condiciones de operación.

◆ **Datos del sistema de enfriamiento.** Esta sección identifica los aspectos físicos del sistema, como el número y el tipo de cambiadores de calor, los materiales de construcción de los cambiadores y de las tuberías, el tipo de torre, las temperaturas máximas del agua y del proceso, las temperaturas de operación de la torre, y las características del sistema: velocidades, reemplazo, purgado e índice del tiempo de retención. Esta sección debería complementarse con los diagramas de flujo del proceso y del agua así como con las especificaciones completas sobre los cambiadores de calor críticos.

◆ **Química del agua de enfriamiento.** Esta sección identifica el medio químico del sistema. La información se divide en química del agua de reemplazo y en la recirculación, incluyendo una descripción de los procesos de pretratamiento y las fuentes y tipos de contaminación del agua de recirculación. Las causas de que el agua de reemplazo sea de mala calidad y de que existan fuentes persistentes de contaminación deben ser examinadas; éstas son críticas para el programa de tratamiento, por lo que la posibilidad de corrección es un factor decisivo en la selección del programa.

◆ **Datos de transferencia de calor.** Esta sección de examen está organizada en cuatro partes:

a) *Monitoreo de los resultados*, donde se define cómo se evalúa la transferencia de calor, incluyendo el uso de testigos de corrosión y cambiadores de calor de

prueba; datos sobre cambiadores de calor de la planta, que permitan el cálculo y monitoreo de las tasas de transferencia de calor.

b) *Métodos de control*, donde se indica cómo se controla la transferencia de calor. Por ejemplo, un método común en muchas plantas consiste en estrangular el agua de enfriamiento que entra a ciertos cambiadores durante el invierno para prevenir el sobreenfriamiento del proceso. Sin embargo, el estrangulamiento reduce las velocidades y promueve el ensuciamiento, lo que lleva a una pérdida de transferencia de calor que no siempre puede recuperarse reabriendo la válvula estrangulada. Otros métodos alternos de control, como el reciclaje del agua o la desviación de la corriente de proceso, deberían considerarse de preferencia en vez del estrangulamiento del flujo de agua.

c) *Condiciones actuales*, donde se define las condiciones físicas del equipo de intercambio de calor, inspeccionado durante el examen, complementado esto por el análisis de los depósitos de importancia. Esta información sirve de base para las recomendaciones en cuanto a limpieza, preacondicionamiento de las superficies metálicas, y la aplicación de productos químicos para el mantenimiento adecuado del sistema.

d) *Procedimiento limpieza*, esto incluye los procedimientos mecánicos y químicos que se emplean de manera normal.

◆ **Consideraciones sobre el efluente de la planta.** Algunos sistemas de enfriamiento se sangran directamente hacia una corriente receptora; otros descargan hacia varias clases de procesos de tratamiento de desechos; y otros fluyen a los sistemas de drenaje municipal. Cada uno impone consideraciones sobre la elección y aplicación de un programa de tratamiento químico.

◆ **Monitoreo y tratamiento complementario del control.** El control químico, el monitoreo efectivo de tratamiento del agua de enfriamiento. Una gran variedad de herramientas analíticas y dispositivos de monitoreo se hallan disponibles para ayudar al desarrollo y mantenimiento de un programa químico que proporcione una operación eficiente.

Las metas del análisis y del monitoreo es la identificación de problemas potenciales antes de que ocurran. Las principales herramientas de diagnóstico incluyen:

- a) Análisis del agua (in-situ y en laboratorio).
- b) Análisis de los depósitos (orgánicos, inorgánicos y microbiológicos).
- c) Dispositivos de monitoreo de corrosión y de depositación.
- d) Análisis metalográficos.
- e) Análisis microbiológicos.

3.3 CONTROL DE LA CORROSION

La corrosión en los sistemas del agua de enfriamiento de recirculación se controla empleando uno o más de cuatro inhibidores principales y una variedad de complementos menores. Los cuatro inhibidores básicos son cromatos, zinc, ortofosfatos y polifosfatos. Los complementos menores incluyen molibdatos, nitritos, nitratos, varios compuestos orgánicos de nitrógeno, silicato y productos orgánicos naturales.

Los primeros productos químicos para el tratamiento de aguas de enfriamiento de recirculación fueron los polifosfatos inorgánicos y algunos materiales orgánicos naturales. El concepto consistía en añadir una pequeña cantidad de ácido para controlar el índice de estabilidad hasta un valor ligeramente formador de incrustación.

Los polifosfatos y los materiales orgánicos naturales se añadieron al programa para proporcionar protección contra la corrosión e inhibición de incrustaciones. La inhibición de incrustaciones se originó en el uso de los polifosfatos como un tratamiento umbral. Además, el polifosfato se combinaba con el calcio para formar un inhibidor catódico que reducía la tasa de corrosión. Los materiales orgánicos naturales tendían a mantener la superficie metálica relativamente limpia y a ayudar al inhibidor en el establecimiento de una película protectora. También dispersaban

los sólidos suspendidos y modificaban los precipitados de carbonato de calcio y fosfato tricálcico si tendrían a desarrollarse sobre las superficies calientes.

Este concepto de tratamiento de agua de enfriamiento se usa todavía en muchos sistemas en operación. Sin embargo, un aspecto crítico de este enfoque de tratamiento es la conversión potencial del polifosfato a ortofosfato; si esto ocurre, los ortofosfatos resultantes se combinan con el calcio para formar fosfato tricálcico. Esto puede ser muy problemático si la cantidad precipitada es grande. Para hacer que esto sea mínimo, se mantiene el agua a un pH relativamente bajo. Con este sistema el pH es difícil de controlar.

El siguiente tratamiento de agua de enfriamiento fue el de cromato, un inhibidor de corrosión excepcionalmente confiable. Al principio, el cromato se aplicaba en dosis muy altas, con frecuencia en el intervalo de 200-300 mg/l como CrO_4 . Se añadía ácido al sistema para bajar el pH entre 6 y 7 y evitar la precipitación del carbonato de calcio. Este tratamiento era muy efectivo tanto en la inhibición de incrustaciones como en la protección contra la corrosión, pero tenía el inconveniente de que el ataque por picaduras tendía a ocurrir el residuo de cromato disminuía. Se halló que si el cromato se combinaba con otros inhibidores, en particular con los de tipo catódico (por ejemplo zinc y polifosfatos), el nivel de cromato podría reducirse a 20-30 mg/l de CrO_4 , con mejores resultados que los obtenidos a 200-300 mg./l de CrO_4 usado solo. En el enfoque del cromato sinergizado también se empleaba ácido, controlando con frecuencia el pH entre 6 y 7. Una ventaja adicional del

cromato sinergizado era el margen de seguridad que daba contra el ataque por picaduras si el cromato se subalimentaba momentáneamente.

Se considera que estas formulaciones de cromato sinergizado todavía se halan entre los mejores inhibidores de corrosión actualmente en uso. Sin embargo, las crecientes presiones ambientales están forzando el desarrollo de formulaciones innovadoras de cromato sinergizado que permitan llevar los niveles de cromato en un sistema de recirculación bastante por debajo de 10 mg/l CrO_4 , sin dejar de dar protección aceptable contra la corrosión. Para lograr resultados con este enfoque, el pH del sistema debe controlarse con precisión, lo mismo que los dispersantes y biocidas usados para mantener limpio el sistema. Una limitación obvia para este enfoque está en que no existe el almacén de protección del que se dispone con los niveles más altos de CrO_4 . Por lo tanto, la contaminación del proceso, la actividad microbiana sin control, el ensuciamiento y la depositación, perturbarían al sistema mucho más rápidamente que a niveles más tradicionales de 20 a 30 mg/l de cromato.

Aunque el cromato ha hecho un trabajo notable durante años, las crecientes preocupaciones ambientales han ejercido presión impulsando a que se investiguen nuevos inhibidores de corrosión que potencialmente tengan un impacto ambiental. Un primer resultado de estas investigaciones fue el desarrollo de combinaciones de zinc y productos orgánicos. Puesto que el zinc, un inhibidor catódico, tiene menor fuerza de película que el cromato, el pH del sistema para un

programa organo-zinc se aumentó hasta entre 7 y 8 para hacer que el agua fuera menos corrosiva, permitiendo que el zinc formara una barrera inhibidora satisfactoria. La parte orgánica del tratamiento era un dispersante para mantener al sistema libre de depósitos, alentando así la formación de una película adecuada de zinc. Además de dispersar, algunos tipos de productos orgánicos aumentaban la solubilidad del zinc al mayor pH requerido para este método de tratamiento. Estos programas fueron adecuados en muchas plantas industriales, pero debido a que la película inhibidora no era tan efectiva como la de cromato al pH de operación, dichos programas no reemplazaron en forma importante a los tratamientos tipos cromatos tradicionales.

Más tarde, llegó un concepto innovador en la química del agua de enfriamiento con la introducción de los compuestos organo-fosforados. Igual que los polifosfatos inorgánicos, éstos previenen la formación de incrustaciones por el efecto umbral. Sin embargo, ahí termina la semejanza; los polifosfatos inorgánicos se convierten fácilmente en ortofosfatos, con mayor tiempo de retención, temperatura, y ataque microbiológico. Los compuestos organo-fosforados no se convierten en las condiciones normales de las torres de enfriamiento excepto si están bajo un severo ataque microbiológico. Más aún, a diferencia de los polifosfatos inorgánicos, los compuestos organo-fosforados son capaces, en general, de inhibir la precipitación del carbonato de calcio y de otras especies que forman incrustaciones, a pH más alto y a mayor alcalinidad que los tolerados por los polifosfatos inorgánicos. Este

desarrollo abrió la puerta a lo que ahora se conoce como enfoque alcalino de tratamiento de los sistemas de agua de enfriamiento.

El concepto básico de tratamiento consiste en elevar el pH del sistema en operación hasta 7.5-9.0, reduciendo así en forma importante la corrosividad natural del agua de recirculación. Después se añade un compuesto organo-fosforado al sistema para prevenir la formación de carbonato de calcio. Este enfoque se apoya en la alcalinidad natural del agua y en la elevación del pH para inhibir la corrosión.

La experiencia ha mostrado que aunque el mayor pH da un agua menos corrosiva, con frecuencia esta reducción no es de la magnitud suficiente para proteger todos los sistemas de acero suave, en especial los cambiadores de calor de acero suave con un alto flujo de calor o con bajas velocidades de flujo. En estos sistemas se tienen todavía que complementar los materiales organo-fosforados con la aplicación de inhibidores de corrosión como el zinc, el ortofosfato, el polifosfato, el cromato, o combinaciones de ellos.

La gran ventaja que dan los compuestos organo-fosforados sobre los tratamientos anteriores es que la corrosividad reducida del agua permite mantener menos residuos de los inhibidores aplicados y lograr al mismo tiempo tasas aceptables de corrosión. Otra ventaja particular del concepto alcalino de tratamiento es la reducción sustancial o la eliminación ocasional de la alimentación de ácido. Esto, desde luego, depende de la química del sistema.

En el Cuadro 12 se listan algunas de las variables más importantes que deben controlarse en los sistemas de enfriamiento. La dureza de calcio y magnesio definen la tendencia incrustante del agua. La alcalinidad total, el pH y la temperatura define las concentraciones de los iones carbonato y bicarbonato en el agua, y también la solubilidad del carbonato de calcio. Todas estas variables deben controlarse dentro de intervalos aceptables para cada sistema a fin de asegurar una operación libre de incrustaciones. Las concentraciones de sulfatos y de sílice deben también controlarse a niveles razonables para prevenir la formación de incrustaciones de yeso y de sílice.

Muchos sistemas contienen sólidos suspendidos que se concentran en la torre y causan ensuciamiento. Se puede usar dispersantes para controlar esto, una vez que el problema se ha definido apropiadamente.

Cuadro 12. Variables importantes del agua de enfriamiento

Variable	Efectos
Ca, Mg	Definen la tendencia del agua a incrustar
M, pH, T	Definen las concentraciones de carbonato, y la solubilidad del carbonato de calcio
SO ₄ , SiO ₂	Deben controlarse para prevenir las incrustaciones de sulfato y silicato
Sólidos suspendidos	Causan ensuciamiento, requieren dispersantes
Contaminantes: Hidrocarburos, glicoles, H ₂ S, SO ₂	Causan ensuciamiento y crecimiento microbiano, alta demanda de cloro, precipitan a los tratamientos químicos

Algunos de los sólidos pueden provenir del reemplazo, otros pueden haber sido lavados del aire, y otros pueden ser productos de precipitación o masas microbianas.

Si los sólidos suspendidos son excesivos, lo que se evidencia por tubos tapados, debe añadirse un sistema de filtros al circuito para filtrar una porción del agua de circulación que sea aproximadamente igual a la tasa de evaporación.

En el Cuadro 13 se listan algunos de los principales componentes químicos de que se dispone para el tratamiento del agua de enfriamiento. Al utilizar esta carta debe notarse que ninguno de ellos es útil por sí mismo. Por ejemplo, es difícil o imposible un buen control de la corrosión en un sistema sucio, incrustado.

Cuadro 13. Componentes químicos de los tratamientos del agua de enfriamiento

TRATAMIENTOS QUÍMICOS	PROBLEMAS			
	CORROSIÓN	INCRUSTACIÓN	ENSUCIAMIENTO	MICROBIOS
Cromatos	X			
Zinc	X			
Molibdatos	X			
Silicatos	X			
Polifosfatos	X	X		
Esteres de poliol		X	X	
Fosfonatos		X	X	
Productos orgánicos naturales		X	X	
Poliacrilatos		X	X	
Biocidas no oxidantes			X	X
Cloro				X
Ozono				X

Un buen control de la incrustación y del ensuciamiento para mantener superficies limpias reduce al mínimo la dosificación de inhibidores de corrosión. Muchos productos químicos ayudan a resolver más de un problema, como se muestra en el Cuadro 13. Si uno de estos productos químicos en particular es o no la mejor elección para un sistema dado, ello dependerá de las condiciones específicas en ese sistema.

