

## **1. JUSTIFICACION:**

Con el crecimiento poblacional, el incremento de la demanda industrial y la contaminación, los recursos naturales se ven afectados y de por sí, el agua requerida para las necesidades humanas en el Ecuador se convierte en un problema vital, por lo que se presenta la urgencia de desarrollar tecnologías capaces de aprovechar los recursos hídricos disponibles como es el caso de la desalinización del agua de mar mediante la utilización de energía eólica, considerando obtener agua de calidad a bajos costos y con el menor uso de energía fósil, lo que representaría un bajo impacto ambiental.

En el Ecuador no existen tecnologías capaces de aprovechar el agua de mar como fuente de abastecimiento por medio de un sistema desalinizador que utilice energía eólica para su funcionamiento, es por ello la importancia de nuestro proyecto como alternativa de solución a este problema, un sistema desalinizador en el que el agua de mar sea evaporada por medio de resistencias eléctricas que funcionan por medio de un aerogenerador eólico, disminuyendo significativamente el impacto ambiental que provocan la utilización de energía fósil.

## **2. OBJETIVOS**

### **2.1. GENERAL**

- Diseñar y simular un sistema desalinizador de agua de mar mediante la utilización de energía eólica.

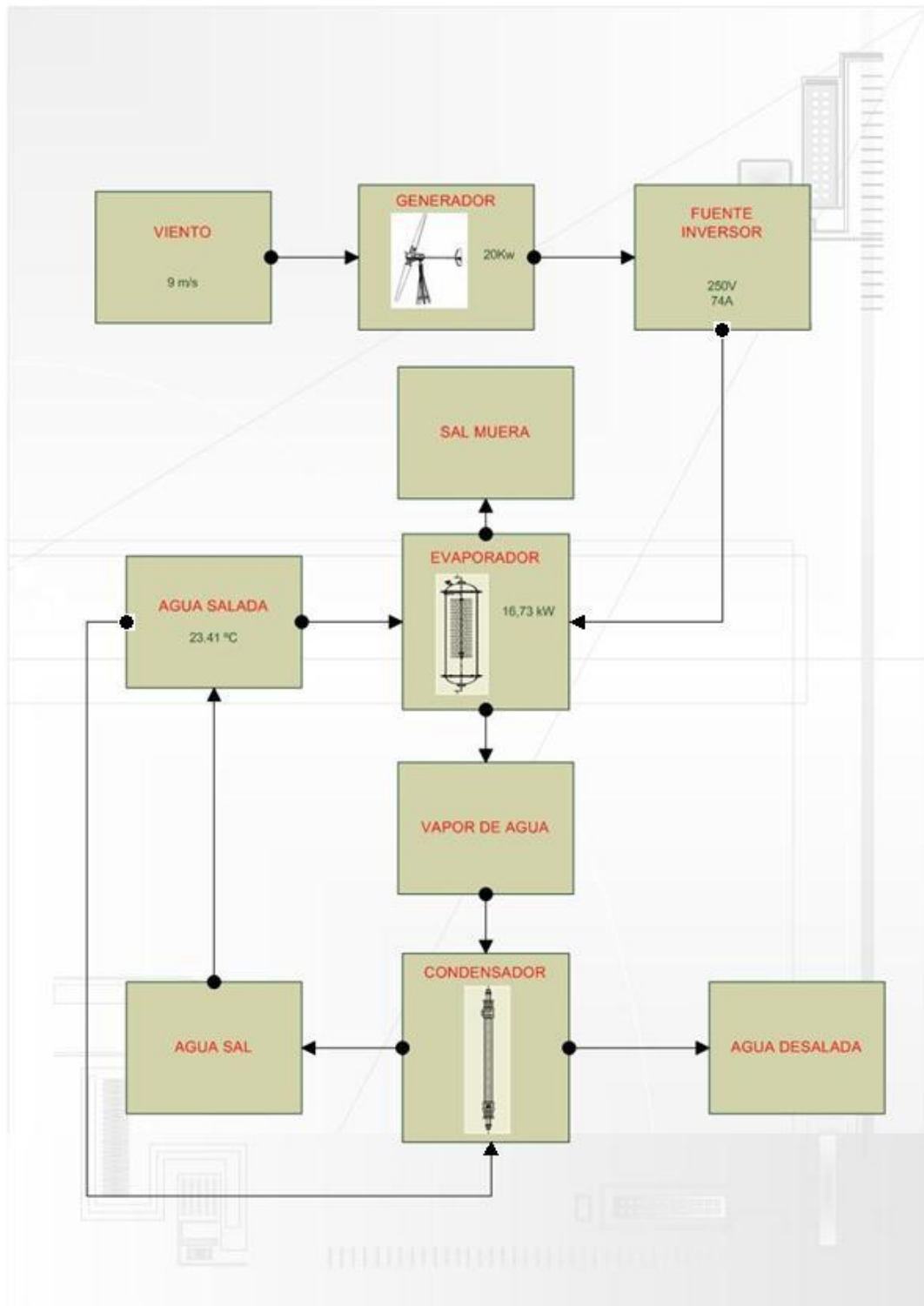
### **2.2. ESPECIFICOS**

- Conocer los conceptos básicos y aplicaciones de la energía eólica.
- Utilizar la fuerza producida por el viento sobre aerogeneradores eólicos como fuente de energía para el funcionamiento de un sistema de desalinización.
- Estudiar y comparar los diferentes tipos de sistemas de desalinización utilizados en la actualidad.
- Diseñar un sistema desalinizador de agua de mar para obtener agua dulce en una población cercana al mar.
- Determinar el impacto en costos y beneficios que se llegará a obtener mediante la implementación del sistema desalinizador.

### **3. HIPOTESIS:**

- Utilizando un modelo matemático que toma como referencia la teoría de la ebullición, condensación e intercambiadores de calor de doble tubo se puede diseñar una máquina desalinizadora de agua de mar.
- Manipulado un software para la simulación y la optimización se facilita y simplifica el desarrollo del diseño del sistema desalinizador.
- Con la maquina desalinizadora se produce agua para todo tipo de uso, a un costo menor que el del mercado.
- El uso del aerogenerador eólico como fuente de energía eléctrica resulta más económico que el uso de la red eléctrica.
- El consumo de energía de la máquina desalinizadora es semejante a otras plantas desalinizadoras existentes.

#### 4. ESQUEMA DE FUNCIONAMIENTO:



## **5. PARTES DE LA MAQUINA DESALINIZADORA DE AGUA DE MAR.**

- a. **AEROGENERADOR:** Convierte la energía producida por la fuerza del viento (eólica) en energía eléctrica.
  
- b. **FUENTE DE PODER:** Estabiliza, regula y provee de energía eléctrica al sistema.
  
- c. **EVAPORADOR:** Produce el cambio de fase del agua salada, por medio del calentamiento producido por una resistencia eléctrica.
  
- d. **CONDENSADOR:** Condensa el vapor proveniente del evaporador, por medio de una corriente de flujo frío.

## 6. MARCO METODOLOGICO

En este proyecto se ha optado por la utilización de los siguientes métodos:

### 6.1. METODO INDUCTIVO Y DEDUCTIVO

Este método se utilizara para la demostración de varias ecuaciones y postulados que son utilizados para el diseño de los modelos matemáticos que realizaremos en este proyecto.

**Inducción:** Es un modo de razonar que nos lleva:

- a) De lo particular a lo general.
- b) De una parte a un todo.

Inducir es ir más allá de lo evidente. La generalización de los eventos es un proceso que sirve de estructura a todas las ciencias experimentales, ya que éstas como la Física, la Química y la Biología se basan (en principio) en la observación de un fenómeno (un caso particular) y posteriormente se realizan investigaciones y experimentos que conducen a los científicos a la generalización.

**Deducción:** Es un tipo de razonamiento que nos lleva:

- a) De lo general a lo particular.
- b) De lo complejo a lo simple.

Pese a que el razonamiento deductivo es una maravillosa herramienta del conocimiento científico, si el avance de la ciencia se diera sólo en función de él, éste sería muy pequeño. Esto

se debe a que nuestra experiencia como humanos es limitada, depende de nuestros sentidos y de nuestra memoria.

La inducción y la deducción no son formas diferentes de razonamiento, ambas son formas de *inferencia*.

## **6.2. METODO COMPARATIVO.**

Este método se utilizara para comparar entre diferentes procesos de desalinización y además comparar desde el punto de vista económico-energético, el producto final con productos similares en el mercado.

El método comparativo suele ser popular en un estadio temprano de la evolución de un campo de investigación, cuando los científicos intentan salir del nivel inicial de los estudios de caso exploratorios a un nivel más avanzado de estructuras teóricas generales o leyes, como invariantes, causalidad o evolución.

El diseño de la investigación comparativa es simple. Estudiamos ejemplares que pertenecen al mismo grupo pero que difieren en algunos aspectos. Estas diferencias llegan a ser el foco de la examinación. La meta es descubrir por qué los casos son diferentes: para revelar la estructura subyacente general que genera o permite tal variación.

## 7. ALCANCE

El presente trabajo tiene como alcance el diseño y simulación mediante herramientas científicas de optimización y cálculo.

Según la OMS (Organización Mundial de la Salud), el consumo de agua promedio por habitante es de 50 litros por día en una zona rural, por lo tanto, el sistema del presente estudio será diseñado y simulado para cumplir con una producción de 400 litros por día de agua desalinizada, es decir, suplirá la necesidad de 8 personas.

Este sistema será factible aplicarlo en zonas costeras que presenten las siguientes características:

- Velocidad mínima del viento: 2,5 m/s
- Cercanía de la población hacia un estero, mar o brazo de mar
- Escaso o nulo suministro de agua potable
- Disponibilidad de espacio físico para la implementación del sistema

El presente proyecto involucra solamente el diseño y simulación del sistema desalinizador como el condensador, evaporador, etc. El aerogenerador y las partes como tanques de almacenamiento, tuberías y accesorios, son equipos existentes en el mercado y no serán considerados como parte del diseño.



## **8. RESUMEN**

El presente trabajo trata sobre el diseño y simulación de un sistema de desalinización de agua de mar mediante la utilización de energía eólica, se construyó primeramente el modelo matemático como esqueleto de soporte de todo el proyecto, para después introducirlo en el software *Crystal Ball*, para optimizar los resultados y su respectiva simulación.

Se analizaron un conjunto de temas teóricos relacionados con termodinámica, transferencia de calor, diseño de tanques, soldadura, etc., para diseñar el modelo matemático para los cálculos del proyecto, cabe anotar que este modelo propone una alternativa prácticamente nueva ya que casi no existe información sobre este tipo de desalinizadores y se ha tratado de realizar un diseño lo mas preciso y metódico posible.

En el diseño consta el dimensionamiento de tuberías de acuerdo a la presión, temperatura de funcionamiento, control y balances energéticos, y el dimensionamiento de las bombas y demás elementos como válvulas y accesorios.