3.4 CONTROL DEL ENSUCIAMIENTO

El control de depósitos en los sistemas de agua de enfriamiento es absolutamente esencial para el mantenimiento de las tasas de transferencia de calor. Sin embargo, el control de los depósitos es a menudo más difícil en los sistemas alcalinos que en los sistemas de menor pH. El agua de reemplazo puede contener sólidos disueltos, materia orgánica y sólidos suspendidos, de los que cualquiera puede contribuir al ensuciamiento. Un sistema puede quedar fuertemente contaminado con microbios; por ejemplo, un agua de reemplazo con alta DBO, tal como un efluente municipal o industrial, es particularmente susceptible de ensuciar a partir de bacterias formadoras de lama.

En el Cuadro 14 se muestran algunas fuentes de ensuciadorees en un sistema típico de recirculación. El agua cruda y el aire inoculan a un sistema con materia orgánica coloidal, sedimentos, hierro soluble y microbios. El sulfuro de hidrógeno, el dióxido de azufre y el amoníaco pueden entrar desde la atmósfera de la planta.

Cuadro 14. Fuentes de depósito ensuciadorees

AGUA CRUDA	TRANSPORTADOS POR EL AIRE	AGUA DE RECIRCULACIÓN
Productos orgánicos coloidales	Tierra	Incrustación: CaCO ₃ , CaSO ₄ , MgSiO ₃
Sedimentos, tierra	Gases reactivos – H ₂ S, SO ₂ , NH	Productos de corrosión: Fe ₂ O ₃
Hierro soluble		Filtraciones del proceso-hidrocarburos, sulfuros
Contaminación microbiana	Contaminación microbiana	Depósitos microbianos

Refiriéndose al Cuadro 13, la mayor parte de los agentes químicos de control de incrustaciones comúnmente usados controlan también el ensuciamiento, pero no todos son igualmente buenos para dispersar toda clase de depósitos. La selección del dispersante apropiado para cualquier sistema en operación se basa en el análisis real de un depósito. Los productos orgánicos naturales y sintéticos, incluyendo ligninas sulfonadas, taninos y agentes activos de superficie, se aplican por lo general para dispersar óxidos hidratados y depósitos orgánicos. Algunos materiales de la familia de los acrilatos son dispersantes para los sedimentos, la arena, los óxidos duros de hierro y otros depósitos inorgánicos. Los compuestos organo-fosforados, incluyendo los ésteres de poliol y los fosfanatos, son dispersantes para los precipitados de carbonato de calcio y sulfato de calcio. Sin embargo, una vez que los depósitos se forman, cualquier acción de remoción de incrustaciones efectuada por estos dispersantes se lleva a cabo lentamente, por lo que el mejor enfoque consiste en evitar que se formen las incrustaciones en primer lugar.

3.5 CONTROL MICROBIANO

Los depósitos microbianos presentan un caso especial de ensuciamiento. En el tratamiento se requieren a menudo biocidas para matar las colonias de microbios y dispersantes para aflojarlas y sacarlas por lavado. El biocida que se emplea más comúnmente en todos los sistemas es el cloro. Se cree que el cloro es menos efectivo a un pH superior a 8 que a uno por debajo de 7 debido al bien conocido equilibrio del hipoclorito. Sin embargo, todavía es un biocida efectivo y resulta indispensable en muchos programas de tratamiento de agua de enfriamiento.

Existen problemas asociados con el uso del cloro. Puede reaccionar con algunos materiales orgánicos, en particular con los compuestos fenólicos, para formar productos de reacción que son no-biodegradables o refractarios, lo cual significa potenciales en el efluente. Hablando en general, el cloro puede aplicarse a la mayor parte de los sistemas de recirculación sin peligro de deslignificar la madera de las torres si los residuos de cloro no exceden de 1 mg./l. Rara vez es necesario mantener el cloro libre residual arriba de 0.2-0.3 mg./l para controlar los crecimientos microbianos, en casi todos los sistemas.

Aunque el cloro es un excelente agente exterminador, existen algunas limitaciones notables para el cloro que hacen necesario el uso de biocidas no oxidantes en buena parte de los sistemas. El cloro no es penetrante, así que puede lograr el

exterminio superficial de un depósito microbiano, pero que puede lograr el exterminio superficial de un depósito microbiano, pero no penetra la capa de lama para remover y matar a los organismos que están bajo ella. Esto representa un contraste con los biocidas no oxidantes y con los biodispersantes selectivos, que sí tienen capacidad de penetración.

4. DATOS E INFORMACION SUMINISTRADA

Tubocaribe es una empresa que cuenta con un sistema de enfriamiento complejo, en el cual intervienen una variedad de diámetros de tubería para el suministro de agua de enfriamiento para los intercambiadores de calor 1-2 Tubo – Coraza, donde se le baja la temperatura al aceite de transmisión para todos los sistemas hidráulicos de las máquinas, como son: Cortadora Mckay, Formadora, N.T. Wilson, Unioil – Recoll, prensa, tronsonadora, roscadora, acopladora, conveyor transfer, enderezadora, recaladora, hidrotester y Biseladora.

Además, cuenta con una torre de enfriamiento cuyo objetivo es enfriar el agua que cae al pozo de suministro, después de haber hecho todo su recorrido. Esta agua cumple todo su recorrido gracias al sistema de bombeo, que esta localizado al pie del pozo de agua.

Cuadro 15. Valores recomendados de los Intercambiadores de calor 1-2

No.	INTERCAMBIADOR	CAUDAL GPM	TUBOS			CORAZA		Velocidad Promedio de Entrada (pie/seg.)	Calor Disipado BTU/Hr
			DE (Pulg.)	DWG	Número	DI (Pulg.)	Longitud		
1	Cortadora Mc	13.34	½	14	210	7 ¾	5' ¾"	3	115.814
2	Formadora	19	½	16	24	5 ⅝	5' ¾"	3	185.284
3	N.T. Wilson	19	½	12	144	5 ¼	1' 6"	3	185.284
4	Uncoil – Recoil	19	½	14	116	5 ¾	3' 0"	3	185.284
5	Biseladora I	13.34	½	16	24	5 ⅝	5' ¾"	3	115.814
6	Biseladora II	13.34	½	16	24	5 ⅝	5' ¾"	3	115.814
7	Hidrotester	19	½	12	152	5 ½	2' 6"	3	185.284
8	Prensa	19	½	18	78	6 ⅛	2' 6"	3	185.284
9	Trosonadora	19	½	12	152	5 ½	2' 6"	3	185.284
10	Roscadora	13.34	½	12	152	5 ½	2' 6"	3	115.814
11	Acopladora	13.34	½	12	152	5 ½	2' 6"	3	115.814
12	Conveyor Transfer	19	½	12	152	5 ½	2' 6"	3	185.284
13	Enderezadora	19	½	14	210	7 ¾	5' ¾"	3	185.284
14	Recalcadora	19	½	12	144	5 ¼	1' 0"	3	185.284
	TOTAL	237,7							2.246.626

Cuadro 16. Temperatura de bulbo seco, bulbo húmedo y velocidad máxima del viento para la ciudad de Cartagena

MES	TEMPERATURA BULBO SECO °F	TEMPERATURA BULBO HUMEDO °F	VELOCIDAD MAXIMA VIENTO (PIES/SEG.)
ENERO	79.85	74.65	22.30
FEBRERO	80.17	74.32	26.88
MARZO	80.93	75.15	26.57
ABRIL	81.42	76.80	23.62
MAYO	82.82	77.26	18.37
JUNIO	83.21	77.98	20.34
JULIO	81.19	77.08	21.32
AGOSTO	82.50	78.05	21.65
SEPTIEMBRE	80.05	76.08	19.68
OCTUBRE	82.75	77.56	19.68
NOVIEMBRE	80.28	76.18	19.35
DICIEMBRE	80.09	75.93	20.99
ENERO	78.52	73.58	21.56

Cuadro 17. Dimensiones de Tuberías de acero

Tamaño Nominal (Pulg.)	DE (Pulg.)	Número de Cédula	DI (Pulg.)	Area de Flujo (Pulg. ²)	Peso por pie lineal de acero (Lbs/pie)
1/8	0.405	40	0.269	0.0568	0.24
		80	0.215	0.0364	0.31
1/4	0.540	40	0.364	0.1041	0.42
		80	0.302	0.0716	0.54
3/8	0.675	40	0.493	0.1910	0.57
		80	0.423	0.1405	0.74
1/2	0.840	40	0.622	0.3040	0.85
		80	0.546	0.2340	1.09
3/4	1.050	40	0.824	0.5330	1.13
		80	0.742	0.4330	1.47
1	1.315	40	1.049	0.8640	1.68
		80	0.957	0.7190	2.17
1 1/4	1.660	40	1.380	1.495	2.27
		80	1.278	1.283	3
1 1/2	1.900	40	1.610	2.036	2.72
		80	1.500	1.767	3.63
2	2.375	40	2.067	3.355	3.65
		80	1.936	2.953	5.02
2 1/2	2.875	40	2.469	4.788	5.79
		80	2.323	4.238	7.66
3	3.500	40	3.068	7.393	7.58
		80	2.900	6.605	10.25
3 1/2	4.000	40	3.548	9.886	9.11
		80	3.364	8.888	12.50
4	4.500	40	4.026	12.73	10.79
		80	3.826	11.50	14.98
6	6.625	40	6.065	28.89	18.97
		80	5.761	26.07	28.57
8	8.625	40	7.981	50.03	28.55
		80	7.625	45.66	43.39
10	10.75	40	10.020	78.86	40.48
		80	9.562	71.84	64.43
12	12.75	40	11.938	111.93	53.52
		80	11.374	101.64	88.63
14	14.00	40	13.124	135.28	63.44
		80	12.500	122.72	106.13
16	16.00	40	15.000	176.72	82.77
		80	14.312	160.92	136.61
18	18.00	40	16.876	223.68	104.67
		80	16.124	204.24	170.92
20	20.00	40	18.812	278.00	123.11
		80	17.938	252.72	208.87
22	22.00	80	19.75	306.35	250.81
24	24.00	80	21.562	365.22	296.58

5. MEMORIAS DE CALCULO

5.1 SISTEMA DE REDES DE TUBERIAS

El sistema de enfriamiento de Tubocaribe S.A. esta compuesto por un sistema de redes de tubería (ver plano) por medio del cual se le suministra una cantidad de agua a los intercambiadores de calor 1-2 para que estos hagan su proceso de transferencia de calor con el aceite Rando 68 suministrado a las unidades hidráulicas de cada máquina involucradas en los procesos de los tubos.

5.1.1 Evaluación del sistema de redes de tubería. A continuación se muestra el cálculo del caudal existente en la red de tubería que llega a cada intercambiador. Para hacer esto nos basamos en el método de HARDY CROSS. En el cual debemos hacer primero un esquema representativo (ver Figura 72) del sistema de tubería, en donde se empieza suponiendo los caudales que pasan por cada una de las tuberías teniendo en cuenta que el caudal que descargan las dos bombas existentes es de 320 GPM (20.18 Lt/s), siendo cada una con un caudal de 160 GPM (10.09 Lt/s).

Por lo que se tiene: Se calculan las pérdidas primarias y secundarias en cada tramo de tubería, (ver planos actuales).

F-72

Para el tramo 0 – 1, se tiene:

El $Q = 0.000631 \text{ m}^3/\text{s}$ (0.631 Lt/s) para este tramo.

4 válvulas de compuerta de 2”.

$$Q = VA \text{ donde } A = \frac{p(DI)^2}{4}$$

$$A = \frac{p(DI)^2}{4} \Rightarrow A = \frac{p}{4} (0.0525\text{m})^2 \Rightarrow A = 2.165 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$\text{Por lo tanto } V = \frac{0.000631 \text{ m}^3 / \text{s}}{2.165 \times 10^{-3} \text{ m}^2} \Rightarrow V = 0.291 \text{ m/s}$$

Para las válvulas el $K = 8F_T$, donde $F_T = 0.019$ del Anexo A $\Rightarrow K = 8 \times 0.019 \Rightarrow K = 0.152$.

$$h = K \frac{V^2}{2g} \Rightarrow h = 0.152 \frac{(0.291)^2}{\left(2 \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)} \Rightarrow h = 0.0007 \text{ m}$$

Como son 4 válvulas se tiene que $h = 0.0007 \times 4 \Rightarrow h = 0.0028 \text{ m}$.

Así de esta forma se hacen todo los cálculos de las pérdidas secundarias (por accesorios) que se tabulan en los Cuadros del 18 al 54.

Las pérdidas en el intercambiador #1 se calcula:

Para Q = 10 GPM.

W = 5013.1 Lb/hr.

Característica de los Tubos:

Número y longitud: 250 y 5 pies.

DE, BWG, Paso: ½ In, 14, triangular Paso = 2.

Area de flujo: $a'_t = 0.0876 \text{ In}^2$ de el cuadro 2 como $a'_t = \frac{N_t a_t}{144n} \Rightarrow a_t = \frac{(210)(0.0876)}{(144 \times 2)}$.

$$a_t = 0.0639 \text{ pie}^2$$

$$G_t = \frac{W}{a_t} \Rightarrow G_t = \frac{5013.1 \text{ lb/hr}}{0.0639 \text{ pie}^2} \Rightarrow G_t = 78452.27 \frac{\text{lb}}{\text{hr} \cdot \text{pie}^2}$$

$$R_{et} = \frac{(DI)(G_t)}{m}$$

$$DI = 0.334 \text{ plg} = 0.0278 \text{ pie} \quad \text{Cuadro 2.}$$

$\mu = 0.7$ centipoise Figura 53. para $T_{\text{prom}} = 37.5^\circ\text{C}$ de agua.

$$m = 0.7 \times 2.42 = 1.694 \frac{lb}{pie.hr}$$

$$R_{et} = \frac{(0.0278)(78452.27)}{1.694} \Rightarrow R_{et} = 1287.47$$

Caída de presión:

Para $R_{et} = 1287.47$ $f = 0.00049 pie^2 / Pl^2$ Figura 56.

$$\Delta P_t = \frac{f G_t^2 L n}{5.22 \times 10^{10} D S f_T}$$

$$\Delta P_t = \frac{(0.00049)(78452.27)^2 (5)(2)}{5.22 \times 10^{10} (0.0278)(1)(1)} \Rightarrow \Delta P_t = 0.0207 lb / Pl^2$$

$$\Delta P_r = \left(\frac{4n}{5} \right) \left(\frac{V^2}{2g'} \right)$$

Para $G_t = 78452.27 \frac{lb}{pie^2.hr}$ $\frac{V^2}{2g'} = 0.0009$ Figura 57.

$$\Delta P_r = \left(\frac{4 \times 2}{1} \right) (0.0009) \Rightarrow \Delta P_r = 0.0072 lb / Plg^2$$

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

$$\Delta P_T = 0.0207 \frac{lb}{Plg^2} + 0.0072 \frac{lb}{Plg^2} \Rightarrow \Delta P_T = 0.0278 \frac{lb}{Plg^2} = 0.019m$$

Todos los cálculos de las pérdidas en los intercambiadores se hacen de igual forma y se tabulan en los Cuadros del 18 al 54.