Todo esto con el fin de contribuir al cuidado del medio ambiente incentivando el uso de energías renovables y pensando en las necesidades básicas de las poblaciones costeras más pobres y olvidadas, lamentablemente este tipo de proyectos son muy costosos y tendrían que ser los gobiernos de turno los que implementen este tipo de soluciones.

## INDICE GENERAL

CAPITULO I .....	1
MARCO TEORICO .....	1
1.1. Energía eólica .....	2
1.1.1. Ventajas de la energía eólica.....	4
1.1.2. Desventajas de la energía eólica.....	6
1.1.3. Energía eólica en el Ecuador .....	7
1.2. AEROGENERADORES .....	12
1.2.1. Tipos de aerogeneradores.....	12
1.2.2. Partes principales de un aerogenerador estandar.....	18
1.2.3. Partes del generador.....	19
1.3. DESALINIZACION DEL AGUA DE MAR.....	22
1.3.1. Atractivo de las energías renovables para la desalinización del agua de mar.....	23
1.3.2. Procesos de desalinización.....	24
1.3.3. Análisis de los procesos.....	47
1.4. PROCESOS DE CONDENSACION Y EVAPORACION.....	53
1.4.1. Parametros tridimensionales en la ebullición y la condensación.....	54
1.4.2. Modos de ebullición.....	55
1.4.3. Correlaciones de ebullición de alberca.....	63
1.4.4. Condensación mecanismos físicos.....	74
1.4.5. Condensación de película laminar sobre una placa vertical.....	77
1.4.6. Condensación de película turbulenta.....	84
1.5. BALANCES DE MATERIA .....	89
1.5.1. Programa de análisis de problemas de balance de materia.....	92
1.6. LIMITANTES PARA EL GAS IDEAL.....	96
1.7. EFICIENCIA ISOENTROPICA EN BOMBAS.....	97
1.8. EFICIENCIA ISOENTROPICA DE TOBERAS.....	98
1.9. ECUACION GENERAL DE LA ENERGIA.....	99
1.9.1. Fricción del fluido.....	100
1.9.2. Válvulas y conectores.....	100
1.9.3. Nomenclatura de pérdidas y adiciones de energía.....	101
1.9.4. Ecuación general de la energía.....	102
1.9.5. Flujo laminar y flujo turbulento.....	103
1.9.6. Número de Reynolds.....	106
1.9.7. Perfiles de velocidad.....	108
1.10. PERDIDAS DE ENERGIA DEBIDO A LA FRICCION.....	109
1.10.1. Ecuación de Darcy.....	109
1.10.2. Pérdidas de fricción en flujo laminar.....	110

1.10.3. Pérdidas de fricción en flujo turbulento.....	112
1.10.4. Ecuaciones del factor de fricción.....	116
1.10.5. Fuentes de pérdidas menores.....	118
1.11. DISEÑO DE ELEMENTOS POR RESISTENCIA A LA FATIGA.....	129
1.11.1. Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga.....	130
1.12. JUNTAS CON EMPAQUETADURA.....	145
1.13. MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR.....	147
1.13.1. Conducción.....	147
1.13.2. Convección.....	147
1.13.3. Radiación.....	147
1.13.4. Ecuación de la velocidad de transferencia de calor por conducción: <i>LEY DE FOURIER</i> .....	148
1.13.5. Flujo de calor a través de paredes cilíndricas.....	151
1.14. INTERCAMBIADORES DE DOBLE TUBO.....	153
1.14.1. Coeficientes de película para fluidos en anillos.....	155
1.14.2. Factores de obstrucción.....	155
1.14.3. Superficie de transferencia de calor requerida.....	159
1.14.4. Longitud requerida.....	159
1.14.5. Número de tubos y de horquillas requeridos.....	160
1.14.6. Superficie Suministrada.....	160
1.14.7. Coeficiente de diseño corregido.....	160
1.15. TANQUES SOMETIDOS A PRESION.....	161
1.15.1. Presión de operación.....	161
1.15.2. Presión de diseño.....	161
1.15.3. Máxima presión permitida de operación.....	161
1.15.4. Eficiencia de las juntas.....	163
1.15.5. Diseño de tanques sometidos a presión interna.....	165
1.16. SOLDADURAS EN TANQUES DE ALMACENAMIENTO.....	170
1.16.1. Juntas verticales del cuerpo.....	171
1.16.2. Juntas horizontales.....	172
1.16.3. Soldadura del fondo.....	172
1.16.4. Juntas de la placa del fondo.....	173
1.16.5. Junta del cuerpo-fondo.....	173
1.16.6. Juntas para anillos anulares.....	174
1.16.7. Juntas de techo y perfil de coronamiento.....	175
1.16.8. Recomendaciones para procedimientos de soldadura.....	177
1.16.9. Símbolos a utilizar en soldadura.....	179

## CAPITULO II

DISEÑO Y SIMULACION DEL LA MAQUINA DESALINIZADORA DE AGUA DE MAR, MEDIANTE LA UTILIZACION DE (Crystal Ball).....	190
2.1 SIMULACION.....	190
2.2. QUE ES CRYSTAL BALL.....	191
2.3. CARACTERIZACION DE VARIABLES DE ENTRADA.....	192
2.4. DEFINICION DE VARIABLES DE RESULTADOS.....	193
2.5. ENTORNO DE SIMULACION.....	194
2.5.1. Ejecución de la simulación.....	194
2.6 OPTIMIZACION CON OPTQUEST.....	195
2.6.1. Tipos de modelos de optimización.....	195
2.6.2. Como construir un modelo de optimización.....	196
2.6.3. Variables de decisión.....	197
2.6.4. Ejecución.....	197
2.7. CONDENSADOR.....	198
2.7.1. Diámetro interior del tubo.....	198
2.7.2. Temperatura de evaluación para propiedades de líquido saturado.....	199
2.7.3. Número de Jakob.....	200
2.7.4. Calor latente modificado de condensación.....	200
2.7.5. Factor de corrección.....	201
2.7.6. Coeficiente total de transferencia de calor de condensación.....	202
2.7.7. Flujo laminar de calor.....	203
2.7.8. Flujo máxico de agua.....	204
2.7.9. Número de Reynolds.....	205
2.7.10. Estimación del número de Reynolds.....	206
2.7.11. Coeficiente total de condensación.....	207
2.7.12. Flujo de calor.....	208
2.7.13. Flujo de calor por unidad de longitud.....	209
2.7.14. Flujo de calor por unidad de área.....	210
2.7.15. Flujo máxico de agua condensada.....	211
2.7.16. Flujo máxico de vapor.....	211
2.7.17. Caudal de agua desalinizado.....	213
2.7.18. Temperatura en el interior del tubo.....	214
2.7.19. Espesor de película de condensado.....	215
2.8. EVAPORADOR.....	216
2.8.1. Temperatura de evaluación para propiedades de vapor de agua saturada.....	216
2.8.2. Temperatura de exceso.....	217
2.8.3. Densidad relativa del agua de mar.....	218

2.8.4. Densidad del agua de mar .....	218
2.8.5. Coeficiente de transferencia de calor por convección.....	219
2.8.6. Coeficiente de transferencia de calor por radiación .....	220
2.8.7. Coeficiente total de evaporización.....	221
2.8.8. Flujo de calor.....	222
2.8.9. Flujo de calor por unidad de longitud.....	223
2.8.10. Flujo de calor por unidad de área.....	224
2.8.11. Flujo máxico de vapor.....	225
2.8.12. Flujo máxico de agua de mar.....	226
2.8.13. Cloruro de Sodio.....	227
2.8.14. Cloruro de magnesio.....	227
2.8.15. Sulfato neutro de sodio .....	227
2.8.16. Cloruro de calcio.....	228
2.8.17. Cloruro de Sodio.....	228
2.8.18. Cloruro de magnesio.....	229
2.8.19. Sulfato neutro de sodio .....	229
2.8.20. Cloruro de calcio.....	230
2.8.21. Cloruro de Sodio.....	230
2.8.22. Cloruro de magnesio.....	231
2.8.23. Sulfato neutro de sodio .....	231
2.8.24. Cloruro de calcio.....	232
2.8.25. Caudal de agua de mar.....	233
<b>2.9. TANQUE CONDENSADOR.....</b>	<b>234</b>
2.9.1. Caudal de agua de mar.....	234
2.9.2. Flujo máxico de agua de mar.....	235
2.9.3. Temperatura de salida del agua de mar.....	236
2.9.4. Coeficiente de convección corregido.....	236
2.9.5. Coeficiente total limpio.....	237
2.9.6. Coeficiente de diseño.....	238
2.9.7. Diferencial de temperaturas .....	239
2.9.8. Superficie requerida.....	240
2.9.9. Longitud requerida.....	240
2.9.10. Número de tubos.....	241
2.9.11. Número de horquillas.....	242
2.9.12. Superficie suministrada.....	242
2.9.13. Coeficiente de diseño corregido.....	243
2.9.14. Factor de impurezas corregido.....	244
2.9.15. Razón de capacidad calorífica de vapor.....	245

2.9.16. Razón de Capacidad Calorífica de Agua de Mar .....	245
2.9.17. Eficiencia del condensador .....	246
<b>2.10. TANQUE EVAPORADOR .....</b>	<b>247</b>
2 10.1. Diámetro normal del calentador .....	247
2 10.2. Paso del elemento calentador .....	248
2 10.3. Desarrollo del elemento calentador .....	248
2 10.4. Número de espiras del elemento calentador .....	249
2 10.5. Longitud del calentador .....	249
2 10.6. Diámetro interior del tanque .....	250
2 10.7. Área transversal del tanque .....	250
2 10.8. Nivel de agua de mar .....	251
2 10.9. Velocidad de pérdida de agua .....	252
2 10.10. Tiempo de consumo de la columna x1 .....	253
2 10.11. Velocidad de generación de sal .....	253
2 10.12. Tiempo de llenado de sal .....	254
2 10.13. Número de descargas de sal .....	255
2 10.14. Longitud interior total del tanque .....	256
2 10.15. Presión de trabajo .....	257
2 10.16. Presión de diseño .....	258
2 10.17. Presión de diseño normalizada .....	258
2 10.18. Espesor de diseño del cuerpo .....	259
2 10.19. Espesor de diseño de la tapa .....	259
2 10.20. Espesor de pared del cuerpo .....	260
2 10.21. Espesor de pared de la tapa .....	261
2 10.22. Espesor de pared .....	262
2 10.23. Longitud exterior total del tanque .....	262
2 10.24. Presión permisible en el cuerpo .....	263
2 10.25. Presión permisible en la tapa .....	263
2 10.26. Esfuerzo longitudinal .....	264
2 10.27. Esfuerzo circunferencial .....	265
2 10.28. Diámetro exterior del tanque .....	266
2 10.29. Diámetro exterior de la brida .....	266
2 10.30. Longitud de agarre .....	267
2 10.31. Rigidez efectiva estimada del perno .....	267
2 10.32. Rigidez efectiva de los elementos .....	268
2 10.33. Constante de unión .....	269
2 10.34. Fuerza de separación .....	270
2 10.35. Límite de resistencia a la fatiga de la muestra .....	270