Las pérdidas primarias por fricción se calculan de la siguiente forma:

Con un $Q = 0.001893m^3 / seg$, $L = 131m$ con un $D = 2"$ y $V = 0.874m / seg$ hallamos el

número de Reynolds, para saber el tipo de flujo que es: $R_e = \frac{VDI}{\nu}$.

DI = 0.0525 m para tubería de D = 2", Sch = 40 en el Cuadro 17.

$\nu = 0.897 \times 10^{-6} m^2/seg$. entonces, $R_e = \frac{(0.874)(0.0525)}{0.897 \times 10^{-6}} = 51153.85$ flujo turbulento.

Para tubería de acero $E = 0.04 m$ y con $D = 2" = 52.5 mm$, entonces: $\frac{E}{D} = 0.00076$

y con $R_e = 51153.85$ en el diagrama de Moody, Figura 23. hallamos $f = 0.0237$.

$$h_L = f \frac{L V^2}{D 2g} = 0.0237 \cdot \frac{131}{0.0525} \cdot \frac{(0.874)^2}{2 \times 9.8} \Rightarrow h_L = 2.304m$$

Todos los cálculos de pérdidas primarias, se calcularan de la misma forma y se tabulan en los Cuadros del 18 al 54.

Cuadro 18. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 0-1 de tubería

Cantidad	Accesorio	K	Velocidad (M/S)	Perdida Secundaria (Metros)
4	Válvula de comp. – 2"	0.152	0.291	0.0026
1	Reducción 4" – 2"	0.320	0.077	0.0001
1	Ampliación 2" – 4"	8.760	0.291	0.0378
2	Codos 90 2"	0.570	0.291	0.0049
8	Codos 90 1 ½"	0.630	0.480	0.0592
1	Reducción 2" – 1 ½"	0.240	0.291	0.0010
1	Reducción 1 ½ - 2"	0.294	0.480	0.0035
2	Codos 90 4"	0.51	0.077	0.0003
Longitud de Tubería (mts)	Diámetro	Factor de fricción f	Velocidad (mts/s)	Pérdida Primaria
131.0	2"	0.0380	0.291	0.409
20.2	1 ½"	0.0330	0.480	0.191
INTERCAMBIADOR No. 1			Pérdida en el intercambiador (Metros)	
			0.091	
TOTAL PERDIDA EN EL TRAMO 0 – 1			0.7284 mt	

Cuadro 19. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 0-2 de tubería

Cantidad	Accesorio	K	Velocidad (M/S)	Perdida Secundaria (Metros)
1	TEE – 4"	1.02	2.380	0.2945
Longitud de Tubería (mts)	Diámetro	Factor de fracción F	Velocidad (mts/s)	Pérdida Primaria
44.2	4"	0.0230	2.380	2.8690
TOTAL PERDIDA EN EL TRAMO 0 – 2			3.1635 mt	

Cuadro 20. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 3-1 de tubería

Cantidad	Accesorio	K	Velocidad (M/S)	Perdida Secundaria (Metros)
1	TEE – 4"	1.02	2.073	0.2234
Longitud de Tubería (mts)	Diámetro	Factor de fracción F	Velocidad (mts/s)	Pérdida Primaria
44.2	4"	0.0230	2.073	2.1766
TOTAL PERDIDA EN EL TRAMO 3 – 1			2.4000 mt	

Cuadro 21. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 2-4 (5-3) de tubería

Cantidad	Accesorio	K	Velocidad (M/S)	Perdida Secundaria (Metros)
1	TEE – 4"	1.02	2.380	0.2945
Longitud de Tubería (mts)	Diámetro	Factor de fracción F	Velocidad (mts/s)	Pérdida Primaria
7.4	4"	0.0230	2.380	0.4803
TOTAL PERDIDA EN EL TRAMO 2 – 4 (5 – 3)			0.7778 mt	

Cuadro 22. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 4-6 (7-5) de tubería

Cantidad	Accesorio	K	Velocidad (M/S)	Perdida Secundaria (Metros)
1	TEE – 4"	1.02	2.303	0.2757
Longitud de Tubería (mts)	Diámetro	Factor de fracción F	Velocidad (mts/s)	Pérdida Primaria
6.7	4"	0.0195	2.303	0.3452
TOTAL PERDIDA EN EL TRAMO 4 – 6 (7 – 5)			0.6209 mt	

Cuadro 23. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 6-8 (9-7) de tubería

Cantidad	Accesorio	K	Velocidad (M/S)	Perdida Secundaria (Metros)
1	TEE – 4"	1.02	2.226	0.2576
Longitud de Tubería (mts)	Díámetro	Factor de fracción F	Velocidad (mts/s)	Pérdida Primaria
6.2	4"	0.0195	2.226	0.2985
TOTAL PERDIDA EN EL TRAMO 6 – 8 (9 – 7)			0.5561 mt	

Cuadro 24. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 8-10 (43-9) de tubería

Cantidad	Accesorio	K	Velocidad (M/S)	Perdida Secundaria (Metros)
1	TEE – 4"	1.02	2.226	0.2576
Longitud de Tubería (mts)	Díámetro	Factor de fracción F	Velocidad (mts/s)	Pérdida Primaria
13.3	4"	0.0195	2.226	0.6403
TOTAL PERDIDA EN EL TRAMO 8 – 10 (43 – 9)			0.8979 mt	

Cuadro 25. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 10-37 (38-43) de tubería

Cantidad	Accesorio	K	Velocidad (M/S)	Perdida Secundaria (Metros)
1	TEE – 4"	1.02	0.154	0.0012
Longitud de Tubería (mts)	Díámetro	Factor de fracción F	Velocidad (mts/s)	Pérdida Primaria
13	4"	0.0241	0.154	0.0037
TOTAL PERDIDA EN EL TRAMO 10 – 37 (38 – 43)			0.0049 mt	

Cuadro 26. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 37-38 de tubería

Cantidad	Accesorio	K	Velocidad (M/S)	Perdida Secundaria (Metros)
1	Reducción 4" – 2"	0.31	0.038	0.0001
1	Ampliación 2" – 4"	8.6	0.146	0.0093
1	Ampliación 1" – 2"	1.51	0.569	0.0249
10	Codos 90 1"	0.69	0.569	0.1139
2	Codos 90 4"	0.51	0.038	0.0001
1	Reducción 2" – 1"	0.17	0.146	0.0002
2	Valv. cierre rápido 1"	0.05	0.569	0.0017
Longitud de Tubería (Metros)	Diámetro	Factor de fricción f	Velocidad (mts/s)	Pérdida Primaria
12.8	1"	0.0251	0.569	0.1993
INTERCAMBIADOR No. 3			Pérdida en el intercambiador (Metros)	
			0.035	
TOTAL PERDIDA EN EL TRAMO 37 – 38			0.3845 mt	

Cuadro 27. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 37-39 (40-38) de tubería

Cantidad	Accesorio	K	Velocidad (M/S)	Perdida Secundaria (Metros)
1	TEE – 4"	1.02	0.115	0.0007
Longitud de Tubería (Metros)	Diámetro	Factor de fracción F	Velocidad (mts/s)	Pérdida Primaria
5.2	4"	0.0241	0.115	0.0008
TOTAL PERDIDA EN EL TRAMO 37 – 39 (40 – 38)			0.0015 mt	

Cuadro 28. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 42-40 (39-41) de tubería

Cantidad	Accesorio	K	Velocidad (M/S)	Perdida Secundaria (Metros)
1	TEE – 4"	1.02	0.038	0.0001
Longitud de Tubería (Metros)	Diámetro	Factor de fracción F	Velocidad (mts/s)	Pérdida Primaria
7.1	4"	0.0265	0.038	0.0001
TOTAL PERDIDA EN EL TRAMO 42 – 40 (39 – 41)			0.0002 mt	

Cuadro 29. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 41-42 de tubería

Cantidad	Accesorio	K	Velocidad (M/S)	Perdida Secundaria (Metros)
1	Reducción 4" – 2"	0.32	0.038	0.0001
1	Ampliación 2" – 4"	8.6	0.146	0.0093
1	Ampliación 1" – 2"	3.67	0.569	0.0622
10	Codos 90 1"	0.69	0.569	0.1139
2	Codos 90 4"	0.51	0.038	0.0001
1	Reducción 2" – 1"	0.21	0.146	0.0002
2	Valv. Cierre rápido 1"	0.05	0.569	0.0008
Longitud de Tubería (Metros)	Diámetro	Factor de fricción f	Velocidad (mts/s)	Pérdida Primaria
17.6	1"	0.0245	0.569	0.2675
INTERCAMBIADOR No. 4			Pérdida en el intercambiador (Metros)	
			0.098	
TOTAL PERDIDA EN EL TRAMO 41 – 42			0.5521 mt	

Cuadro 30. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 17-18 (19-20) de tubería

Cantidad	Accesorio	K	Velocidad (M/S)	Perdida Secundaria (Metros)
1	Válvula de comp. – 4"	0.136	0.23	0.0004
5	Codos de 90 – 4"	0.510	0.23	0.0069
Longitud de Tubería (Metros)	Diámetro	Factor de fracción F	Velocidad (mts/s)	Pérdida Primaria
115.7	4	0.016	0.23	0.0488
TOTAL PERDIDA EN EL TRAMO 17-18 (19-20)			0.0561 mt	

Cuadro 31. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 18-19 de tubería

Cantidad	Accesorio	K	Velocidad (M/S)	Perdida Secundaria (Metros)
8	Codos de 90 – 20"	0.57	0.874	0.1775
2	Codos de 90 – 4"	0.51	0.230	0.0028
1	Reducción 4" – 2"	0.32	0.230	0.0009
1	Ampliación 2" – 4"	8.76	0.874	0.3411
2	Válvula cierre rápido 2"	0.05	0.874	0.0019
Longitud de Tubería (Metros)	Diámetro	Factor de fricción f	Velocidad (mts/s)	Pérdida Primaria
30.2	2	0.0225	6.874	0.5039
INTERCAMBIADOR No. 14			Pérdida en el intercambiador (Metros)	
			0.248	
TOTAL PERDIDA EN EL TRAMO 18 – 19			1.2761 mt	

Cuadro 32. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 17-16 (20-21) de tubería

Cantidad	Accesorio	K	Velocidad (M/S)	Perdida Secundaria (Metros)
1	TEE – 4"	1.02	0.461	0.0110
Longitud de Tubería (mts)	Diámetro	Factor de fracción F	Velocidad (mts/s)	Pérdida Primaria
45.2	4	0.0215	0.461	0.1029
TOTAL PERDIDA EN EL TRAMO 17-16 (20-21)			0.1139 mt	

Cuadro 33. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 17-20 de tubería

Cantidad	Accesorio	K	Velocidad (M/S)	Perdida Secundaria (Metros)
8	Codos de 90 – 1"	0.54	3.410	2.5603
12	Codos de 90 – 4"	0.51	0.230	0.0165
2	Válvula cierre rápido 2"	0.05	0.874	0.0039
1	Reducción 4" – 2"	0.32	0.230	0.0009
1	Reducción 4" – 1"	0.18	0.874	0.0070
1	Ampliación 2" – 4"	8.76	0.874	0.3411
1	Ampliación 1" – 2"	1.71	3.410	1.0135
Longitud de Tubería (mts)	Diámetro	Factor de fricción f	Velocidad (mts/s)	Pérdida Primaria
70.6	4	0.235	0.230	0.0437
7.8	2	0.225	0.874	0.1301
29.6	1	0.0285	3.410	17.626
INTERCAMBIADOR No. 13			Pérdida en el intercambiador (Metros)	
			0.133	
TOTAL PERDIDA EN EL TRAMO 17-20			21.776 mt	

Cuadro 34. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 16-23 (22-21) de tubería

Cantidad	Accesorio	K	Velocidad (M/S)	Perdida Secundaria (Metros)
1	Reducción 4" – 2"	0.30	0.3844	0.0023
1	Ampliación 2" – 4"	7.80	1.457	0.8489
1	Válvula cierre rápido 2"	0.05	1.157	0.0054
1	Codo de 90 – 20"	0.57	1.457	0.0617
1	Codos de 90 – 4"	0.51	0.384	0.0038
Longitud de Tubería (mts)	Diámetro	Factor de fracción F	Velocidad (mts/s)	Pérdida Primaria
7	2	0.0205	1.457	0.2957
TOTAL PERDIDA EN EL TRAMO 16-23 (22-21)			1.2128 mt	

Cuadro 35. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 23-A-22 de tubería

Cantidad	Accesorio	K	Velocidad (M/S)	Perdida Secundaria (Metros)
1	Reducción 2" – 1 ½"	0.260	0.729	0.0070
1	Ampliación 1 ½" – 2"	0.357	1.200	0.262
6	Codos de 90 – 1 ½"	0.630	1.200	0.2774
Longitud de Tubería (mts)	Diámetro	Factor de fricción f	Velocidad (mts/s)	Pérdida Primaria
4	1 ½	0.023	1.20	0.1651
INTERCAMBIADOR No. 12			Pérdida en el intercambiador (Metros)	
			0.2147	
TOTAL PERDIDA EN EL TRAMO 23-A-22			0.6904 mt	