2.10.36. Factor de superficie .....	271
2.10.37. Factor de tamaño.....	271
2.10.38. Factor de confiabilidad.....	272
2.10.39. Factor de temperatura .....	272
2.10.40. Factor de concentración de esfuerzo .....	272
2.10.41. Factor de efectos diversos.....	273
2.10.42. Límite de resistencia a la fatiga del elemento.....	273
2.10.43. Carga Límite .....	274
2.10.44. Fuerza de sujeción o precarga.....	275
2.10.45. Fuerza de sujeción o precarga mínima.....	276
2.10.46. Fuerza de sujeción o precarga máxima.....	276
2.10.47. Diámetro de posición de los pernos.....	277
2.10.48. Circunferencia del círculo de posición.....	277
2.10.49. Diámetro de separación.....	278
2.10.50. Masa normal de agua evaporada.....	279
2.10.51. Eficiencia del Evaporador .....	280
<b>2.11. ANÁLISIS DEL CICLO .....</b>	<b>280</b>
2.11.1. Entalpía real a la salida de la bomba.....	281
2.11.2. Trabajo isentrópico de la bomba.....	282
2.11.3. Trabajo real de la bomba.....	283
2.11.4. Potencia real requerida para la bomba.....	283
2.11.5. Calor generado en el evaporador.....	284
2.11.6. Entropía del vapor saturado.....	284
2.11.7. Calidad del vapor generado a la entrada del condensador.....	285
2.11.8. Entalpía isentrópica a la entrada del condensador .....	285
2.11.9. Entalpía real a la entrada del condensador.....	286
2.11.10. Calor rechazado por el condensador.....	287
<b>2.12. RESISTENCIA .....</b>	<b>287</b>
2.12.1. Área transversal de la resistencia.....	287
2.12.2. Diámetro normal del revestimiento.....	288
2.12.3. Paso de la hélice de la resistencia .....	288
2.12.4. Número de espiras .....	289
2.12.5. Desarrollo de la hélice de la resistencia.....	289
2.12.6. Resistencia eléctrica .....	290
2.12.7. Intensidad eléctrica.....	291
2.12.9. Voltaje.....	291
<b>2.13. DIMENSIONAMIENTO DE LA BOMBA (EVAPORADOR) .....</b>	<b>292</b>
2.13.1. Caudal de llenado.....	292

2.13.2. Diámetro calculado en la tubería de succión .....	293
2.13.3. Factor de pérdida en codos en la tubería de succión .....	294
2.13.4. Diámetro calculado en la tubería de descarga .....	295
2.13.5. Factor de pérdidas de codos en la tubería de descarga .....	296
2.13.6. Presión de descarga .....	296
2.13.7. Número de Reynolds en la succión .....	297
2.13.8. Factor de fricción en la succión .....	298
2.13.9. Numero de Reynolds en la descarga .....	301
2.13.10. Factor de fricción en la descarga .....	302
2.13.11. Energía suministrada al sistema .....	304
<b>2.13. DIMENSIONAMIENTO DE LA BOMBA (CONDENSADOR) .....</b>	<b>307</b>
2.13.1. Diámetro calculado en la tubería de succión .....	307
2.13.2. Factor de pérdida de codos en la tubería de succión .....	308
2.13.3. Diámetro calculado en tubería de descarga .....	309
2.13.4. Factor de pérdidas de codos en la tubería de descarga .....	310
2.13.5. Número de Reynolds en la succión .....	310
2.13.6. Factor de fricción en la succión .....	311
2.13.7. Número de Reynolds en la descarga .....	314
2.13.8. Factor de fricción en la descarga .....	315
2.13.9. Energía suministrada al sistema .....	317
2.13.10. Velocidad del vapor .....	320
<b>CAPITULO III .....</b>	<b>321</b>
<b>CONTRASTACION DE RESULTADOS .....</b>	<b>321</b>
3.1. COSTO DEL KWH DETERMINADO MEDIANTE LA PRODUCCION DE ENERGIA A LO LARGO DE SU VIDA UTIL .....	321
3.2. AMORTIZACIONES DEL AEROGENERADOR Y DE LA MAQUINA DESALINIZADORA .....	323
3.2.1. amortización del aerogenerador .....	324
3.2.2. amortización de la máquina desalinizadora .....	325
3.3. KWh EN FUNCION DEL VOLUMEN DE PRODUCCION .....	326
3.4. COSTO EN FUNCION DEL VOLUMEN DE PRODUCCION .....	330
3.5. COMPARACION DE COSTOS DEL KWh .....	331
3.6. COMPARACION DEL COSTO DEL m <sup>3</sup> DE AGUA .....	332
3.7. COMPARACION DEL COSTO DEL m <sup>3</sup> DE AGUA EN EL MERCADO .....	334
3.8. COMPARACION DEL GASTO PROMEDIO ENERGETICO EN DISTINTAS PLANTAS DESALINIZADORAS QUE TRABAJAN CON CAMBIO DE FASE .....	337
CONCLUSIONES .....	337
RECOMENDACIONES .....	337
BIBLIOGRAFIA .....	337



## PLANOS

## ANEXOS

Anexo 1. Reporte de optimización del condensador

Anexo 2. Reporte de optimización del evaporador

Anexo 3. Reporte de optimización del tanque condensador

Anexo 4. Reporte de optimización del tanque evaporador

Anexo 5. Reporte de optimización del dimensionamiento de la bomba- evaporador

Anexo 6. Reporte de optimización del dimensionamiento de la boma-condensador

Anexo 7. Reporte de optimización del dimensionamiento de la tubería de vapor

Anexo 8. Reporte de determinación de la bomba-condensador con HydroFlo

Anexo 9. Reporte de determinación de la bomba- evaporador con HydroFlo

Anexo 10. Diagrama de control del PLC

Anexo 11. Diagrama de conexiones del PLC

Anexo 12. Perspectivas 3d del sistema de desalinización de agua de mar

Anexo 13. Propiedades termodinámicas del agua saturada (Cengel)

Anexo 14. Propiedades termodinámicas del agua saturada (Incropera)

Anexo 15. Propiedades termodinámicas del agua saturada (Karlekar)

Anexo 16. Características de las roscas métricas para pernos

Anexo 17. Dimensiones de tuberías de acero (IPS)

Anexo 18. Factor de confiabilidad para pernos sometidos a fatiga

Anexo 19. Factor teórico de concentración de esfuerzos en pernos

Anexo 20. Cotizaciones.

## INDICE DE TABLAS

### CAPITULO I

Tabla 1. Beneficios de un Parque eólico de 10 MW.....	6
Tabla 2. Escala del viento Beaufort y sus equivalencias.....	8
Tabla 3. Velocidades y dirección del viento en Esmeraldas.....	9
Tabla 4. Velocidades y dirección del viento en Bahía de Caráquez.....	9
Tabla 5. Velocidades y dirección del viento en Murciélago Manta.....	10
Tabla 6. Velocidades y dirección del viento en Salinas.....	10
Tabla 7. Velocidades y dirección del viento en Guayaquil.....	11
Tabla 8. Velocidades y dirección del viento en Machala.....	11
Tabla 9. Capacidad instalada mundial de las distintas tecnologías utilizadas en la desalinización.....	48
Tabla 10. Rugosidad de diferentes tipos de conductos.....	113
Tabla 11. Longitud equivalente para distintos diámetros de conducto.....	127
Tabla 12. Factor de fricción para diferentes medidas de conductos.....	128
Tabla 13. Factores de confiabilidad correspondientes a una desviación estándar del 8% del límite de fatiga.....	138
Tabla 14. Conexiones para intercambiadores de doble tubo.....	154
Tabla 15. Factores de impurezas.....	158
Tabla 16. Tipos de juntas soldadas.....	163
Tabla 17. Limitaciones al aplicar distintos tipos de soldadura.....	164
Tabla 18. Propiedades de los materiales.....	168
Tabla 19. Valores máximos de esfuerzo permitido a tensión.....	169

Tabla 20. Dimensiones de filetes de soldadura en función del espesor de la placa.....	174
---	-----

## INDICE DE FIGURAS

### CAPITULO I

Figura 1. Mapa de velocidades y dirección del viento en la costa Ecuatoriana.....	8
Figura 2. Partes de un Aerogenerador estándar.....	18
Figura 3. Partes del Generador propiamente dicho.....	19
Figura 4. Esquema de funcionamiento de un destilador de un solo efecto.....	27
Figura 5. (Esquema de funcionamiento de una Planta de Destilación en Múltiple Efecto)....	29
Figura 6. Principio de Ósmosis Inversa.....	33
Figura 7. (Proceso de Electrodiálisis).....	34
Figura 8. Diferentes diseños de Solar Stills.....	37
Figura 9. Ejemplo de Colector Desalinizador Compacto (C.D.C).....	40
Figura 10. C.D.C con mecha porosa como absorbente.....	41
Figura 11. C.D.C tipo multi-efecto.....	41
Figura 12. Diseño de un C.D.C tipo escalera.....	42
Figura 13. Ejemplo de un diseño de C.D.C con condensador separado.....	42
Figura 14. Esquema de un sistema solar MED típico.....	45
Figura 15. Sistema Solar y Eólico mediante Ósmosis Inversa.....	47
Figura 16. Distribución de temperaturas en ebullición de alberca saturada en una interfaz líquido – vapor.....	57

Figura 17. Aparato de calentamiento de potencia controlada de Nukiyama para la demostración de la curva de ebullición.....	58
Figura 18. Curva de ebullición de Nukiyama para agua saturada a presión atmosférica.....	59
Figura 19. Curva típica para agua a 1 atm.....	60
Figura 20. Inicio de la crisis de ebullición.....	62
Figura 21. Formación de lugares de nucleación. (a) Cavidad mojada sin vapor atrapado. (b).....	70
Figura 22. Regímenes de flujo para ebullición por convección forzada dentro de un tubo.....	74
Figura 23. Modos de condensación. (a) Película. (b) Condensación de gotas sobre una superficie. (c) Condensación homogénea o formación de niebla que resulta del aumento de presión. (d) Condensación por contacto directo.....	75
Figura 24. Condensación sobre una superficie vertical. (a) De gotas. (b) Película.....	76
Figura 25. a. Efectos de la capa límite relacionados con la condensación de película en una superficie vertical.....	77
Figura 26. Condiciones de capa límite asociadas con el análisis de Nusselt para una placa vertical de ancho $b$ .....	79
Figura 27. Condensación de película en una placa vertical.....	85
Figura 28. Número de Nusselt modificado para condensación en una placa vertical.....	86
Figura 29. Condensación de película en (a) una esfera (b) un solo tubo horizontal (c) una hilera vertical de tubos horizontales con una lámina continua de condensado (d) con condensado que gotea.....	88
Figura 30. Sistema de flujo (abierto) definido por la línea interrumpida.....	90