Cuadro 36. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 23-B-22 de tubería

Cantidad	Accesorio	K	Velocidad (M/S)	Perdida Secundaria (Metros)
14	Codos de 90 – 1”	0.69	2.840	3.9711
1	Reducción 2” – 1”	0.20	0.729	0.0054
1	Ampliación 1” – 2”	3.35	2.840	1.3772
Longitud de Tubería (mts)	Diámetro	Factor de fricción f	Velocidad (mts/s)	Pérdida Primaria
15.5	1	0.0235	2.840	5.6293
INTERCAMBIADOR No. 11			Pérdida en el intercambiador (Metros)	
			0.2147	
TOTAL PERDIDA EN EL TRAMO 23-B-22			11.1977 mt	

Cuadro 37. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 15-16 (21-24) de tubería

Cantidad	Accesorio	K	Velocidad (M/S)	Perdida Secundaria (Metros)
1	TEE – 4”	1.02	0.844	0.0370
Longitud de Tubería (mts)	Diámetro	Factor de fracción F	Velocidad (mts/s)	Pérdida Primaria
12.8	4	0.0193	0.844	0.0876
TOTAL PERDIDA EN EL TRAMO 15-16 (21-24)			0.1246 mt	

Cuadro 38. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 15-24 de tubería

Cantidad	Accesorio	K	Velocidad (M/S)	Perdida Secundaria (Metros)
2	Codo de 90 – 4"	0.510	0.230	0.0027
2	Codo de 90 – 1"	0.690	3.410	0.8179
10	Codo de 90 – 2"	0.570	0.874	0.2219
6	Válvula de comp. – 2"	0.152	0.874	0.0355
1	Reducción 4" – 2"	0.310	0.230	0.0008
1	Reducción 2" – 1"	0.180	0.874	0.0070
1	Ampliación 2" – 4"	8.760	0.874	0.3411
1	Ampliación 1" – 2"	1.680	3.410	0.9957
Longitud de Tubería (mts)	Diámetro	Factor de fricción f	Velocidad (mts/s)	Pérdida Primaria
8.8	1	0.0235	3.410	4.608
66.8	2	0.0221	0.874	1.095
INTERCAMBIADOR No. 10			Pérdida en el intercambiador (Metros)	
			0.303	
TOTAL PERDIDA EN EL TRAMO 15-24			8.4286 mt	

Cuadro 39. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 4-5 de tubería

Cantidad	Accesorio	K	Velocidad (M/S)	Perdida Secundaria (Metros)
1	Reducción 4" – 2"	0.34	0.077	0.0001
2	Codos de 90 – 2"	0.57	0.291	0.0049
2	Válvula cierre rápido -2"	0.05	0.291	0.0004
1	Reducción de 2" – 1"	0.24	0.291	0.0010
1	Ampliación 1" – 2"	5.86	1.135	0.3848
1	Ampliación 2" – 4"	7.822	0.291	0.338
Longitud de Tubería (mts)	Diámetro	Factor de fricción f	Velocidad (mts/s)	Pérdida Primaria
7.8	2"	0.035	0.291	0.0224
2.4	1"	0.035	0.077	0.0010
INTERCAMBIADOR No. 2			Pérdida en el intercambiador (Metros)	
			0.019	
TOTAL PERDIDA EN EL TRAMO 4-5			0.4674 mt	

Cuadro 40. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 10-11 (36-43) de tubería

Cantidad	Accesorio	K	Velocidad (M/S)	Perdida Secundaria (Metros)
1	TEE de 4"	1.02	2.072	0.2232
Longitud de Tubería (mts)	Diámetro	Factor de fracción F	Velocidad (mts/s)	Pérdida Primaria
7	4"	0.0170	2.072	0.2545
TOTAL PERDIDA EN EL TRAMO 10-11 (36-43)			0.4777 mt	

Cuadro 41. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 11-12 (35-36) de tubería

Cantidad	Accesorio	K	Velocidad (M/S)	Perdida Secundaria (Metros)
1	TEE – 4"	1.02	1.996	0.2071
4	Codos a 90° de 4"	0.51	1.996	0.4142
Longitud de Tubería (mts)	Diámetro	Factor de fracción F	Velocidad (mts/s)	Pérdida Primaria
45.6	4"	0.0177	1.996	1.6021
TOTAL PERDIDA EN EL TRAMO 11-12 (35-36)			1.6137 mt	

Cuadro 42. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 13-34 (28-29) de tubería

Cantidad	Accesorio	K	Velocidad (M/S)	Perdida Secundaria (Metros)
2	Codos a 90° - 4"	0.5	0.4605	0.0055
1	Reducción 4" – 2"	0.28	0.4605	0.00302
1	Ampliación 2" – 4"	7.275	1.7486	1.1337
1	Válvula de comp. – 2"	0.152	1.7486	0.02368
2	Codos a 90° - 2"	0.57	1.7486	0.0177
1	TEE – 2"	1.14	1.7486	0.1776
Longitud de Tubería (mts)	Diámetro	Factor de fracción F	Velocidad (mts/s)	Pérdida Primaria
3.9	2"	0.208	1.748	2.4081
TOTAL PERDIDA EN EL TRAMO 13-34 (28-29)			3.7693 mt	

Cuadro 43. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 12-13 (28-35) de tubería

Cantidad	Accesorio	K	Velocidad (M/S)	Perdida Secundaria (Metros)
1	TEE – 4"	1.02	1.9189	0.1914
Longitud de Tubería (mts)	Diámetro	Factor de fracción F	Velocidad (mts/s)	Pérdida Primaria
22.9	4"	0.0178	1.9189	0.7478
TOTAL PERDIDA EN EL TRAMO 12-13 (28-35)			0.9392 mt	

Cuadro 44. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 34-29 de tubería

Cantidad	Accesorio	K	Velocidad (M/S)	Perdida Secundaria (Metros)
4	Válvulas de comp. – 2"	0.152	0.2914	0.0026
14	Codos a 90° - 2"	0.57	0.2914	0.03458
Longitud de Tubería (mts)	Diámetro	Factor de fracción F	Velocidad (mts/s)	Pérdida Primaria
19.4	2"	0.26	0.2914	0.04159
TOTAL PERDIDA EN EL TRAMO 34-29			0.0788 mt	

Cuadro 45. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 33-34 (29-30) de tubería

Cantidad	Accesorio	K	Velocidad (M/S)	Perdida Secundaria (Metros)
4	Codos a 90° - 2"	0.57	1.457	0.247
1	TEE – 2"	1.14	1.457	0.1235
Longitud de Tubería (mts)	Diámetro	Factor de fracción F	Velocidad (mts/s)	Pérdida Primaria
13.2	2"	0.021	1.457	0.57145
TOTAL PERDIDA EN EL TRAMO 33-34 (29-30)			0.9419 mt	

Cuadro 46. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 30-33 de tubería

Cantidad	Accesorio	K	Velocidad (M/S)	Perdida Secundaria (Metros)
6	Codos a 90° - 2"	0.57	0.5828	0.05922
2	TEE - 2"	1.14	0.5828	0.03952
Longitud de Tubería (mts)	Diámetro	Factor de fricción f	Velocidad (mts/s)	Pérdida Primaria
28.6	2"	0.023	0.5828	0.02172
INTERCAMBIADOR No. 5			Pérdida en el intercambiador (Metros)	
			0.0892	
TOTAL PERDIDA EN EL TRAMO 30-33			0.20966 mt	

Cuadro 47. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 32-33 (30-31) de tubería

Cantidad	Accesorio	K	Velocidad (M/S)	Perdida Secundaria (Metros)
4	Codos a 90° - 1 ½"	0.63	1.440	0.1999
1	TEE - 1 ½"	1.26	1.440	0.1333
1	Válv. de cierre ráp. - 1 ½"	0.05	1.440	0.00528
Longitud de Tubería (mts)	Diámetro	Factor de fracción F	Velocidad (mts/s)	Pérdida Primaria
11.2	1 ½"	0.0223	1.440	0.6459
TOTAL PERDIDA EN EL TRAMO 32-33 (30-31)			0.98447 mt	

Cuadro 48. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 31-B-32 de tubería

Cantidad	Accesorio	K	Velocidad (M/S)	Pérdida Secundaria (Metros)
10	Codos a 90° - 1 1/2"	0.63	0.7203	0.1666
Longitud de Tubería (mts)	Diámetro	Factor de fricción f	Velocidad (mts/s)	Pérdida Primaria
4.1	1 1/2"	0.024	0.7203	0.05911
INTERCAMBIADOR No. 6			Pérdida en el intercambiador (Metros)	
			0.1334	
TOTAL PERDIDA EN EL TRAMO 31-B-32			0.3591 mt	

Cuadro 49. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 31-A-32 de tubería

Cantidad	Accesorio	K	Velocidad (M/S)	Pérdida Secundaria (Metros)
10	Codos a 90° - 1 1/2"	0.63	0.7203	0.1666
Longitud de Tubería (mts)	Diámetro	Factor de fricción f	Velocidad (mts/s)	Pérdida Primaria
28.2	1 1/2"	0.024	0.7203	0.4375
INTERCAMBIADOR No. 7			Pérdida en el intercambiador (Metros)	
			0.1334	
TOTAL PERDIDA EN EL TRAMO 31-A-32			0.7335 mt	

Cuadro 50. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 14-27 (26-25) de tubería

Cantidad	Accesorio	K	Velocidad (M/S)	Perdida Secundaria (Metros)
1	Codos a 90° - 4"	0.51	0.3837	0.00766
1	Reducción 4" – 2"	0.3	0.3837	0.00225
1	Ampliación 2" – 4"	7.822	1.4572	0.84664
1	Válv de cierre rap. – 2"	0.05	1.4572	0.00270
8	Codos a 90° - 2"	0.57	1.4572	0.49365
1	Reducción 2" - 1 ½"	0.2	1.4572	0.02164
1	Ampliación 1 ½" – 2"	0.167	2.4010	0.04930
1	TEE – 1 ½"	1.26	2.4010	0.37060
Longitud de Tubería (mts)	Diámetro	Factor de fracción F	Velocidad (mts/s)	Pérdida Primaria
30.4	2"	0.021	1.4572	1.31607
1.1	1 ½"	0.021	2.400	0.16832
TOTAL PERDIDA EN EL TRAMO 14-27 (26-25)			3.2749 mt	

Cuadro 51. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 13-14 (25-28) de tubería

Cantidad	Accesorio	K	Velocidad (M/S)	Perdida Secundaria (Metros)
2	TEE – 4"	1.02	1.4583	0.11057
Longitud de Tubería (mts)	Diámetro	Factor de fracción F	Velocidad (mts/s)	Pérdida Primaria
21	4"	0.018	1.4583	0.40055
TOTAL PERDIDA EN EL TRAMO 13-14 (25-28)			0.51113	

Cuadro 52. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 26-A-27 de tubería

Cantidad	Accesorio	K	Velocidad (M/S)	Perdida Secundaria (Metros)
10	Codos a 90° - 1 ½"	0.63	1.2	0.04627
Longitud de Tubería (mts)	Diámetro	Factor de fricción f	Velocidad (mts/s)	Pérdida Primaria
17.4	1 ½"	0.0225	1.2	0.70313
INTERCAMBIADOR No. 9			Pérdida en el intercambiador (Metros)	
			0.2147	
TOTAL PERDIDA EN EL TRAMO 26-A-27			0.96411 mt	

Cuadro 53. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 26-B-27 de tubería

Cantidad	Accesorio	K	Velocidad (M/S)	Perdida Secundaria (Metros)
5	Codos a 90° - 1 ½"	0.63	1.2	0.046277
Longitud de Tubería (mts)	Diámetro	Factor de fricción f	Velocidad (mts/s)	Pérdida Primaria
2.8	1 ½"	0.0225	1.2	0.113148
INTERCAMBIADOR No. 8			Pérdida en el intercambiador (Metros)	
			0.2447	
TOTAL PERDIDA EN EL TRAMO 26-B-27			0.4042 mt	

Cuadro 54. Pérdidas primarias y secundarias en el Tramo 14-15 (24-25) de tubería

Cantidad	Accesorio	K	Velocidad (M/S)	Perdida Secundaria (Metros)
2	TEE – 4"	1.02	1.0746	0.0600
Longitud de Tubería (mts)	Diámetro	Factor de fracción F	Velocidad (mts/s)	Pérdida Primaria
6	4"	0.0185	1.0746	0.06386
TOTAL PERDIDA EN EL TRAMO 14-15 (24-25)			0.12389	

Una vez, hallada las pérdidas totales para cada tramo de tubería, procedemos a sumar las pérdidas de carga en cada circuito en el sentido de las agujas del reloj, teniendo en cuenta la colocación correcta de los signos. (Si la suma de las pérdidas de carga fueran nulas, los caudales supuestos Q_1 , serían los correctos).

Sumando los valores de H_L/Q_1 , donde H_L es la pérdida total por tramo.

Se calcula a continuación el término Δ de corrección de los caudales en cada lazo, ver Cuadro 55.