Figura 31. Sistema de volumen especificado en el cual se efectuaran balances de materia.....	90
Figura 32. Representación gráfica de los términos de acumulación y flujo a través de las fronteras del sistema en el balance de materia.....	92
Figura 33. Grafica limitante para gas ideal.....	97
Figura 34. Flujo laminar en un conducto circular.....	104
Figura. 35 Corriente de tinta en flujo laminar.....	104
Figura 36. Flujo tranquilo sobre un muro.....	105
Figura 37. Corriente de tinta que se mezcla en un flujo turbulento.....	105
Figura 38. Perfiles de velocidad para flujos en conductos.....	109
Figura 39. Rugosidad de la pared de un conducto.....	113
Figura 40. Explicación de las partes del diagrama de Moody.....	115
Figura 41. Dilatación súbita.....	119
Figura 42. Coeficiente de Resistencia – Dilatación Súbita.....	121
Figura 43. Pérdidas de salida al fluir el fluido de un conducto hacia un depósito estático.....	122
Figura 44. Coeficiente de resistencia de entrada.....	123
Figura 45. Válvula de globo.....	123
Figura 46. Válvula de ángulo.....	124
Figura 47. Válvula de compuerta.....	124
Figura 48. Válvula de verificación tipo giratorio.....	124
Figura 49. Válvula de verificación tipo bola.....	125
Figura 50. Válvula de Mariposa.....	125
Figura 51. Codos de conducto.....	126
Figura 52. Tes estándar.....	126

Figuras 53. Factores de modificación de acabado superficial para el acero.....	132
Figura 54. (a) Distribución del esfuerzo por flexión elástico y real según Von Phillip. (b) Variación del factor de tamaño con el diámetro.....	134
Figura 55. Efecto del tamaño de probeta sobre el límite de fatiga en flexión y torsión con inversiones.....	135
Figura 56. Gráficas de distribución de esfuerzo y de resistencia.....	137
Figura 57. Gráfica del factor de temperatura para dos aceros forjados y una aleación de aluminio del tipo forjado.....	140
Figura 58. Barra de sección circular en torsión con estrechamiento y entalle.....	142
Figura 59. Diagrama de sensibilidad a las ranuras para aceros y aleaciones de aluminio forjado.....	143
Figura 60. Algunos tipos de empaques utilizados para evitar fugas en juntas.....	146
Figura 61. Conductividad térmica de algunos sólidos típicos.....	151
Figura 62. Intercambiador de doble tubo.....	153
Tabla 63. Conexiones para intercambiadores de doble tubo.....	153
Figura 64. Diámetros de los ánulos y localización de coeficientes.....	156
Figura 65. Localización de los factores de obstrucción y coeficientes de transferencia de calor.....	157
Figura 66. Detalles típicos de soldaduras longitudinales.....	171
Figura 67. Detalles típicos de soldaduras circunferenciales.....	172
Figura 68. Detalles típicos de soldadura de fondo.....	175
Figura 69. Preparación del material a soldar entre cuerpo-fondo.....	176
Figura 70. Detalles típicos de soldadura de techo.....	176
Figura 71. Símbolos básicos en la representación de soldadura.....	179
Figura 72. Símbolos de diferentes tipos de filetes de soldadura.....	179

Figura 73. Nomenclatura estándar de soldadura.....	180
Figura 74. Símbolos constructivos de soldadura.....	181
Figura 75. Símbolos para las soldaduras de canal.....	182
Figura 76. Símbolos de soldadura de canal cuadrados.....	182
Figura 77. Símbolos de soldadura de canal en V.....	183
Figura 78. Nomenclatura de soldadura de canal en V.....	184
Figura 79. Nomenclatura de soldadura de canal en V garganta efectiva.....	184
Figura 80. Nomenclatura de soldadura de canal en V lado biselado.....	185
Figura 81. Símbolos de soldadura de canal en U.....	185
Figura 82. Símbolos de soldadura de canal en J.....	186
Figura 83. Símbolos de soldadura de canal en V curva.....	186
Figura 84. Soldadura de canal con bisel curvo.....	187
Figura 85. Penetración saliente y barra o elemento de respaldo.....	187
Figura 86. Soldadura con barra de respaldo.....	188
Figura 87. Soldadura de conexión y de óvalos.....	189
 CAPITULO III	
Figura 88. Amortización anual del aerogenerador eólico.....	324
Figura 89. Amortización anual de la máquina desalinizadora.....	326
Figura 90. Diagrama de resultados de simulación de la producción de agua desalinizada....	327
Figura 91. Diagrama de resultados de simulación de la potencia requerida.....	328
Figura 92. Diagrama de la potencia requerida en función de la producción de agua Desalinizada.....	329
Figura 93. Precio medio del KWh para el distribuidor en el mercado ocasional.....	331
Figura 94. Comparación de costos del KWh.....	332

Figura 95. Comparación de costos del m <sup>3</sup> de agua.....	334
Figura 96. Comparación del costo del m <sup>3</sup> en el mercado.....	335
Figura 97. Comparación del costo del l en el mercado.....	336
Figura 98. Comparación del gasto energético de diferentes plantas desalinizadoras.....	337



## INDICE DE ECUACIONES

### CAPITULO I

Ecuación (1) Coeficiente de convección en función de las propiedades termodinámicas.....	54
Ecuación (2) Coeficiente de convección en función de ( $\pi$ ) grupos.....	54
Ecuación (3) Coeficiente de convección en función de grupos adimensionales.....	54
Ecuación (4) Ley de enfriamiento de Newton aplicada a procesos de ebullición.....	55
Ecuación (5) Influencia de los lugares de nucleación sobre la transferencia de calor en el régimen de ebullición nucleada de alberca.....	64
Ecuación (6) Flujo de calor respecto al exceso de temperatura en el régimen de ebullición nucleada de alberca.....	64
Ecuación (7) Flujo crítico de calor para régimen de ebullición de alberca nucleada.....	65
Ecuación (8) Flujo crítico de calor de extensión infinita para régimen de alberca nucleada...	65
Ecuación (9) Flujo mínimo de calor.....	66
Ecuación (10) Coeficiente de convección para régimen de ebullición de alberca de película.....	67
Ecuación (11) Calor latente modificado para procesos de ebullición.....	67
Ecuación (12) Temperatura de película para evaluación de propiedades termodinámicas en procesos ebullición.....	67
Ecuación (13) Coeficiente de transferencia de calor total para procesos de ebullición.....	68
Ecuación (14) Coeficiente de transferencia de calor total para procesos de ebullición cuando el coeficiente de radiación es menor al coeficiente de convección.....	68
Ecuación (15) Coeficiente de radiación efectivo .....	68

Ecuación (16) Coeficiente de convección efectivo.....	68
Ecuación (17) Temperatura de subenfriamiento.....	69
Ecuación (18) Aumento del flujo de calor en función de las temperaturas en régimen de convección natural.....	70
Ecuación (19) Flujo crítico de calor a baja velocidad en régimen de convección forzada externa.....	72
Ecuación (20) Flujo crítico de calor a alta velocidad en régimen de convección forzada externa.....	72
Ecuación (21) Número de Weber.....	72
Ecuación (22) Ecuación de momento.....	79
Ecuación (23) Fuerza del cuerpo dentro de la película de condensado.....	79
Ecuación (24) Ecuación de momento en función del gradiente de presión.....	79
Ecuación (25) Perfil de velocidad en la película de condensado.....	80
Ecuación (26) Flujo de masa de condensado por unidad de ancho.....	80
Ecuación (27) Ancho de película de condensado.....	80
Ecuación (28) Balance energético en la película de condensado.....	80
Ecuación (29) Flujo de calor superficial.....	80
Ecuación (30) Derivada del espesor de película en función de la longitud del cuerpo.....	81
Ecuación (31) Primera derivada del espesor de película en función de la longitud del cuerpo.....	81
Ecuación (32) Simplificación de la derivada del espesor de película en función de la longitud del cuerpo.....	81
Ecuación (33) Espesor de película en función de la longitud de interés.....	81
Ecuación (34) Calor latente corregido para procesos de condensación.....	81

Ecuación (35) Calor latente corregido para procesos de condensación en función del número de Jakob.....	82
Ecuación (36) Flujo de calor superficial en función del coeficiente de convección local....	82
Ecuación (37) Coeficiente de convección local.....	82
Ecuación (38) Coeficiente de convección local en función del calor latente corregido para procesos de condensación.....	82
Ecuación (39) Coeficiente de convección promedio para la placa.....	82
Ecuación (40) Número de Nusselt promedio.....	83
Ecuación (41) Temperatura de película para evaluación de propiedades termodinámicas en procesos condensación.....	83
Ecuación (42) Ley de enfriamiento de Newton aplicada a la transferencia de calor hacia la superficie en procesos de condensación.....	83
Ecuación (43) Velocidad total de condensación.....	83
Ecuación (44) Número de Reynolds aplicado como criterio de transición.....	84
Ecuación (45) Flujo de masa de condensado.....	84
Ecuación (46) Número de Reynolds en función del flujo de masa de condensado.....	84
Ecuación (47) Número de Reynolds para régimen laminar.....	85
Ecuación (48) Número de Nusselt para régimen laminar.....	85
Ecuación (49) Número de Nusselt para régimen laminar ondulado.....	86
Ecuación (50) Número de Nusselt para régimen turbulento.....	86
Ecuación (51) Coeficiente de convección promedio para esferas y tubos horizontales.....	87
Ecuación (52) Coeficiente de convección promedio para una hilera de N tubos.....	87
Ecuación (53) Coeficiente de convección promedio para una hilera de N tubos simplificado.....	87
Ecuación (54) Ecuación general para balances de materia.....	91

Ecuación (55) Ecuación general para balances de materia simplificada.....	92
Ecuación (56) Eficiencia isoentrópica para bombas.....	97
Ecuación (57) Eficiencia isoentrópica para bombas en función del cambio de entalpía.....	98
Ecuación (58) Eficiencia isoentrópica para toberas.....	98
Ecuación (59) Eficiencia isoentrópica para toberas en función del cambio de entalpía.....	99
Ecuación (60) Pérdidas menores de energía dentro del sistema.....	101
Ecuación (61) Ecuación general de la energía.....	102
Ecuación (62) Energía del fluido por unidad de peso.....	102
Ecuación (63) Ecuación general de la energía considerando dos puntos dentro del sistema.....	102
Ecuación (64) Número de Reynolds aplicado como criterio de identificación de flujos.....	106
Ecuación (65) Número de Reynolds aplicado como criterio de identificación de flujos simplificado.....	106
Ecuación (66) Criterio a dimensional del número de Reynolds.....	106
Ecuación (67) Pérdidas mayores de energía dentro del sistema (Ecuación de Darcy).....	110
Ecuación (68) Pérdidas de energía por fricción dentro de sistema en régimen de flujo laminar.....	110
Ecuación (69) Pérdidas de energía por fricción dentro de sistema en régimen de flujo laminar simplificado.....	111
Ecuación (70) Factor de fricción en régimen de flujo laminar.....	111
Ecuación (71) Factor de fricción en régimen de flujo laminar simplificado.....	111
Ecuación (72) Factor de fricción en régimen de flujo laminar en función del número de Reynolds.....	111
Ecuación (73) Factor de fricción en régimen de flujo laminar en función del número de Reynolds implementado en régimen de flujo turbulento.....	116

Ecuación (74) Factor de fricción en régimen de flujo turbulento en función de la rugosidad relativa.....	116
Ecuación (75) Factor de fricción en frontera de régimen de flujo turbulento.....	117
Ecuación (76) Factor de fricción en régimen de transición.....	117
Ecuación (77) Factor de fricción en régimen de transición en función del número de Reynolds.....	117
Ecuación (78) Factor de fricción en régimen de flujo turbulento simplificado.....	118
Ecuación (79) Pérdidas de energía en función del coeficiente de resistencia.....	119
Ecuación (80) Pérdidas de energía en función de la velocidad de flujo promedio.....	120
Ecuación (81) Coeficiente de resistencia.....	120
Ecuación (82) Pérdida de energía a la salida del sistema.....	121
Ecuación (83) Coeficiente de resistencia en función de la longitud equivalente.....	126
Ecuación (84) Límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico.....	131
Ecuación (85) Factor de tamaño.....	135
Ecuación (86) Límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria.....	136
Ecuación (87) Población combinada de esfuerzos.....	137
Ecuación (88) Variable estandarizada.....	137
Ecuación (89) Confiabilidad.....	138
Ecuación (90) Factor de confiabilidad.....	139
Ecuación (91) Factor de temperatura.....	140
Ecuación (92) Factor de concentración de esfuerzos.....	141
Ecuación (93) Factor de modificación por concentración de esfuerzos.....	142
Ecuación (94) Sensibilidad a las ranuras.....	142
Ecuación (95) Factor de concentración de esfuerzos simplificado.....	142

Ecuación (96) Espaciamiento crítico entre pernos.....	146
Ecuación (97) Ley de Fourier.....	148
Ecuación (98) Ley de Fourier en función de la conductividad térmica del material.....	138
Ecuación (99) Ley de Fourier aplicada al calor transmitido en la dirección de la normal a la superficie isotérmica.....	149
Ecuación (100) Ley de Fourier en función de la velocidad de transparencia de calor.....	149
Ecuación (101) Ley de Fourier en función de la densidad del flujo de calor en dirección de la normal.....	149
Ecuación (102) Ecuación general del flujo de calor.....	149
Ecuación (103) Diferencial de temperaturas.....	149
Ecuación (104) Conductividad térmica.....	150
Ecuación (105) Conductividad térmica en función de la temperatura.....	150
Ecuación (106) Ecuación general del flujo de calor a través de paredes cilíndricas.....	151
Ecuación (107) Temperatura en función de las constantes de integración.....	152
Ecuación (108) Condiciones de borde para el radio de la pared cilíndrica.....	152
Ecuación (109) Condiciones de borde para las constantes de integración.....	152
Ecuación (110) Temperatura exterior en una pared cilíndrica.....	152
Ecuación (111) Resistencia a la temperatura en una pared cilíndrica.....	153
Ecuación (112) Coeficiente de transferencia de calor en función de los diámetros del tubo.....	155
Ecuación (113) Coeficiente de transferencia de calor total.....	156
Ecuación (114) Coeficiente de transferencia de calor total simplificado.....	156
Ecuación (115) Coeficiente de transferencia de calor de diseño.....	157
Ecuación (116) Factor de impurezas.....	158
Ecuación (117) Coeficiente de transferencia de calor de diseño simplificado.....	158

Ecuación (118) Factor de impurezas corregido.....	158
Ecuación (119) Diferencial de temperaturas para intercambiar de doble tubo.....	159
Ecuación (120) Superficie de transferencia de calor requerida.....	159
Ecuación (121) Longitud requerida.....	159
Ecuación (122) Número de tubos requeridos.....	160
Ecuación (123) Número de horquillas requeridas.....	160
Ecuación (124) Superficie de transferencia de calor suministrada.....	160
Ecuación (125) Coeficiente de diseño corregido.....	161
Ecuación (126) Espesor de pared para cascos cilíndricos.....	165
Ecuación (127) Presión permisible para cascos cilíndricos.....	165
Ecuación (128) Espesor de pared para cabezales hemisféricos.....	166
Ecuación (129) Presión permisible para cabezales hemisféricos.....	166

## GLOSARIO

$A_{tem}$ : Diferencial de temperaturas media logaritmica para intercambiadores de doble tubo

$A_{re}$ : Superficie requerida de transferencia de calor

$a_m$ : Superficie requerida por metro lineal

$A_s$ : Superficie suministrada

$AT$ : Área transversal del tanque

$A_{et}$ : Area de esfuerzo de tensión

$A$ : Area transversal de la resistencia

$A_{se}$ : Área de la tubería de succión en el evaporador

$A_{de}$ : Área de la tubería de descarga en el evaporador

$A_{sc}$ : Area de la tubería de succión en el condensador

$A_{dc}$ : Area de la tubería de descarga en el condensador

$C_{pf}$ : Calor específico de líquido saturado

$C_{pg}$ : Calor específico de vapor saturado

$CaCl_2$ : Cloruro de calcio

$C_{p_{fmar}} @ T_{amb}$ : Calor específico del agua de mar a temperatura ambiente