Cuadro 55. Primera iteración para hallar los caudales por el método Hardy Cross

LAZO	TRAMO	Q1 (L/SEG.)	H _L (m)	H _L /Q ₁	$\Delta = \frac{-\sum H_L}{1.85 \sum \frac{H_L}{Q_1}}$	Q ₂ (L/SEG.)
I	0-1	-0.631	-0.7284	1.1544	-1.526	-2.157
	0-2	19.559	2.8690	0.1467	-1.526	18.033
	2-4	19.559	0.7748	0.0396	-1.526	18.033
	4-5	0.631	0.4674	0.7407	-1.526 - (-1.421) = -0.105	0.526
	5-3	17.035	0.5878	0.0345	-1.526	15.509
	3-1	17.035	2.4000	0.1409	-1.526	15.509
			$\Sigma = -6.3706$	$\Sigma = 2.2568$		
II	4-6	-18.928	-0.6209	0.0328	-1.421	-20.349
	6-8	-18.297	-0.5561	0.0304	-1.421	-19.718
	8-10	-18.297	-0.8979	0.0491	-1.421	-19.718
	10-11	17.034	0.4777	0.0280	-1.421	15.613
	11-12	16.403	2.2234	0.1355	-1.421	14.982
	12-13	15.772	0.9392	0.0595	-1.421	14.355
	13-34	3.785	3.7693	0.9959	-1.421 - (0.173) = -1.594	2.191
	34-29	0.631	0.0788	0.1249	-1.421 - (-1.043) = -0.378	0.253
	29-28	3.785	3.7692	0.9959	-1.421 - (0.173) = -1.594	2.191
	28-35	15.772	0.9392	0.0595	-1.421	14.351
	35-36	15.772	1.637	0.1038	-1.421	14.351
	36-43	15.772	0.3969	0.0252	-1.421	14.351
	43-38	-0.632	-0.0013	0.0021	-1.421	-0.789
	38-37	0.316	-0.3845	1.2168	-1.421 - (-0.031) = -1.390	-1.074
	37-10	-1.263	-0.0049	0.0039	-1.421	-2.684
	4-5	-0.631	-0.4674	0.0741	-1.421 - (-1526) = 0.105	-0.526
5-7	-16.404	-0.4664	0.0284	-1.421	-17.821	
7-9	-16.404	-0.4328	0.0264	-1.421	-17.821	
9-43	-16.404	-0.7219	0.0440	-1.421	-17.821	
			$\Sigma = 10.6114$	$\Sigma = 4.0362$		
XIII	37-39	0.947	0.0015	0.0016	-0.031	0.916
	39-41	0.316	0.0002	0.0006	-0.031	0.285
	41-42	0.316	0.5521	1.7472	-0.031	0.285
	42-40	0.316	0.0002	0.0006	-0.031	0.285
	40-38	0.316	0.0009	0.0028	-0.031	0.285
	38-37	-0.316	-0.3845	1.2168	-0.031 - (-1.421) = 1.390	1.074
			$\Sigma = 0.1704$	$\Sigma = 2.9696$		
III	34-33	3.154	0.9419	0.2986	-1.043 - 0.173 = 1.216	1.938
	33-32	1.892	0.9845	0.5203	-1.043 - 0.679 = -1.722	0.170
	32-B-31	0.946	0.3591	0.3796	-1.043 - (-0.176) = -0.867	0.079
	31-30	1.892	0.9845	0.5203	-1.043 - (0.679) = -1.722	0.170
	30-29	3.154	0.9419	0.2986	-1.043 - 0.173 = -1.216	1.938
	29-34	-0.631	-0.0788	0.1249	-1.043 - (-1.421) = 0.378	-0.253
			$\Sigma = 4.1331$	$\Sigma = 2.1423$		
IV	32-A-31	0.9463	0.7375	0.7793	-0.176 - (0.679) = -0.855	0.0913
	31-B-32	0.9463	-0.3591	0.3795	-0.176 - (-1.043) = 0.867	-0.0763
			$\Sigma = 0.3784$	$\Sigma = 1.1588$		
V	33-30	1.261	0.2096	0.1662	0.679 - 0.173 = 0.506	1.7670
	30-31	-1.892	-0.9845	0.5203	0.679 - (-1.043) = 1.722	-0.1700
	31-A-32	-0.9463	-0.7375	0.7793	0.679 - (-0.176) = 0.855	-0.0913
	32-33	-1.892	-0.9845	0.5203	0.679 - (-1.043) = 1.722	-0.1700
			$\Sigma = -2.4969$	$\Sigma = 1.9861$		
VI	13-14	11.9870	0.5111	0.0426	0.173	12.160
	14-27	3.1545	3.2749	1.0383	0.173 - (-0.088) = 0.261	3.415
	27-B-26	1.5770	0.4042	0.2563	0.173 - (-0.349) = 0.522	2.099
	26-25	3.1545	3.2749	1.0383	0.173 - (-0.088) = 0.261	3.415
	25-28	11.9870	0.5111	0.0426	0.173	12.160
	28-29	-3.7850	-3.7693	0.9958	0.173 - (-1.421) = 1.594	-2.191
	29-30	-3.1540	-0.9419	0.2986	0.173 - (-1.043) = 1.2160	-1.938
	30-33	-1.261	-0.2096	0.1662	0.173 - 0.679 = -0.506	1.767
	33-34	-3.1540	-0.9419	0.2986	0.173 - (-1.043) = 1.2160	-1.938
	34-13	-3.785	-3.7693	0.9958	0.173 - (-1.421) = 1.594	-2.191
			$\Sigma = -1.6558$	$\Sigma = 5.1731$		
VIII	14-15	8.832	0.1239	0.0140	-0.088	8.744
	15-24	1.893	8.4286	4.4525	-0.088 - (-0.238) = 0.150	2.043
	24-25	8.832	0.1239	0.0140	-0.088	8.744
	25-26	-3.154	-3.2749	1.0383	-0.088 - (0.173) = -0.261	-3.415
	26-A-27	-1.577	-0.9641	0.6113	-0.088 - (-0.349) = 0.261	-1.316
	27-14	-3.154	-3.2749	1.0383	-0.088 - 0.173 = -0.261	-3.415
			$\Sigma = 1.1625$	$\Sigma = 7.1684$		
IX	15-16	6.940	0.1246	0.0179	-0.238	6.702
	16-23	3.155	1.2128	0.3844	-0.238 - (-0.799) = 0.561	3.716
	23-B-22	1.577	11.1977	7.1006	-0.238 - 0.753 = -0.991	0.586
	22-21	3.155	1.2128	0.3844	-0.238 - (-0.799) = 0.561	3.716
	21-24	6.940	0.1246	0.0179	-0.238	6.702
	24-15	-1.893	-8.4286	4.4525	-0.238 - (-0.088) = -0.150	-2.043
			$\Sigma = 5.4439$	$\Sigma = 12.3577$		
X	23-A-22	1.577	0.6904	0.4378	0.753 - (-0.799) = 1.552	3.129
	23-B-22	1.577	-11.1977	7.1006	0.753 - (-0.238) = 0.991	-0.586
			$\Sigma = -10.5073$	$\Sigma = 7.5384$		
XI	16-17	3.790	0.1139	0.0300	-0.799	2.991
	17-20	1.893	21.7760	11.5034	-0.799 - 0.901 = -1.7	0.193
	20-21	3.790	0.1139	0.0300	-0.799	2.991
	21-22	-3.155	-1.2128	0.3844	-0.799 - (-0.238) = -0.561	-3.716
	22-A-23	-1.577	-0.6904	0.4378	-0.799 - 0.753 = -1.552	-3.129
	23-16	-3.155	-1.2128	0.3844	-0.799 - (-0.238) = -0.561	-3.716
			$\Sigma = 18.8878$	$\Sigma = 12.770$		
XII	17-18	1.893	0.0561	0.0296	0.901	2.794
	18-19	1.893	1.2761	0.6741	0.901	2.794
	19-20	1.893	0.0561	0.0296	0.901 - (-0.799)	3.593
	20-17	-1.893	-21.7760	11.5034	0.901	-0.992
			$\Sigma = -20.3877$	$\Sigma = 12.2367$		
VII	27-A-26	1.577	0.9641	0.614	-0.349 - (-0.088)	1.316
	26-B-27	-1.577	-0.4042	0.2563	-0.349 - 0.173	-2.099
			$\Sigma = 0.5599$	$\Sigma = 0.8677$		

Después de finalizada la primera iteración, y corregido los caudales; se repite la iteración con los caudales corregidos, así sucesivamente de forma análoga hasta que los deltas (Δ) sean despreciables.

Este método es muy engorroso, por lo cual se recurrió al cálculo de los caudales (Q), por medio del software para redes de tubería "EPANET" que se encontró en las páginas del INTERNET, en la dirección EPANET.COM. Los resultados arrojados por el programa, pueden verse en el Anexo B.

En este software "EPANET" además de hallar los caudales por cada ramificación, se puede observar también otras variables como son: Presión, velocidades pérdida carga por tramo entre otras cosas, este programa nos fue de gran ayuda en la solución de nuestro problema.

5.1.2 Evaluación de los resultados. Obtenidos los caudales por cada intercambiador de calor, y comparando con los caudales recomendados se observa que en la mayor parte de los intercambiadores el flujo de agua no lo está abasteciendo, como debe ser (Cuadro 56).

5.1.3 Rediseño del sistema de tubería que llega a cada intercambiador de calor. En el sistema de tubería actual se encuentra que en ciertos tramos de tuberías (bajantes), que se desprenden de la tubería principal existen muchas ramificaciones

que van a varios intercambiadores, lo cual no es recomendado debido a que a mayor ramificaciones menor va hacer el caudal que va llegar a cada uno de los intercambiadores; por lo tanto se recomienda que de una bajante se conecten como máximo dos intercambiadores; esto con el fin de garantizar que el flujo que llegue a cada ramificación sea el recomendado.

Cuadro 56. Comparación del caudal existente por intercambiador con los caudales recomendados por intercambiador

No.	INTERCAMBIADOR	CAUDAL Q RECOMENDADO	CAUDAL Q EXISTENTE
1	Cortadora Mckay	13.34	49.91
2	Formadora	19.00	36.29
3	NT Wilson	19.00	18.38
4	Uncoil Recoil	19.00	16.00
5	Biseladora I	13.34	15.37
6	Biseladora II	13.34	5.23
7	Hidrotester	19.00	3.32
8	Prensa	19.00	15.85
9	Tronsonadora	19.00	10.77
10	Roscadora	13.34	12.36
11	Acopladora	13.34	29.32
12	Conveyor Transfer	19.00	16.32
13	Enderezadora	19.00	8.55
14	Recalcadora	19.00	15.374

Por lo tanto a continuación procedemos a rediseñar la tubería que llega a cada uno de los intercambiadores.

Para seleccionar la tubería que llega a cada intercambiador necesitamos el caudal recomendado para cada intercambiador; por lo tanto para los intercambiadores N°. 2, 3, 4, 7, 8, 9, 12, 13, 14. El caudal requerido es 19 GPM (1.2 Lts/s) (Cuadro 16) y la velocidad promedio que debería llegar a estos intercambiadores es de 3 pies/seg.

Por lo tanto se determina el tramo de tubería principal para la entrada de agua a los intercambiadores.

$$Q = 19 \text{ GPM (} 0.0423 \text{ pie}^3\text{/seg.)}$$

$$V = 3 \text{ pies/seg.}$$

Como $Q = VA$ de donde $A = \frac{Q}{V}$ reemplazando en esta ecuación, queda:

$$A = \frac{0.0423 \text{ pie}^3 / \text{seg}}{3 \text{ pies} / \text{seg}} \text{ donde,}$$

$A = 0.0141 \text{ pie}^2$ (2.0304 plg²) con este valor buscamos en el Cuadro 17; para tuberías de acero con número de cédula 40 se obtiene una tubería de diámetro 1 ½ Pulg.

Para los intercambiadores restantes, 1, 5, 6, 10, 11 el caudal es de 13.34 GPM (0.0297 pie³/seg.) y la velocidad es de 3 pies/seg.

$$A = \frac{0.0297 \text{ pie}^3 / \text{seg}}{3 \text{ pies} / \text{seg}} \text{ donde,}$$

$A = 0.0099 \text{ pie}^2$ (1.4256 plg²) por lo que la tubería queda rediseñada con un diámetro 1 ¼ Pulg., cédula 40.

Para el cálculo de la tubería que se desprende de la tubería principal (bajante), se basa en la recomendación hecha anteriormente, que dice que de una bajante se debe evitar más de dos ramificaciones hacia diferentes intercambiadores, entonces, tenemos que:

$Q = 34 \text{ GPM}$ (0.0758 pie³/seg.) promedio para cada bajante $V = 3 \text{ pies/seg.}$, como mínimo.

$$A = \frac{0.0758 \text{ pie}^3 / \text{seg}}{3 \text{ pies} / \text{seg}} \text{ donde, } A = 0.0253 \text{ pie}^2 (3.6432 \text{ plg}^2) \text{ quedando cada bajante}$$

con un diámetro de 2 plg SCH 40.

La ubicación de estas bajantes será lo más cerca posible al sitio de los intercambiadores y en una parte donde no ocasione ninguna incomodidad. Como nuestro rediseño esta basado en un 50% de crecimiento de la empresa, habrá bajantes ubicados en sitios estratégicos o posibles lugares donde quedarán las nuevas máquinas (Ver planos rediseño).

5.2 SISTEMA DE BOMBEO

El sistema de bombeo, que corresponde al sistema de enfriamiento de TUBOCARIBE S.A. fue diseñado para una demanda específica de caudal en un tiempo determinado; con el crecimiento de la empresa este sistema se fue quedando cada vez más insuficiente para la cantidad de caudal que se requiere hoy en día. Para solucionar esta hipótesis se estudiará a continuación.

5.2.1 Evaluación del Sistema de Bombeo. El sistema de bombeo esta constituido por todo lo que corresponde a: Lado de la succión, lado de la descarga y la selección de las bombas.

Se empezará determinando el diámetro de la tubería de succión. Se tiene: Diámetro requerido de tubo = $(\text{GPM}/10)^{1/2}$ en pulgadas. Como el caudal requerido es igual a la suma de 237.7 GPM que corresponde a los intercambiadores, más 40 GPM que se emplean en otras necesidades, más el 50% para lograr nuestro objetivo, la suma equivalente es igual a 416.55 GPM \approx 420 GPM. Ese caudal va a estar repartido en dos bombas de iguales características y habrá una en stand-by. Las cuales van a estar trabajando en paralelo.

Como en realidad hay tres bombas con un caudal cada una de 210 GPM, el cálculo del diámetro de la tubería de succión se selecciona de la siguiente forma (Ver Figura 73).