$C_h$ : Razón de capacidad calorífica de vapor

$C_c$ : Razón de capacidad calorífica de agua de mar



$C$ : Corrosión

$C_u$ : Constante de unión

$C_{cp}$ : Circunferencia del círculo de posición

$C_{ces}$ : Cantidad de codos en la succión

$C_{ced}$ : Cantidad de codos en la descarga

$D_i'$ : Diámetro interior del tubo de transferencia del condensador

$D_o'$ : Diámetro exterior del tubo de transferencia del condensador

$DR_{fmar}$ : Densidad relativa del agua de mar

$D$ : Diámetro del revestimiento de la resistencia

$Dn_c$ : Diámetro normal del calentador

$Dt_c$ : Diámetro tangencial del calentador

$DT_i$ : Diámetro interior del tanque

$DT_o$ : Diámetro exterior del tanque

$Db_o$ : Diámetro exterior de la brida

$d_p$ : Diámetro nominal del perno

$D_{pp}$ : Diámetro de posición de los pernos

$D_{sep}$ : Diámetro de Separación

$d$ : diámetro del alambre de resistencia

$Dn_r$ : Diámetro normal del revestimiento

$D_{ise}'$ : Diámetro calculado de la tubería de succión del evaporador

$D_{ide}'$ : Diámetro calculado en la tubería de descarga del evaporador

$D_{se}$ : Diámetro normalizado de la tubería de succión en el evaporador

$D_{de}$ : Diámetro normalizado de la tubería de descarga en el evaporador

$D_{isc}'$ : Diámetro calculado de la tubería de succión del condensador

$D_{idc}'$ : Diámetro calculado en la tubería de descarga del condensador

$D_{sc}$ : Diámetro normalizado de la tubería de succión en el condensador

$D_{dc}$ : Diámetro normalizado de la tubería de descarga en el condensador

$D_{iec}$ : Diámetro interior de la tubería normalizado

$e'$ : Espesor de pared del tubo de transferencia del condensador

$E_p$ : Módulo de elasticidad del perno

$E_b$ : Módulo de elasticidad

$E_j$ : Eficiencia de la junta

$E_{vapor}$ : Energía del vapor

$FC$ : Factor de corrección

$F$ : Fuerza de Separación

$F_p$ : Carga límite

$F_i$ : Fuerza de sujeción o precarga

$F_{i\ min}$ : Precarga mínima

$F_{i\ max}$ : Precarga máxima

$f_{se}$ : Factor de fricción en la succión del evaporador

$f_{de}$ : Factor de fricción en la descarga del evaporador

$f_{sc}$ : Factor de fricción en la succión del condensador

$f_{dc}$ : Factor de fricción en la descarga del condensador

$g$ : Gravedad

$h_{fg}$ : Calor latente

$h'_{fg}$ : Calor latente de condensación modificado

$h_{Lfl}$ : Coeficiente total de transferencia de calor de condensación

$h_{Lc}$ : Coeficiente total de condensación

$h_{conv}$ : Coeficiente de transferencia de calor por convección

$h_{rad}$ : Coeficiente de transferencia de calor por radiación

$\bar{h}$ : Coeficiente total de evaporización

$h_{Lio}$ : Coeficiente de convección corregido

$h_{2a}$ : Entalpía real a la salida de la bomba

$h_3@T_{sat}$ : Entalpía de vapor saturado a temperatura de saturación

$h_{4s}$ : Entalpía isoentrópica a la entrada del condensador

$h_{4a}$ : Entalpía real a la entrada del condensador

$h_3@T_{sat}$ : Entalpía de vapor saturado a temperatura de saturación

$h'_1$ : Factor de pérdidas dentro del sistema

$h_1@T_{atm}$ : Entalpía de líquido comprimido a temperatura ambiente

$h_1$ : Pérdidas mayores

$h_{lm}$ : Pérdidas menores

$h_{tans}$ : Nivel de agua de succión

$I$ : Intensidad o corriente eléctrica

$J_a$ : Número de Jakob

$k_f$ : Conductividad térmica

$k$ : Conductividad térmica del material

$k_b$ : Factor de tamaño

$k_m$ : Rigidez efectiva estimada de los elementos

$k_a$ : Factor de superficie

$k_c$ : Factor de confiabilidad

$k_d$ : Factor de temperatura

$k_e$ : Factor de Concentracion de Esfuerzo

$k_f$ : Factor de efectos diversos

$k_f$ : Factor de efectos diversos

$k_{ces}$ : Factor de pérdida en los codos de la tubería de succión

$k_{ces}'$ : Factor total de pérdida en los codos de la tubería de succión

$k_{ced}$ : Factor de pérdida en los codos de la tubería de descarga

$k_{ced}'$ : Factor total de pérdida en los codos de la tubería de descarga

$k_{bed}$ : Factor de pérdida en entrada de borde cuadrado en la descarga

$k_{bes}$ : Factor de pérdida en entrada de borde cuadrado en la succión

$L'$ : Longitud del tubo de transferencia

$L$ : Longitud lineal del revestimiento de la resistencia

$L_{re}$ : Longitud requerida de transferencia de calor

$L_c$ : Longitud del elemento calentador

$LT_e$ : Longitud interior total del tanque

$LT$ : Longitud total del evaporador

$LT_e$ : Longitud total Interior del evaporador

$Lb_a$ : Longitud de la aleta de la brida

$l$ : Longitud de agarre

$Lr$ : Longitud del revestimiento de la resistencia

$Ll_r$ : Longitud lineal de la resistencia

$m_c$ : Flujo másico laminar de agua en el condensador

$m_{ac}$ : Flujo másico de agua condensada

$m_{vc}$ : Flujo másico de vapor en el condensador

$m_{ae}$ : Flujo másico del agua de mar

$m_{ve}$ : Flujo másico de vapor en el evaporador

$MgCl_2$ : Cloruro de magnesio

$m_{am}$ : Flujo másico de agua de mar para enfriamiento

$M_{na}$ : Masa normal de agua evaporada

$M_{ae}$ : Masa de agua evaporada

$NaCl$ : Cloruro de sodio

$Na_2SO_4$ : Sulfato neutro de sodio

$N_t$ : Número de tubos

$N_o$ : Número de horquillas

$n_c$ : Número de espiras del elemento calentador

$N_m$ : Nivel del agua de mar

$N_s$ : Nivel de sal

$Nd_s$ : Número de descargas de sal

$N_v$ : Nivel de vapor

$n$ : Factor de seguridad

$N$ : Número de pernos aproximado

$n_r$ : Número de espiras

$NRE_s$ : Número de Reynolds en la succión

$NRE_d$ : Número de Reynolds en la descarga

$P_c$ : Paso del elemento calentador

$P_t$ : Presión de Trabajo

$P_{vg}$ : Presión de Vapor manométrica

$P_{dN}$ : Presión de diseño normalizada

$P_d$ : Presión de diseño

$[P_c]$ : Presión máxima permisible en el cuerpo

$[P_t]$ : Presión máxima permisible en la tapa

$P_{sat}$ : Presión de saturación

$P_{atm}$ : Presión atmosférica

$P_r$ : Paso de la helice del espiral de resistencia

$P_{dc}$ : Presión de descarga en el condensador

$P_v$ : Presión de vapor

$P_{de}$ : Presión de descarga en el evaporador

$q_c$ : Flujo de calor laminar en el condensador

$q_{cs}$ : Flujo total de calor de condensación

$q_c's$ : Flujo total de calor de condensación por unidad de longitud

$q_c''s$ : Flujo total de calor de condensación por unidad de área

$Q_{ac}$ : Caudal de agua destilada

$q_{es}$ : Flujo total de calor de evaporación

$q_e's$ : Flujo total de calor de evaporación por unidad de longitud

$q_e''s$ : Flujo total de calor de evaporación por unidad de área

$Q_{ae}$ : Caudal de agua de mar

$Q_{am}$ : Caudal de agua de mar para enfriamiento

$q$ : Sensibilidad a las Ranuras

$q_L$ : Calor rechazado por el condensador

$q_H$ : Calor generado en el evaporador

$Q_{II}$ : Caudal necesario para llenado del tanque evaporador

$Q_n$ : Caudal suministrado por la bomba

$Re$ : Número de Reynolds

$Re_c$ : Número de Reynolds estimado de condensación

$R_{fc}$ : Factor de impurezas corregido

$R_c$ : Desarrollo del elemento calentador

$R_r$ : Desarrollo de la helice de la resistencia

$R$ : Resistencia eléctrica

$r'_i$ : Radio interior del tubo de transferencia

$Rv_s$ : Rugosidad del material en la succión

$Rv_d$ : Rugosidad del material en la descarga

$R_f$ : Factor de impurezas

$S_c$ : Esfuerzo de tensión del material del cuerpo

$S_t$ : Esfuerzo de tensión del material de la tapa

$S_1$ : Esfuerzo longitudinal

$S_2$ : Esfuerzo circunferencial

$S'_e$ : Límite de resistencia a la fatiga de la muestra

$S_{ut}$ : Resistencia última mínima a tensión

$S_e$ : Límite de resistencia a la fatiga del elemento



$S_p$ : Resistencia límite mínima a tensión

$s_{g3}@T_{sat}$ : Entropía de vapor saturado a temperatura de saturación

$s_{4s}$ : Entropía isoentrópica a la entrada del condensador

$s_f@T_{atm}$ : Entropía de líquido saturado a temperatura ambiente

$s_g@T_{atm}$ : Entropía de vapor saturado a temperatura ambiente

$T_{fc}$ : Temperatura de película de condensación

$T_{sc}$ : Temperatura de superficie del tubo de transferencia del condensador

$T_{sat}$ : Temperatura de saturación

$t$ : Tiempo de operación

$T_i$ : Temperatura interior del tubo de transferencia

$T_{se}$ : Temperatura de superficie del tubo de transferencia del evaporador

$T_{amo}$ : Temperatura de salida del agua de mar para enfriamiento

$T_{ami}$ : Temperatura de ingreso del agua de mar para enfriamiento

$T_{vi}$ : Temperatura de ingreso del vapor

$T_{vo}$ : Temperatura de salida del condensado de vapor

$tx_1$ : Tiempo de Consumo de Columna x1

$tx_2$ : Tiempo de llenado de sal

$t_{dc}$  = Espesor de diseño del Cuerpo

$t_{dt}$ : Espesor de diseño de la tapa

$t_{pc}$ : Espesor de pared del cuerpo

$t_{pt}$ : Espesor de pared de la tapa

$t_c$ : Espesor de chapa

$t_a$ : Espesor de la arandela

$t_{ll}$ : Tiempo de llenado del tanque evaporador

$U_C$ : Coeficiente de transferencia de calor total limpio

$U_D$ : Coeficiente de transferencia de calor de diseño

$U_{dc}$ : Coeficiente de diseño de transferencia de calor corregido

$v_f$ : Volumen específico de líquido saturado

$V_{fr}$ : Velocidad de agua de mar para enfriamiento

$V_a$ : Velocidad de pérdida de agua

$V_g$ : Velocidad de Generación de Sal

$v_1@T_{atm}$ : Volumen específico de líquido comprimido a temperatura ambiente

$V$ : Voltaje eléctrico

$V_{fs}$ : Velocidad del fluido en la succión de la bomba

$V_{fd}$ : Velocidad del fluido en la descarga de la bomba

$V_{fl}$ : Velocidad del fluido

$V_v$ : Velocidad del vapor

$W_{2s}$ : Trabajo isoentrópico de la bomba

$W_{2a}$ : Trabajo real de la bomba

$W_{ab}$ : Potencia real requerida para la bomba

$x$  = Columna de Agua de Mar hacia la Pared

$x_1$ : Columna de Agua de Mar hacia el Nivel Superior

$x_2$ : Columna de Agua de Mar hacia el Nivel Inferior

$x_{4s}$ : Calidad del vapor generado

$Z_d$ : Altura de descarga

$\alpha$ : Ángulo de la espiral del elemento calentador

$\alpha_e$ : Angulo de espiral

$\gamma$ : Constante de Boltzman

$\gamma_{H_2O}$ : Peso específico del agua

$\delta_f$ : Densidad de líquido saturado

$\delta_g$ : Densidad de vapor saturado

$\delta_{fmar}$ : Densidad del agua de mar

$\delta_{H_2O} @ T_{sat}$ : Densidad del agua a temperatura de saturación

$\delta_{fmar} @ T_{amb}$ : Densidad del agua de mar a temperatura ambiente

$\delta_w$ : Densidad de las impurezas

$\delta_{H_2O}$ : Densidad del agua

$\varepsilon$ : Hemisividad hemisférica

$\epsilon_{fc}$ : Eficiencia del condensador

$\epsilon_{fe}$ : Eficiencia del evaporador

$\eta_b$ : Eficiencia isoentrópica de la bomba

$\mu_f$ : Viscosidad de líquido saturado

$\mu_{mar}$ : Viscosidad del agua de mar

$\rho$ : Resistividad del material

$\delta(L)$ : Espesor de película de condensado

$\Delta T_e$ : Temperatura de exceso

# **CAPITULO I**

## **MARCO TEORICO**

### **INTRODUCCION**

En este capítulo consta la teoría e información general necesaria para el desarrollo del diseño de nuestro proyecto.

Se podrá encontrar que es la energía eólica, los distintos tipos de aerogeneradores a si como las formas existentes de desalinización de agua de mar y toda la teoría correspondiente a ebullición, condensación, e intercambiadores de calor de doble tubo, entre otros conceptos importantes.

## 1.1. ENERGIA EOLICA

Es la energía obtenida del viento, o sea, la energía cinética generada por efecto de las corrientes de aire y que es transformada en otras formas útiles para las actividades humanas. La energía del viento está relacionada con el movimiento de las masas de aire que se desplazan de áreas de alta presión atmosférica hacia áreas adyacentes de baja presión, con velocidades proporcionales al gradiente de presión.

Los vientos son generados a causa del calentamiento no uniforme de la superficie terrestre por parte de la radiación solar, entre el 1 y 2 % de la energía proveniente del sol se convierte en viento. De día, las masas de aire sobre los océanos, los mares y los lagos se mantienen frías con relación a las áreas vecinas situadas sobre las masas continentales. Los continentes absorben una menor cantidad de luz solar, por lo tanto el aire que se encuentra sobre la tierra se expande, y se hace por lo tanto más liviana y se eleva. El aire más frío y más pesado que proviene de los mares, océanos y grandes lagos se pone en movimiento para ocupar el lugar dejado por el aire caliente.

Para poder aprovechar la energía eólica es importante conocer las variaciones diurnas y nocturnas y estacionales de los vientos, la variación de la velocidad del viento con la altura sobre el suelo, la entidad de las ráfagas en espacios de tiempo breves y valores máximos ocurridos en series históricas de datos con una duración mínima de 20 años. Es también importante conocer la velocidad máxima del viento, para poder utilizar la energía del viento, es necesario que este alcance una velocidad mínima de  $12 \text{ km/h}$ , y que no supere los  $65 \text{ km/h}$ .

El término eólico viene del latín Aeolicus, perteneciente o relativo a Eolo, dios de los vientos en la mitología griega. La energía eólica ha sido aprovechada desde la antigüedad para mover

los barcos impulsados por velas o hacer funcionar la maquinaria de molinos al mover sus aspas.

En la actualidad, la energía eólica es utilizada principalmente para producir energía eléctrica mediante aerogeneradores. A finales del 2007, la capacidad mundial de los generadores eólicos fue de 94.1 GW. Mientras la eólica genera alrededor del 1% del consumo de electricidad mundial, representa alrededor del 19% de la producción eléctrica en Dinamarca, 9% en España y Portugal, y un 6% en Alemania e Irlanda (Datos del 2007). La energía eólica es un recurso abundante, renovable, limpio y ayuda a disminuir las emisiones de gases de efecto invernadero al reemplazar termoeléctricas a base de combustibles fósiles, lo que la convierte en un tipo de energía verde. Sin embargo, el principal inconveniente es su intermitencia.

La energía del viento es utilizada mediante el uso de máquinas eólicas (o aeromotores) capaces de transformar la energía eólica en energía mecánica de rotación utilizable, ya sea para accionar directamente las máquinas de operación, como para la producción de energía eléctrica. En este último caso, el sistema de conversión, (que comprende un generador eléctrico con sus sistemas de control y de conexión a la red) es conocido como aerogenerador.