F-73

Tomando la ecuación anterior y para el tramo de succión de la primera bomba se tiene:

$$\begin{aligned}\text{Diámetro requerido del tubo (1}^{\text{er}} \text{ tramo)} &= (\text{GPM}/10)^{1/2}, \text{ en pulg.} \\ &= (630/10)^{1/2} \\ &= 7.94 \text{ pulg.}\end{aligned}$$

Este cálculo está basado en una velocidad de flujo recomendada de 1.5 m/s (5 pies/seg). Con este diámetro del tubo se determina la velocidad recomendada en la Figura 26 siendo de 2.9 pies/seg.

Luego de la ecuación 2.15.

$$D_s = (4Q/\pi V_s)^{1/2}.$$

Q = Caudales en m³/seg.

V_s = Velocidad en m/seg.

D_s = Diámetro del tubo en metros.

Entonces se tiene:

Q = 630 GPM (0,04 m³/seg.).

V_s = 2.9 Pies/seg. (0,884 m/seg.).

Donde,

$$D_s = (4 \cdot 0,04 / \pi \cdot 0,884.)^{1/2}.$$

$$D_s = 240 \text{ mm (9,44 Pulg.)}.$$

Aproximadamente a un diámetro estándar por encima del valor dado, quedando el diámetro de la tubería de aspiración de 10 Pulg.

Para hacer el cálculo de la tubería de succión para las dos bombas siguientes se realizan los mismos pasos que se hicieron para el cálculo de la tubería de la primera bomba quedando entonces:

Para el otro tramo que corresponde a la segunda bomba se tiene: Una tubería de 8 Pulg., para un caudal de 420 GPM y por lo último para el tramo correspondiente a la tercera bomba, el diámetro de la tubería es de 6 Pulg. para un caudal de 210 GPM.

Seguimos ahora con el cálculo del diámetro para la tubería de descarga o impulsión. Según la ecuación 2.17, se determina el diámetro apropiado para esta tubería.

$$\begin{aligned} \text{Diámetro requerido del tubo} &= (\text{GPM}/20)^{1/2}, \text{ en Pulg.} \\ &= (420 / 20)^{1/2} \\ &= 4.58 \text{ Pulg.} \end{aligned}$$

Con este diámetro de 4.58 Pulg., se determina por medio de la Figura 27., la velocidad recomendada, siendo de $V_d = 5.8$ Pies/seg. (1.77 m/seg.).

$$D_d = (4Q/\pi V_d)$$

$$D_d = (4*0,026/\pi*1.77)$$

$$D_d = 137 \text{ mm (5.39 Pulg.)}$$

Llevándolo a un diámetro estándar por encima del valor dado, se tiene un diámetro de 6 Pulg.

5.2.2 Evaluación de los resultados del sistema de bombeo. Sise hace una comparación de la Figura 73 con el detalle A del plano actual; se ve claramente que son muy diferentes; para la tubería de succión cambia tanto el diámetro como la forma en que se debe hacer esta aspiración. Para la tubería de impulsión o descarga el diámetro de la tubería cambia de 4 Pulg. a 6 Pulg. Este cambio se hará solo para la tubería que va desde la descarga de la bomba hasta la primera bajante que va al intercambiador No. 1, esto con el fin de evitar sobre costo en el proyecto.

El conjunto tubería de succión y aspiración queda plasmado en el plano de rediseño del sistema. En el caso de las bombas que están actualmente funcionando; se harán los cambios necesarios para su mejor selección. La selección de las bombas se harán en la sección siguiente.

5.2.3 Rediseño del sistema de bombeo. El sistema de enfriamiento de TUBOCARIBE S.A., esta constituido por dos bombas trabajando en paralelo, tubería de 4", 3",2" y 1 ½" ; en acero interconectadas entre si y descargando libremente en la torre de enfriamiento existente. Este sistema en la actualidad, presenta serias insuficiencia, en el funcionamiento de caudal para suplir con su labor, los cuales se pueden enunciar de la siguiente forma:

5.2.3.1 Tubería. La tubería de acero ha sufrido un proceso de envejecimiento en su interior , debido a la corrosividad del agua cruda, la cual puede ser fácilmente comprobable, si se efectúan cortes en la misma y se observa la rugosidad de las paredes (Ver Figura 74). Esta tuberculización de la tubería además de aumentar el coeficiente de rugosidad, lo que incide en aumento considerable de perdida energía, también produce una disminución en el diámetro efectivo de esta, trayendo como consecuencia un aumento de velocidad y como se dijo anteriormente perdida de energía.

Esta perdida de energía son absorbidas por el equipo de bombeo, trasladando así su punto de operación, es decir, variando las condiciones de cabeza o cargas u caudales para los cuales fueron seleccionadas.

5.2.3.2 Equipo de bombeo. Cuando sucede todo lo anterior la eficiencia del equipo disminuye, y como su máxima eficiencia se debe tener en el punto de operación para el cual fueron diseñadas; al presentarse esto, el equipo sufre un desgaste innecesario, pero lo mas grave es el mayor gasto por el consumo de energía.

F-74

La operación de un equipo se determina a cruzar la curva suministrada por el fabricante y la curva de resistencia que le opone el sistema.

En la Figura 75 el punto de operación determina la cabeza H_1 , y el caudal Q_1 suministrado por el equipo, al aumentar la pérdida, el punto se traslada a p' o disminuyendo el caudal Q'_1 y aumentando la cabeza a H'_1 , cambiando su eficiencia de n_1 a n_2 .

Si miramos la ecuación para calcular el consumo de energía de un equipo se tiene.

$$Potencia = \frac{Q \cdot H}{76n} \cdot 0.745 \quad (6.1)$$

Donde,

Potencia: Kw consumidos.

n: eficiencia (%).

Q: caudal (m^3).

H: cabeza o carga (mts).

Se observa que por el aumento de H_1 a H'_1 , la variación n_1 a n_2 y aunque el caudal disminuye de Q_1 a Q'_1 , se tendrá un mayor consumo de Kw, lo cual representa una pérdida de dinero importante, pues es diaria.

F-75

Para corroborar lo dicho anteriormente, se analizó el comportamiento de la red, utilizando el programa EPANET versión 1.1 cuyo modelo fue elaborado por la E.P.A., y en el cual por el archivo TUBOCARIBE 1.INP se pueden observar los resultados de presión y caudales en la malla; Anexo B. Este modelo trabaja con el coeficiente de rugosidad de HAZEN – WILLIAMS, cuyo valor varía desde 80 a 150 de acuerdo con las normas existentes para tubería. En este caso teniendo en cuenta la edad y estado interior de la misma, se simuló con su valor de 80, arrojando los resultados mostrados en el Anexo B, y con los datos del caudal suministrado por la empresa, así como la lectura de presión en un manómetro existente en la impulsión, a este respecto nos referimos en las conclusiones y recomendaciones, pues su lectura no es confiable.

Ante esta situación y teniendo en cuenta la pérdida de dinero en energía valiosa, se propone cambiar la mayoría de los tramos de tubería de 4" a tubería de P.V.C. RDE 21 de igual diámetro, cuyo coeficiente de HEZEN – WILLIAMS es de 150, mejorando la situación. Los resultados se muestran en el archivo TUBOCARIBE 3; Anexo B, donde podemos efectuar las comparaciones requeridas en cada nudo de la red, y considerando que se está trabajando con el mismo equipo.

5.2.3.3 Ampliación de Sistema. Por otra parte, según información recibida por la empresa, se hace necesario una ampliación al sistema con un considerable aumento del caudal a 420 GPM (26.5 Lts/seg.) lo cual se analizó para los dos sistemas así:

Se tomaron las instalaciones tal y como están, es decir, condiciones actuales, tubería en acero, etc. (Ver archivo TUBOCARIBE 1), y se calculó la cabeza necesaria en cada bomba para que no se presentasen presiones negativas, añadiendo un valor de 153 metros (Ver archivo TUBOCARIBE 2, Anexo B).

También se estudió el caso, considerando el cambio de tubería a P.V.C. RDE 21, (Ver archivo TUBOCARIBE 3), y se observó un valor de cabeza por la bomba de 60 metros, es decir, menos de la mitad requerida (ver archivo TUBOCARIBE 4) al observar los resultados obtenidos, se puede plantear, que con el objeto de eliminar las presiones negativas en la situación actual (archivo TUBOCARIBE 1) las bombas tendrían que tener una cabeza de 153 metros aproximadamente, y con base en ello se tendrá la potencia y consumo de energía considerando el caudal constante.

Con base en la información anterior se seleccionaron los archivos TUBOCARIBE 2 y TUBOCARIBE 4 los cuales arrojaron los siguientes datos para el sistema de bombeo:

TUBOCARIBE 2: Caudal, $Q = 420$ GPM

Cabeza, $H = 153$ mts

Eficiencia, $n \geq 60\%$

TUBOCARIBE 4: Caudal, $Q = 420$ GPM

Cabeza, $H = 60$ mts

Eficiencia, $n \geq 60\%$

Con base a estos datos fueron enviados al fabricante para su selección y cotización (Ver Anexo C).

5.3 EQUIPO PARA EL ENFRIAMIENTO DEL AGUA

La torre de enfriamiento es el equipo encargado de enfriar el agua una vez después halla pasado por cada uno de los intercambiadores. Esta torre de enfriamiento será el último equipo por donde ha de pasar el agua y esta ubicado sobre el tanque de suministro, en el mismo lugar donde se encuentran funcionando las bombas.

5.3.1 Evaluación de la torre de enfriamiento. La torre de enfriamiento que esta actualmente funcionando es una torre que tiene ciertas características como son:

Flujo total de agua	:	205 GPM.
Temperatura de entrada de agua caliente	:	113°F = 45°C.
Temperatura de salida de agua fría	:	97°F = 36°C.
Temperatura de aire bulbo húmedo	:	81.06 °F = 27.25°C.
Temperatura de aire bulbo seco	:	76.20°F = 24.55°C

Cuyas condiciones fueron seleccionadas para determinado tiempo de operación del sistema (Ver Anexo D) y cuyas propiedades fueron quedando con el transcurrir

del tiempo cada vez más insuficiente para la cantidad de caudal que ha ésta llega; por esta razón nos vimos en la necesidad de seleccionar una nueva torre para las condiciones actuales de rediseño y la torre actual dejarla para el sistema de enfriamiento de los chiller, que no hace parte de nuestro proyecto.

5.3.2 Selección de la torre de enfriamiento. Los datos para la selección de la torre de enfriamiento son:

Flujo total de agua	:	370 GPM.
Temperatura de entrada de agua caliente	:	113°F = 45°C.
Temperatura de salida de agua fría	:	86°F = 30°C.
Temperatura de aire bulbo húmedo	:	81.06 °F = 27.25°C.
Temperatura de aire bulbo seco	:	76.20°F = 24.55°C
Potencia térmica	:	3.218.033 BTU/hr.

Con base a estos datos fueron enviados al fabricante para su selección y cotización (Ver Anexo D).

6. MANTENIMIENTO

6.1 FINALIDAD

Proporcionar el agua a presión y caudal determinado para ser suministrado adecuadamente al circuito de enfriamiento de agua.

Mantener las condiciones de temperatura del aceite hidráulico de los equipos que necesitan agua de enfriamiento.

Tener en buen estado el equipo de bombeo, intercambiadores de calor, torres de enfriamiento, tuberías, agua y tanque de agua para un óptimo funcionamiento del sistema.

6.2 TORRES DE ENFRIAMIENTO

6.2.1 Mantenimiento Semanal

- ◆ Verificación de las temperaturas de entrada de agua a la torre.
- ◆ Verificación de las presiones de entrada de agua a la torre.
- ◆ Verificación visual de daños, ruido y vibración del ventilador.
- ◆ Verificación de que la torre no oscile.

- ◆ Verificación de ruido, vibración rápida y fugas de aceite en el reductor.
- ◆ Verificación del nivel de aceite en el reductor.
- ◆ Verificación de agua u otra contaminación en el aceite del reductor.
- ◆ Verificación de que el tubo de ventilación no este tapado.
- ◆ Verificación del desalineamiento del árbol.
- ◆ Verificación de vibración y discos rotos en el árbol de impulsión.
- ◆ Verificación de suciedad en el cedazo de foso de succión.

6.2.2 Mantenimiento Mensual

- ◆ Verificación rutinaria.
- ◆ Verificación de incrustaciones y corrosión en las boquillas.
- ◆ Verificación de suciedad, incrustaciones o taponamientos en múltiples y ramales.
- ◆ Verificación de algas, suciedad, canalizaciones, depósitos de cal o incrustaciones en las plataformas de distribución.

6.2.3 Mantenimiento Anual

- ◆ Verificación rutinaria.
- ◆ Límpiase durante el pato, perfectamente de arriba abajo, incluyendo el estanque, con vapor o manguera contra incendio.
- ◆ Verificación de alabeos o canalización de agua en las plataformas de entramado y reemplazar las barras.

- ◆ Verificación de deterioro y pérdida excesiva de las fibras de maderamen en la estructura y reemplazar si es necesario.
- ◆ Verificación de pernos flojos o corroídos.
- ◆ Verificación de fugas en el recubrimiento de las paredes.
- ◆ Verificación de daño en las aspas, desgaste en el reductor de velocidad, árbol del ventilador flujo y alineación del árbol.
- ◆ Verificación de basura, suciedad y señales de aceite en el estanque.
- ◆ Verificar el estado corrosivo de la base.

6.3 BOMBAS

6.3.1 Mantenimiento Diario

- ◆ Verificación de cambio de sonido de la bomba, si existe investigarse inmediatamente.
- ◆ Verificarse las temperaturas de los cojinetes.
- ◆ Verificación de manómetros de flujo y presión.

6.3.2 Mantenimiento Semestral

- ◆ Verificación rutinaria.
- ◆ Verificación del prensa estopas del estopero a fin de que tenga juego libre.
- ◆ Inspeccionar la empaquetadura.

- ◆ Limpiar y aceitar pernos y tuercas del prensaestopas.
- ◆ Verificar alineamiento de la bomba y del impulsor.
- ◆ Verificar lubricación de los cojinetes.
- ◆ Verificar la consistencia de la grasa de los cojinetes que la contengan.

6.3.3 Mantenimiento Anual

- ◆ Verificación rutinaria.
- ◆ Verificación de defectos y juego en los cojinetes.
- ◆ Verificación rayas y desgastes en los baleros antifricción.
- ◆ Verificación de desgaste en la flecha y manguitos de flecha si se usan.
- ◆ Verificación de la empaquetadura.
- ◆ Reempacar los estoperos.
- ◆ Calibrar los dispositivos disponibles con los respectivos instrumentos de medición.
- ◆ En caso de reparaciones internas deberá probarse y verificar presión y caudal.
- ◆ Verificación y limpieza de los drenajes, tuberías de agua de sello y otras tuberías.
- ◆ Verificar estado corrosivo de la carcasa y la base de la bomba.

6.4 INTERCAMBIADORES DE CALOR

Para el mantenimiento respectivo de un intercambiador de calor, se puede observar el diagrama de flechas de la Figura 76.

F-76

6.4.1 Mantenimiento Semanal

- ◆ Verificación de las temperaturas de entrada y de salida de agua y aceite hidráulico.
- ◆ Verificación de las caídas de presión de entrada y salida de agua y aceite hidráulico.
- ◆ Verificación general para cualquier defecto exterior visible.
- ◆ Verificación de fugas en conexiones de tuberías, cuerpo, cabezales, tapas, etc.
- ◆ Verificación de las condiciones de la soporteria y estructura.
- ◆ Verificación de las condiciones de aislamiento y protección del mismo.

6.4.2 Mantenimiento Trimestral

- ◆ Verificación rutinaria.
- ◆ Verificación de espesores (calibración) desde el exterior, estando la unidad en operación.

6.4.3 Mantenimiento Semestral

- ◆ Verificación rutinaria.
- ◆ Verificación de espesores (calibración) de todas las partes componentes, estando el equipo fuera de operación y desarmado.
- ◆ Verificación de la empaquetadura.

NOTA: Las temperaturas, caídas de presión y lecturas de calibración de espesores obtenidas, deben registrarse en forma tabulada e interpretadas por el personal de mantenimiento e inspección.

6.5 TRATAMIENTO Y MANTENIMIENTO DEL AGUA

6.5.1 Betz 2020. Es un producto orgánico para controlar la formación de fosfato de calcio, este producto permite trabajar con altas concentraciones de ortofosfato, para una apropiada protección contra la corrosión de materiales ferrosos, el agua de recirculación debe mantenerse a 20 p.p.m.

6.5.2 Betz 2040. Es un inhibidor de corrosión y controla la formación de incrustaciones. Es compatible con el Betz 2020. Es una mezcla de ortofosfato y polifosfato para protección de los metales ferrosos, fosfonato para prevenir el carbonato de calcio (incrustante) y un inhibidor de corrosión.

El agua de recirculación debe mantenerse 80 p.p.m.; se dosifica continuamente desde el tanque donde se tiene almacenado por medio de una bomba o la piscina de la torres.

El polifosfato es un término genérico usado para especificar varios químicos como: tripolifosfato o hexametafosfato. Son inhibidores catódicos, trabajando formando una película muy fina sobre el metal.

Los polifosfatos no reaccionan con otros agentes reductores en el agua de recirculación, aceites pesados, ni otros productos orgánicos interfieren con su efectividad.

6.5.3 Slimicide d364 y Slimicide j12. Ambos son biocidas para controlar el desarrollo de lamas originales por bacterias, hongos y algas, y complementar la acción del cloro.

Su dosificación es en choques de 24 p.p.m. para asegurar niveles mayores a las tolerancias de las especies microbiológicas normalmente encontradas, durante un tiempo suficiente en el sistema, se adicionan a un punto de buena agitación y distribución.

Para un buen control del crecimiento de lamas, es muy importante considerar lo siguiente:

a) Que se siga exactamente el programa de cloraciones (residual, tiempo, frecuencia).

b) Que se alternen los biocidas y que se adicionen en las cantidades recomendadas.

El programa de control microbiológico mensual se da en el Cuadro 57.

Cuadro 57. Control Microbiológico Mensual

SEMANAS	MARTES	VIERNES
Semana 1	Cloro	Cloro
Semana 2	Slimicide J-12	Cloro
Semana 3	Cloro	Cloro
Semana 4	Slimicide DE-364	Cloro

6.5.4 Betz 407-C. Es un dispersante de hidrocarburos. Este producto solo debe ser usado si el agua de enfriamiento sufre contaminación con hidrocarburos en su paso por el sistema. Dependiendo del grado de contaminación, se mantendrá 2 – 5 p.p.m. en la recirculación, dosificando en forma continua por goteo desde el tanque de almacenamiento hasta tener los niveles de hidrocarburos en el mínimo posible.

La necesidad de usar Betz 407-C, depende de la frecuencia de contaminaciones que tenga el sistema, cuando se tenga más de 10 p.p.m. de hidrocarburo.

6.5.5 Cloro. Es uno de los biocidas más efectivo que se emplean en aguas de enfriamiento. Deberá usarse de acuerdo con el programa de control microbiológico, clorando hasta obtener un residual de 0.4 – 0.6 p.p.m. y manteniéndolo así durante 4 horas en el retorno caliente. Se debe disponer de un equipo clorinador, el cual toma agua para su eyector por una línea de pulgadas, que se desprende del cabezal de descarga de una bomba adaptada para este fin.

Cuando el gas es introducido en el agua, éste hidroliza para formar ácido e hipoclorito, que tiene un efecto biocida primario.

6.5.6 Acido sulfúrico y soda cáustica. Para un buen control de la corrosión y el ensuciamiento, además del control en la dosificación de los productos anteriormente mencionados, es necesario un buen control del ph.

Para lograr lo anterior, en la línea de agua al eyector del clorinador se debe instalar un controlador de ph, con sus respectivas alarmas al tablero de control de alto o bajo ph, este controlador envía una señal neumática dependiendo de si el ph está alto o bajo para que arranque la bomba dosificadora de ácido o de soda según el caso.

El sistema de dosificación de ácido sulfúrico está construido por su respectivo tanque de almacenamiento, y sus bombas dosificadoras, siempre hay una lista a arrancar, para esto se debe tener un swiche selector.

El sistema de dosificación de soda cáustica opera de la misma manera que el sistema de ácido sulfúrico.

7. EVALUACION ECONOMICA DEL REDISEÑO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE TUBOCARIBE S.A.

7.1 EVALUACION DE LAS ALTERNATIVAS

7.1.1 Condiciones Generales de Evaluación

7.1.1.1 Denominación de las Alternativas. Las alternativas tendrán los siguientes nombres que las diferencian:

◆ **ALTERNATIVA 1:** Se llamará así, a la alternativa que no contempla cambios en la tubería (Archivo Tubocaribe 2), es decir, las condiciones actuales más cambios de equipos.

◆ **ALTERNATIVA 2:** Tomará este nombre la alternativa propuesta de rediseño (Archivo Tubocaribe 4).

7.1.1.2 Tiempo de duración para cada una de las alternativas

◆ **ALTERNATIVA 1:** 5 Años. Se estiman 5 años como alternativa del proyecto, basándose en las condiciones actuales de los elementos que la componen. Como se mencionó con anterioridad el sistema de tubería presenta un deterioro avanzado.

♦ **ALTERNATIVA 2:** 15 años. Se determina 15 años como vida útil del proyecto de rediseño.

7.1.1.3 Clase de evaluación a realizar. La evaluación a realizar tendrá las siguientes características:

a) Alternativa mutuamente excluyente: Como las dos alternativas están diseñadas para resolver el mismo problema, una sola de las dos será la elegida.

b) Alternativa que produce el mismo servicio: Se analizarán los costos de inversión inicial, costo por mantenimiento, costo por operación, y costo por reemplazo o reposición.

c) Las alternativas serán evaluadas en los costos que presenten diferencia entre cada alternativa.

d) Alternativa de diferente vida de servicio: Las alternativas tendrán diferente vida económica.

e) Reemplazo en condiciones reales: Es el más indicado modelo de igualación y presenta mayor confiabilidad.

- ◆ Tasa de aumento de costo por inflación 20%.
- ◆ Tasa mínima de retorno 30%.

7.2 ANALISIS DE COSTO DEL PROYECTO

7.2.1 Inversión Inicial. La inversión inicial para cada alternativa se presenta en las Tablas, las cuales contienen valores unitarios de cada uno de los elementos constitutivos de cada sistema y se totaliza en los Cuadros de valor total de la inversión.

Los valores unitarios obtenidos para el presupuesto, fueron obtenidos de diferentes empresas de esta ciudad y de otras ciudades del país (Anexo E) y además por los datos proporcionados por el departamento de mantenimiento y contabilidad de TUBOCARIBE S.A.

7.2.2 Costo por Mantenimiento.

Para la alternativa 1 se tiene:

- ◆ Limpieza de los intercambiadores de calor de tubo y coraza. Esta limpieza se realiza cada 4 meses. Estos datos son tomados de la historia de mantenimiento realizada en la planta y se hace a un costo de Setecientos Cincuenta Mil Pesos Mcte. (\$750.000) anuales.

- ◆ Mantenimiento Agua de Enfriamiento. Esto se hace cada mes a un costo aproximado de Ochocientos Cuarenta Mil Pesos Mcte. (\$840.000) anuales.

- ◆ Mantenimiento de las Bombas. A las bombas le hacen mantenimiento cada 4 meses a un costo de Doscientos Setenta Mil Pesos Mcte. (\$270.000) anuales.

- ◆ Mantenimiento de la Torre de Enfriamiento. Este mantenimiento se hace cada año a un costo de Doscientos Noventa Mil Pesos Mcte. (\$290.000).

Para la alternativa 2 se tiene:

- ◆ Mantenimiento de cada intercambiador de calor. Se realizará cada 6 meses a un costo de Quinientos Mil Pesos Mcte. (\$500.000) anuales.

- ◆ Mantenimiento de las bombas. El cual es realizado cada 6 meses a un costo de Ciento Ochenta Mil Pesos Mcte. (\$180.000) anuales.

- ◆ Mantenimiento de la Torre de Enfriamiento. Cada mes se le hace un mantenimiento visual a un costo de Cuanta Mil Pesos Mcte. (\$40.000) y anualmente se le hace otro mantenimiento más profundo a un costo de Doscientos Noventa Mil Pesos Mcte. (\$290.000), en total son Setecientos Setenta Mil Pesos Mcte. (\$770.000).

- ◆ Mantenimiento Bombas. Tiene el mismo costo para la alternativa 1.
- ◆ Mantenimiento Agua de Enfriamiento: Posee igual costo de mantenimiento de la alternativa 1.

7.2.3 Costos por Reemplazo

Para la alternativa 1:

- ◆ Cambios de las bombas. Este trabajo se hace al iniciar la alternativa a un costo de Dos Millones Trescientos Cincuenta y Un Mil Pesos Mcte. (\$2.351.000).
- ◆ Cambio de la Torre de Enfriamiento. Solo se hace al inicio de esta alternativa a un precio de Veinte Millones Seiscientos Tres Mil Pesos Mcte. (\$20.603.000).

Para la alternativa 2:

- ◆ Cambio de las Bombas. Las bombas para esta alternativa tienen un costo de Novecientos Dieciocho Mil Pesos Mcte. (\$918.000).
- ◆ Para el cambio de la Torre. Tiene el mismo costo de la alternativa 1.

Los costos por reemplazo para las dos alternativas hacen parte de la inversión inicial.

7.2.4 Costo por Operación

7.2.4.1 Potencia consumida por las bombas

Alternativa 1:

Para esta alternativa las bombas tendrán las siguientes características:

H = 153 m cabeza.

Q = 210 GPM (13.25 Lts/s) para cada bomba.

n ≥ 60% eficiencia.

$$\text{Como Potencia} = \frac{QH}{76.04n}.$$

Donde,

Q = Caudal (Litros/s).

H = Cabeza (metros).

n = Eficiencia %

Remplazando en la ecuación anterior se tiene:

$$Potencia = \frac{(13.25)(153)}{76.04(0.6)} = 44.43HP = 33.1 KW.$$

Como en realidad están trabajando dos bombas con las mismas características; la potencia consumida será: 66.2 KW.

$$\text{Costo de Bombeo} = Potencia * \frac{\$}{KW - hr} * \frac{hr}{año - servicio}.$$

Horas de servicio al año.

Servicios x día: 18 horas/día.

Servicio por año (365 días de trabajo) = 18 hr/día x 365 día/año = 6.570 hr/año.

Costo de Bombeo = 66.2 Kw x 76.5 \$/Kw –hr x 6.570 hr/año.

Costo de Bombeo = \$33.272.451.

Alternativa 2:

◆ Para este caso las bombas tendrán las siguientes características:

H = 60 metros.

Q = 210 GPM (13.25 Lts/s) para cada bomba.

$n \geq 60\%$.

Remplazando en la formula anterior y aplicando el mismo procedimiento de cálculo el consumo de energía es de: 34.85 Kw.

El costo de bombeo para esta alternativa viene siendo de:

Costo de bombeo = 34.85 Kw x 76.5 \$/Kw – hr x 6570 hr/año.

Costo de bombeo = \$17.515.784.

◆ Torre de enfriamiento:

La torre seleccionada fue la FV –225 la cual posee dos motores cada uno de 4.8 HP lo que seria igual a 9.6 HP (7.152 Kw).

Hora de servicio al año.

Servicio por día = 18 horas/día.

Servicio por año = 18 horas/día x 365 día/año = 6570 hr/año.

Costo de operación torre = 7.152 Kw x 76.5 \$/Kw – hr x 6570 hr/año.

Costo de operación torre = \$3.594.631.

7.3 CUADROS DE COSTOS UNITARIOS Y TOTALES DE LAS ALTERNATIVAS

Cuadro 58. Presupuesto de Inversión Inicial para la Alternativa 1

EQUIPOS	UND.	CAN.	\$/UNIDAD	COSTO TOTAL
Bomba	Und.	3	\$2.651.000	\$7.053.000
Torre de enfriamiento	Und.	1	\$20.603.000	\$20.603.000
TOTAL				\$27.656.000

Cuadro 59. Presupuesto de inversión inicial para la Alternativa 2.