La baja densidad energética, de la energía eólica por unidad de superficie, trae como consecuencia la necesidad de proceder a la instalación de un número mayor de máquinas para el aprovechamiento de los recursos disponibles. El ejemplo más típico de una instalación eólica está representado por los "parques eólicos" (varios aerogeneradores implantados en el territorio conectados a una única línea que los conecta a la red eléctrica local o nacional). En la actualidad se utiliza sobre todo para mover aerogeneradores. En estos la energía eólica mueve una hélice y mediante un sistema mecánico se hace girar el rotor de un generador, normalmente un alternador, que produce energía eléctrica. Para que su instalación resulte rentable, suelen agruparse en concentraciones denominadas parques eólicos.

### **1.1.1. VENTAJAS DE LA ENERGIA EOLICA**

La energía eólica no contamina, es inagotable y frena el agotamiento de combustibles fósiles contribuyendo a evitar el cambio climático. Es una tecnología de aprovechamiento totalmente madura y puesta a punto. Es una de las fuentes más baratas, puede competir en rentabilidad con otras fuentes energéticas tradicionales como las centrales térmicas de carbón (considerado tradicionalmente como el combustible más barato), las centrales de combustible e incluso con la energía nuclear, si se consideran los costes de reparar los daños medioambientales.

El generar energía eléctrica sin que exista un proceso de combustión o una etapa de transformación térmica supone, desde el punto de vista medioambiental, un procedimiento muy favorable por ser limpio, exento de problemas de contaminación, etc. Se suprimen radicalmente los impactos originados por los combustibles durante su extracción, transformación, transporte y combustión, lo que beneficia la atmósfera, el suelo, el agua, la fauna, la vegetación, etc.

Evita la contaminación que conlleva el transporte de los combustibles; gas, petróleo, gasoil, carbón. Reduce el intenso tráfico marítimo y terrestre cerca de las centrales. Suprime los riesgos de accidentes durante estos transportes: limpiezas y mareas negras de petroleros, traslados de residuos nucleares, etc. No hace necesaria la instalación de líneas de abastecimiento: canalizaciones a las refinerías o las centrales de gas.

La utilización de la energía eólica para la generación de electricidad presenta nula incidencia sobre las características fisicoquímicas del suelo o su erosionabilidad, ya que no se produce ningún contaminante que incida sobre este medio, ni tampoco vertidos o grandes movimientos de tierras. Al contrario de lo que puede ocurrir con las energías convencionales, la energía eólica no produce ningún tipo de alteración sobre los acuíferos ni por consumo, ni por contaminación por residuos o vertidos. La generación de electricidad a partir del viento no



produce gases tóxicos, ni contribuye al efecto invernadero, ni destruye la capa de ozono, tampoco crea lluvia ácida. No origina productos secundarios peligrosos ni residuos contaminantes.

Cada  $KW/h$  de electricidad generada por energía eólica en lugar de carbón, evita:

- 0,60 Kg. De  $CO_2$ , dióxido de carbono,
- 1,33 gr. De  $SO_2$ , dióxido de azufre,
- 1,67 gr. De  $NO_x$ , óxido de nitrógeno.

La electricidad producida por un aerogenerador evita que se quemen diariamente miles de litros de petróleo y miles de kilogramos de lignito negro en las centrales térmicas. Ese mismo generador produce idéntica cantidad de energía que la obtenida por quemar diariamente 1.000 Kg de petróleo. Al no quemarse esos Kg de carbón, se evita la emisión de 4.109 Kg de  $CO_2$ , lográndose un efecto similar al producido por 200 árboles.

Se impide la emisión de 66 Kg de dióxido de azufre  $SO_2$  y de 10 Kg de óxido de nitrógeno  $NO_x$  principales causantes de la lluvia ácida.

La energía eólica es independiente de cualquier política o relación comercial, se obtiene en forma mecánica y por tanto es directamente utilizable. En cuanto a su transformación en electricidad, esta se realiza con un rendimiento excelente y no a través de aparatos termodinámicos con un rendimiento de Carnot siempre pequeño, en la **Tabla 1** se muestra las ventajas de un parque eólico de 10 MW.

<b>VENTAJAS</b>	<b>DENOMINACION</b>
Evita	28.480 Tn. Al año de CO <sub>2</sub>
Sustituye	2.447 Tep. toneladas equivalentes de petróleo
Aporta	Trabajo a 130 personas al año durante el diseño y la construcción
Proporciona	Industria y desarrollo de tecnología
Genera	Energía eléctrica para 11.000 familias

**Tabla 1. Beneficios de un Parque eólico de 10 MW**

### **1.1.2. DESVENTAJAS DE LA ENERGIA EOLICA**

El aire al ser un fluido de pequeño peso específico, implica fabricar máquinas grandes y en consecuencia caras. Su altura puede igualar a la de un edificio de diez o más plantas, en tanto que la envergadura total de sus aspas alcanza la veintena de metros, lo cual encarece su producción.

Desde el punto de vista estético, la energía eólica produce un impacto visual inevitable, ya que por sus características precisa unos emplazamientos que normalmente resultan ser los que más evidencian la presencia de las máquinas (cerros, colinas, litoral). En este sentido, la implantación de la energía eólica a gran escala, puede producir una alteración clara sobre el paisaje, que deberá ser evaluada en función de la situación previa existente en cada localización.

Un impacto negativo es el ruido producido por el giro del rotor, pero su efecto no es más acusado que el generado por una instalación de tipo industrial de similar entidad, y siempre que estemos muy próximos a los molinos.

También ha de tenerse especial cuidado a la hora de seleccionar un parque si en las inmediaciones habitan aves, por el riesgo mortandad al impactar con las palas, aunque existen soluciones al respecto como pintar en colores llamativos las palas, situar los molinos adecuadamente dejando “pasillos” a las aves, e, incluso en casos extremos hacer un seguimiento de las aves por radar llegando a parar las turbinas para evitar las colisiones.

### **1.1.3. ENERGIA EOLICA EN EL ECUADOR**

En la isla San Cristóbal, provincia de Galápagos, se inauguró el primer parque de energía eólica del país.

Este nuevo complejo energético tuvo un costo aproximado de 10 millones de dólares y generará 2.5 megavatios de energía, con lo que se reducirá casi en un 50 por ciento el consumo de combustibles en el archipiélago. Alecksey Mosquera, ex - Ministro de Energía, señaló que...” *el país aspira a tener la mayor cantidad de energía renovable y propia en las Islas Encantadas.*”. Este complejo de energía limpia cuenta con tres aerogeneradores de 80 metros de alto, están ubicados en una parte elevada de la isla San Cristóbal y fue presentado a las autoridades de las islas junto a representantes de la comunidad internacional, que resaltaron el beneficio ecológico que representa para las Islas Galápagos<sup>1</sup>.

#### **1.1.3.1. MAPAS EÓLICOS DEL ECUADOR**

Los mapas eólicos son gráficos en los cuales se muestran las velocidades y las direcciones del viento en cierta situación geográfica como podemos ver en la **Figura 1** los detalles del viento en las costas del Ecuador.

---

<sup>1</sup> DIARIO EL UNIVERSO, Marzo 19 del 2008

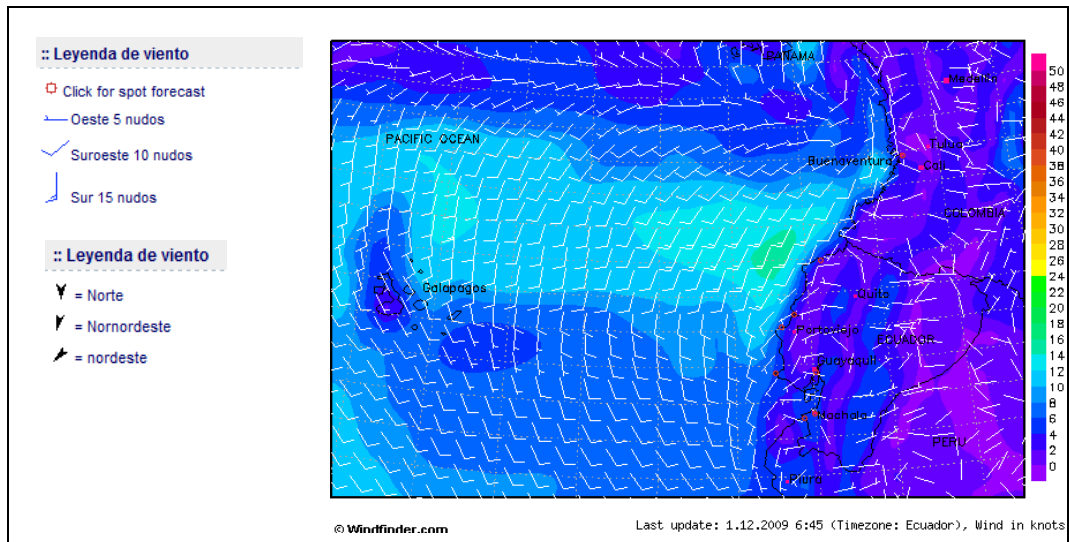


Figura 1. Mapa de velocidades y dirección del viento en la costa Ecuatoriana

### 1.1.3.2. ESCALA DE LA MEDICION DEL VIENTO 'BEAUFORT' (BFT)

La escala de Beaufort<sup>2</sup> es visualizada en barras gráficas (0-12). Éste es un sistema usado para estimar la fuerza del viento sin el uso de otros instrumentos, basado solamente en los efectos visibles del viento en el ambiente físico como ilustra la **Tabla 2**.

Fuerza	Descripción	Kts	m/s	Km/h	mph
0	Calmado	0	0	0	0
1	Aire Suave/ligero	1	0.5	1.8	1.1
2	Brisa ligera	4	2.1	7.4	4.6
3	Brisa suave	7	3.6	13.0	8.1
4	Brisa Moderada	11	5.7	20.4	12.7
5	Brisa Fresca	17	8.8	31.5	19.6
6	Brisa fuerte	22	11.3	40.8	25.4
7	Casi un vendaval	28	14.4	51.8	32.3
8	Vendaval	34	17.5	63.0	39.2
9	Ventarrón Fuerte	41	21.1	75.9	47.2
10	Tormenta	48	24.7	88.9	55.3
11	Tormenta Fuerte	56	28.8	103.7	64.5
12	Huracán	64	32.9	118.5	73.7

Tabla 2. Escala del viento Beaufort y sus equivalencias

<sup>2</sup> Sir, vicealmirante **Francis Beaufort** ( 7 de mayo de 1774 - Inglaterra 17 de diciembre de 1857) fue un hidrógrafo irlandés. Es el creador de la Escala Beaufort para medir la intensidad del viento.

### 1.1.3.3. VELOCIDAD DEL VIENTO EN ESMERALDAS

En la **Tabla 3** se muestran las estadísticas anuales del comportamiento del viento en Esmeraldas.