MATERIAL/EQUIPO	UND.	CANT.	\$/UND.	COSTO TOTAL
MATERIALES				
Tubo 4" PVC RD21	Mts.	1.060	\$20.911	\$22.165.660
Tubo 4" acero Sch 40	Mts.	18	45.160	812.880
Tubo 6" acero Sch 40	Mts.	110	79.240	8.716.400
Tubo 8" acero Sch 40	Mts.	6	120.240	721.440
Tubo 10" acero Sch 40	Mts.	6	183.520	1.101.120
Tubo 2" acero Sch 40	Mts.	10	15.710	157.100
TEE 6" acero Sch 40	Und.	1	93.240	93.240
TEE 4" acero Sch 40	Und.	30	37.300	1.119.000
TEE 2" acero Sch 40	Und.	3	11.730	35.190
YES 10" acero Sch 40	Und.	1	143.000	143.000
YES 8" acero Sch 40	Und.	1	128.000	128.000
YES 6" acero Sch 40	Und.	6	115.000	690.000
Codos 90°	Und.	3	37.160	111.480
Codos 90° 2" acero Sch 40	Und.	10	3.540	35.400
Codos 90° 4" PVC	Und.	30	18.391	551.730
Codos 45° 6" acero Sch 40	Und.	3	29.220	87.660
Codos 45° 4" acero Sch 40	Und.	4	11.430	45.720
Reducción 10" – 8" acero	Und.	1	57.840	57.840
Reducción 8" – 6" acero	Und.	1	37.300	37.300
Reducción 6" – 4"	Und.	3	25.260	75.780
Reducción ecentrica 4" – 2" acero	Und.	3	18.530	55.590
Válvula globo 4"	Und.	8	445.840	3.566.720
Válvula mariposa 2	Und.	4	85.500	342.000
EQUIPOS				
Bomba	Und.	3	918.000	2.754.000
Torre de enfriamiento	Und.	1	20.603.000	20.603.000
TOTAL				\$64.207.250

Cuadro 60. Costos por Mantenimiento para la Alternativa 1

DESCRIPCION	VIDA DE SERVICIO	COSTO TOTAL
Mantenimiento Intercambiador	1 año	\$750.000
Mantenimiento de Bombas	1 año	\$270.000
Mantenimiento de Torre de Enfriamiento	1 año	\$290.000
Mantenimiento Agua de Enfriamiento	1 año	\$840.000
TOTAL		\$2.150.000

Cuadro 61. Costo por Operación la Alternativa 1

DESCRIPCION	VIDA DE SERVICIO	COSTO TOTAL
Costo de bombeo	1 año	\$33.272.451
Costo Torre de Enfriamiento	1 año	\$3.594.631
TOTAL		\$36.867.082

Cuadro 62. Costos por Mantenimiento para la Alternativa 1

DESCRIPCION	VIDA DE SERVICIO	COSTO TOTAL
Mantenimiento Intercambiador	1 año	\$500.000
Mantenimiento de Bombas	1 año	\$270.000
Mantenimiento de Torre de Enfriamiento	1 año	\$770.000
Mantenimiento Agua de Enfriamiento	1 año	\$840.000
TOTAL		\$2.380.000

Cuadro 63. Costo por Operación la Alternativa 1

DESCRIPCION	VIDA DE SERVICIO	COSTO TOTAL
Costo de bombeo	1 año	\$17.515.784
Costo Torre de Enfriamiento	1 año	\$3.594.631
TOTAL		\$21.110.415

7.4 EVALUACION ECONOMICA DE LAS ALTERNATIVAS

La evaluación económica tiene como objetivo, encontrar el costo presente neto de las dos alternativas, expuestas anteriormente.

Clases de valores:

- ◆ CPE: Costo presente equivalente.
- ◆ VP: Valor presente.
- ◆ VA: Valor anual.

Año de evaluación:

- ◆ **ALTERNATIVA 1:** Para esta alternativa los años de evaluación serán desde el año 0 hasta el año 15.

Cuadro 64. Exposición de Costo para la Alternativa 1

COSTO	CLASE DE VALOR	AÑO DE EVALUACION	VALOR DE COSTO
Inversión inicial	VP	0	\$27.656.000
Mantenimiento	VA	0-15	\$2.150.000
Operación	VA	0-15	\$36.867.082

Cuadro 65. Exposición de Costo para la Alternativa 2

COSTO	CLASE DE VALOR	AÑO DE EVALUACION	VALOR DE COSTO
Inversión inicial	VP	0	\$64.207.250
Mantenimiento	VA	0-15	\$2.380.000
Operación	VA	0-15	\$21.110.415

7.4.1 Evaluación para la Alternativa 1. Para esta alternativa se tiene:

VP_1 Alternativa 1: Corresponde el valor inicial de la inversión.

VA_1 Total Alternativa 1: Es igual a la suma de todas las anualidades de los diferentes conceptos de costo.

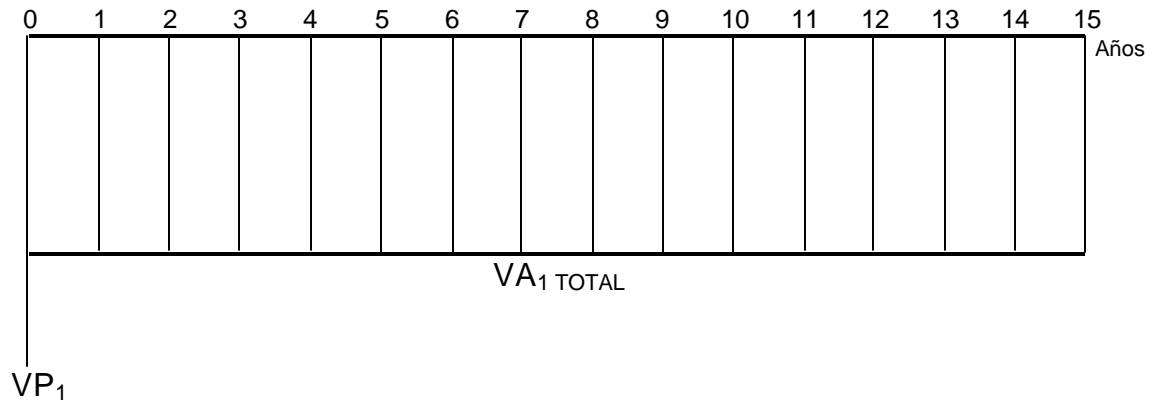
VA_1 Total = Costo mantenimiento + Costo Operación.

VA_1 Total = 2.150.000 + 36.867.082

VA_1 Total = \$39.017.082.

VP_1 = \$27.656.000.

Diagrama de tiempo para la Alternativa 1:



$$CPE_1 = VP_1 + VA_1 \text{ TOTAL} (P/T, s, i, n).$$

$$CPE_1 = \$27.656.000 + 39.0.17.082 (P/T, 20, 30, 15).$$

$$CPE_1 = \$27.656.000 + 39.0.17.082 \times 6.99.$$

$$CPE_1 = \$300.385.403.$$

7.4.2 Evaluación para la Alternativa 2. Para esta alternativa se tiene:

VP_2 Alternativa 2: Es igual a la inversión inicial.

VA_2 Total Alternativa 2: La anualidad total es igual a la suma de todas las anualidades de los diferentes conceptos de costo.

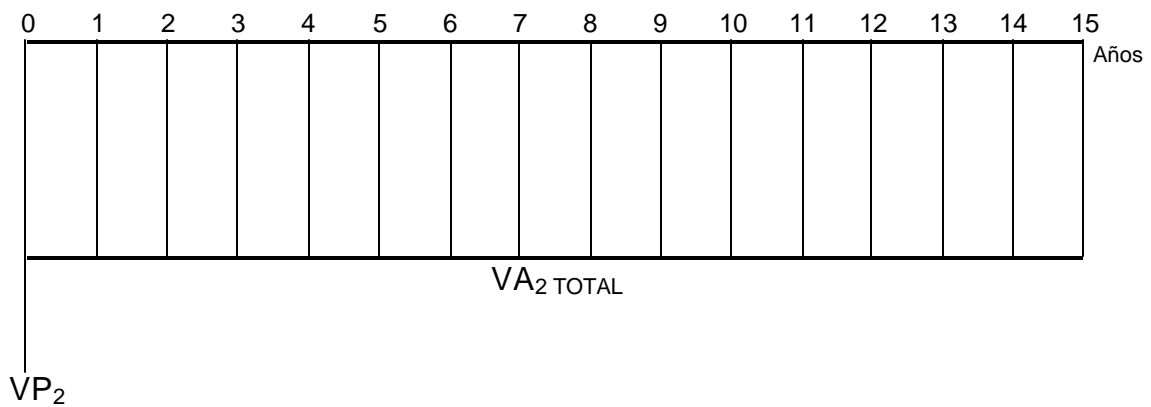
$$VP_2 \text{ Total} = \$64.207.250.$$

$$VA_2 \text{ Total} = \text{Costo mantenimiento} + \text{Costo Operación.}$$

$$VA_2 \text{ Total} = 2.380.000 + 21.110.415$$

$$VA_2 \text{ Total} = \$23.490.415.$$

Diagrama de tiempo para la Alternativa 1:



$$CPE_2 = VP_2 + VA_2 \text{ TOTAL} (P/T, s, i, n).$$

$$CPE_2 = \$64.207.250 + 23.490.415 (6.99).$$

$$CPE_2 = \$22.840.251.$$

7.5 EVALUACION DE LOS RESULTADOS

Para las dos alternativas los resultados arrojados por los cálculos son:

$$CPE_1 = \$300.385.403.$$

$$CPE_2 = \$22.840.251.$$

Se observa claramente en los resultados que la alternativa 2 es la más viable y la que presenta una mejor oportunidad a la empresa. Por otro lado para la Alternativa 1, se ve que presenta un sobre costo relativo a la Alternativa 2 del 131%.

Este análisis económico, más los parámetros propuestos, para solucionar nuestro problema, justifica optar necesariamente por la Alternativa 2.

8. CONCLUSIONES

Como se mencionó con anterioridad, el hecho de tener una tubería atacada por la corrosión y edad, al tener contacto permanente con un agua cruda agresiva, hace tener un sistema ineficiente desde el punto de vista hidráulico, aunque se encuentre funcionando. Por otra parte, al tener un coeficiente de Hazen- Williams cada vez menor, aumenta su rugosidad y por supuesto, la pérdida de energía o presión, las cuales tienen que ser absorbidas por las bombas, aumentando así su consumo energético.

Como se observó en la tabla comparativa de los archivos, con solo cambiar el tipo de tubería por una hidráulicamente más lisa como la tubería de P.V.C., se tiene un ahorro considerable de energía, lo cual permitiría recuperar la inversión realizada en el cambio propuesto en un tiempo relativamente corto.

Por otra parte, para la ampliación del sistema en cuanto a demanda de caudal, se presentan dos alternativas así :

- a) Cambiar el equipo de bombeo

- b) Cambiar las tuberías y el equipo

Como en el caso anterior, aparentemente la segunda solución aparece a primera vista más costosa, pero se debe recordar que el equipo de bombeo en el inciso (a) es mucho mayor y por ende más costoso que el necesario en el (b), y por otra parte el menor consumo de energía justifica cualquiera inversión, especialmente en este caso en que está plenamente justificada.

De igual manera se recomienda también diseñar y construir un nuevo montaje para el nuevo equipo que eliminen ángulos rectos en la succión e impulsión (a la salidas de la bombas) , pues arrojan pérdidas localizadas muy grandes, por la que se recomiendan ángulos de 45 ; también se debe instalar en la salida de cada bomba un manómetro para medir la presión, preferiblemente inmerso en glicerina para evitar así errores de lectura, y además son necesarios para controlar el funcionamiento del equipo (punto de operación en máxima eficiencia).

Por ultimo, en caso de adquirir el nuevo equipo de bombeo, deberán solicitar al fabricante curvas de potencia, eficiencia, caudal, NPSH etc., de la bomba para poder seleccionar aquella que mejor se comporte con el sistema desde el punto de vista económico ; y por otra parte se recomienda adquirir tres(3) unidades para el caso que trabajen dos y para tener una en stand-bye, que permita el mantenimiento preventivo al equipo y alargue así su periodo de vida útil.

Es importante destacar, que la tubería de P.V.C., requiere mucho menos mantenimiento que la tubería de acero, lo cual abaratará el precio a largo plazo, además se hace necesario implantar un programa de mantenimiento preventivo a la bomba de acuerdo a la información suministrada por el fabricante, donde indique los elementos y su periodicidad, repuesto, vida útil, hora de operación, etc.

BIBLIOGRAFIA

CHAPMAN, Alan. Heat Transfer. 3ª ed. New York : Mac Millan Publishing Co, Inc, 1974.

CRANE. Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías. 2ª ed. México : Editorial Mc Graw Hill, 1989.

KEMMER, Frank. Manual del Agua "Su naturaleza, tratamiento y aplicación". 1 ed. México : Editorial Mc Graw Hill, 1997. v. 3.

KERN, Donald. Procesos de transferencia de calor. 2ª ed. New York : Editorial Tebsa, 1993.

MATAIX, Claudio. Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas. 2ª ed. México : Harper y row publishers Inc, 1917.

MC NAUGHTON, Kenneth. Bombas "selección, uso y mantenimiento". 2ª ed. México : Editorial Mc Graw Hill, 1989.

MOTT, Robert. Mecánica de fluidos aplicada. 4ª ed. México : Editorial Prentice Hall, 1996.

SAWISTOWSKI, Henry. Métodos de cálculo en los procesos de transferencia de materia. 2ª ed. México : Editorial Alhambra S.A., 1980.

STREETER, Víctor. Mecánica de los fluidos. 8ª ed. México. Editorial Mc Graw Hill, 1988.