Estadísticas basadas en observaciones guardadas en 10/2009 - 10/2009 diariamente entre 7am y 7pm hora local.													
Mes del año	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec	SUM
	01	02	03	04	05	06	07	08	09	10	11	12	1-12
Dominante <a href="#">Dir. del viento</a>	☉	☉	☉	☉	☉	☉	☉	☉	☉	☉	☉	☉	☉
Propabilidad del viento > = 4 Beaufort (%)	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	38	n/a	n/a	38
Promedio <a href="#">Velocidad del viento</a> (kts)	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	8	n/a	n/a	8
Promedio temp. del aire (°C)	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	27	n/a	n/a	27
Selecciona mes ( <a href="#">Ayuda</a> )	<a href="#">Jan</a>	<a href="#">Feb</a>	<a href="#">Mar</a>	<a href="#">Apr</a>	<a href="#">May</a>	<a href="#">Jun</a>	<a href="#">Jul</a>	<a href="#">Aug</a>	<a href="#">Sep</a>	<a href="#">Oct</a>	<a href="#">Nov</a>	<a href="#">Dec</a>	<a href="#">Año</a>

Tabla 3. Velocidades y dirección del viento en Esmeraldas

### 1.1.3.4. VELOCIDAD DEL VIENTO EN BAHÍA DE CARÁQUEZ

En la **Tabla 4** se muestran las estadísticas anuales del comportamiento del viento en Bahía de Caráquez.

Estadísticas basadas en observaciones guardadas en 10/2009 - 10/2009 diariamente entre 7am y 7pm hora local.													
Mes del año	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec	SUM
	01	02	03	04	05	06	07	08	09	10	11	12	1-12
Dominante <a href="#">Dir. del viento</a>	☉	☉	☉	☉	☉	☉	☉	☉	☉	☉	☉	☉	☉
Propabilidad del viento > = 4 Beaufort (%)	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	14	n/a	n/a	14
Promedio <a href="#">Velocidad del viento</a> (kts)	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	9	n/a	n/a	9
Promedio temp. del aire (°C)	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	27	n/a	n/a	27
Selecciona mes ( <a href="#">Ayuda</a> )	<a href="#">Jan</a>	<a href="#">Feb</a>	<a href="#">Mar</a>	<a href="#">Apr</a>	<a href="#">May</a>	<a href="#">Jun</a>	<a href="#">Jul</a>	<a href="#">Aug</a>	<a href="#">Sep</a>	<a href="#">Oct</a>	<a href="#">Nov</a>	<a href="#">Dec</a>	<a href="#">Año</a>

Tabla 4. Velocidades y dirección del viento en Bahía de Caráquez

### 1.1.3.5. VELOCIDAD DEL VIENTO EN MURCIELAGO MANTA

En la **Tabla 5** se muestran las estadísticas anuales del comportamiento del viento en Manta.

Estadísticas basadas en observaciones guardadas en 2/2008 - 10/2009 diariamente entre 7am y 7pm hora local.													
Mes del año	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec	SUM
	01	02	03	04	05	06	07	08	09	10	11	12	1-12
Dominante <a href="#">Dir. del viento</a>	➤	➤	➤	➤	⬆	⬆	⬆	⬆	⬆	⬆	⬆	⬆	⬆
Probabilidad del viento > = 4 Beaufort (%)	11	11	10	11	18	26	30	26	30	33	38	29	22
Promedio <a href="#">Velocidad del viento</a> (kts)	6	6	6	7	7	9	9	9	9	9	9	8	7
Promedio temp. del aire (°C)	26	27	27	27	27	26	26	25	25	25	25	26	26
Selecciona mes ( <a href="#">Ayuda</a> )	<a href="#">Jan</a>	<a href="#">Feb</a>	<a href="#">Mar</a>	<a href="#">Apr</a>	<a href="#">May</a>	<a href="#">Jun</a>	<a href="#">Jul</a>	<a href="#">Aug</a>	<a href="#">Sep</a>	<a href="#">Oct</a>	<a href="#">Nov</a>	<a href="#">Dec</a>	<a href="#">Año</a>

Tabla 5. Velocidades y dirección del viento en Murciélagos Manta

### 1.1.3.6. VELOCIDAD DEL VIENTO EN SALINAS

En la **Tabla 6** se muestran las estadísticas anuales del comportamiento del viento en Salinas.

Estadísticas basadas en observaciones guardadas en 2/2008 - 10/2009 diariamente entre 7am y 7pm hora local.													
Mes del año	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec	SUM
	01	02	03	04	05	06	07	08	09	10	11	12	1-12
Dominante <a href="#">Dir. del viento</a>	⬆	⬇	⬇	⬇	⬇	⬇	⬆	↘	↘	➤	↘	⬇	↘
Probabilidad del viento > = 4 Beaufort (%)	11	50	50	41	51	36	8	3	1	5	23	80	29
Promedio <a href="#">Velocidad del viento</a> (kts)	9	45	25	28	36	28	7	7	7	8	8	48	21
Promedio temp. del aire (°C)	25	24	24	24	23	24	23	23	22	22	23	23	23
Selecciona mes ( <a href="#">Ayuda</a> )	<a href="#">Jan</a>	<a href="#">Feb</a>	<a href="#">Mar</a>	<a href="#">Apr</a>	<a href="#">May</a>	<a href="#">Jun</a>	<a href="#">Jul</a>	<a href="#">Aug</a>	<a href="#">Sep</a>	<a href="#">Oct</a>	<a href="#">Nov</a>	<a href="#">Dec</a>	<a href="#">Año</a>

Tabla 6. Velocidades y dirección del viento en Salinas

### 1.1.3.7. VELOCIDAD DEL VIENTO EN GUAYAQUIL

En la **Tabla 7** se muestran las estadísticas anuales del comportamiento del viento en Guayaquil.

Estadísticas basadas en observaciones guardadas en 10/2009 - 10/2009 diariamente entre 7am y 7pm hora local.													
Mes del año	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec	SUM
	01	02	03	04	05	06	07	08	09	10	11	12	1-12
Dominante <a href="#">Dir. del viento</a>	○	○	○	○	○	○	○	○	○	↖	○	○	↖
Probabilidad del viento > = 4 Beaufort (%)	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	0	n/a	n/a	0
Promedio <a href="#">Velocidad del viento</a> (kts)	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	5	n/a	n/a	5
Promedio temp. del aire (°C)	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	26	n/a	n/a	26
Selecciona mes ( <a href="#">Ayuda</a> )	<a href="#">Jan</a>	<a href="#">Feb</a>	<a href="#">Mar</a>	<a href="#">Apr</a>	<a href="#">May</a>	<a href="#">Jun</a>	<a href="#">Jul</a>	<a href="#">Aug</a>	<a href="#">Sep</a>	<a href="#">Oct</a>	<a href="#">Nov</a>	<a href="#">Dec</a>	<a href="#">Año</a>

Tabla 7. Velocidades y dirección del viento en Guayaquil

### 1.1.3.8. VELOCIDAD DEL VIENTO EN MACHALA

En la **Tabla 8** se muestran las estadísticas anuales del comportamiento del viento en Machala.

Estadísticas basadas en observaciones guardadas en 10/2009 - 10/2009 diariamente entre 7am y 7pm hora local.													
Mes del año	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec	SUM
	01	02	03	04	05	06	07	08	09	10	11	12	1-12
Dominante <a href="#">Dir. del viento</a>	○	○	○	○	○	○	○	○	○	↘	○	○	↘
Probabilidad del viento > = 4 Beaufort (%)	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	0	n/a	n/a	0
Promedio <a href="#">Velocidad del viento</a> (kts)	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	4	n/a	n/a	4
Promedio temp. del aire (°C)	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	24	n/a	n/a	24
Selecciona mes ( <a href="#">Ayuda</a> )	<a href="#">Jan</a>	<a href="#">Feb</a>	<a href="#">Mar</a>	<a href="#">Apr</a>	<a href="#">May</a>	<a href="#">Jun</a>	<a href="#">Jul</a>	<a href="#">Aug</a>	<a href="#">Sep</a>	<a href="#">Oct</a>	<a href="#">Nov</a>	<a href="#">Dec</a>	<a href="#">Año</a>

Tabla 8. Velocidades y dirección del viento en Machala

## **1.2. AEROGENERADORES**

Un aerogenerador es un generador eléctrico movido por una turbina eólica accionada por el viento. Sus precedentes directos son los molinos de viento que se empleaban para la molienda y obtención de harina. En este caso, la energía eólica, en realidad la energía cinética del aire en movimiento, proporciona energía mecánica a un rotor hélice que, a través de un sistema de transmisión mecánico, hace girar el rotor de un generador, normalmente un alternador trifásico, que convierte la energía mecánica rotacional en energía eléctrica.

Los aerogeneradores pueden trabajar de manera aislada o agrupados en parques eólicos o plantas de generación eólica, distanciados unos de otros, en función del impacto ambiental y de las turbulencias generadas por el movimiento de las palas.

Para aportar energía a la red eléctrica, los aerogeneradores deben estar dotados de un sistema de sincronización para que la frecuencia de la corriente generada se mantenga perfectamente sincronizada con la frecuencia de la red.

Ya en la primera mitad del siglo XX, la generación de energía eléctrica con rotores eólicos fue bastante popular en casas aisladas situadas en zonas rurales.

### **1.2.1. TIPOS DE AEROGENERADORES**

Los aerogeneradores se clasifican en:

1. Por el tipo de eje
2. Por la orientación con respecto al viento
3. Por el número de palas
4. Por la adecuación de la orientación del equipo a la dirección del viento en cada momento
5. Por el Control de Potencia



A continuación detallamos cada uno de ellos.

#### **1.2.1.1. POR EL TIPO DE EJE**

Los aerogeneradores por el tipo de eje se clasifican en:

- a. Eje Vertical
- b. Eje Horizontal

A continuación detallamos cada uno de ellos.

##### **1.2.1.1.1. Eje Vertical**

También conocidos como VAWT, que proviene de las siglas en inglés (vertical axis wind turbines), su principal característica es que el eje de rotación se encuentra en posición perpendicular al suelo y a la dirección del viento. Su principal ventaja es la eliminación de los complejos mecanismos de direccionamiento y las fuerzas a las que se someten las palas ante los cambios de orientación del rotor y no tienen que desconectarse con velocidades altas de viento. En cambio como desventaja presenta una capacidad pequeña de generar energía.

##### **Tipos:**

- Darrieus: Consiste en dos o tres arcos que giran alrededor del eje.
- Sabonius: Dos o más filas de semicírculos colocados opuestamente alrededor del eje.
- Panémonas: Cuatro o más semicírculos unidos al eje central.

##### **1.2.1.1.2. Eje Horizontal**

También conocidos como HAWT, que proviene de las siglas en inglés (horizontal axis wind turbines), son los más habituales y en ellos se ha centrado el mayor esfuerzo de diseño e investigación en los últimos años. Su característica principal es que el eje de rotación se encuentra paralelo al suelo y a la dirección del viento. Su principal ventaja es, que al estar a

una altura de entre 40 y 60 metros del suelo, aprovecha mejor las corrientes de aire, y todos los mecanismos para convertir la energía cinética del viento en otro tipo de energía están ubicados en la torre y la góndola, además de tener una eficacia muy alta. Como desventaja tenemos el transporte por sus grandes dimensiones (torres de 60 metros y palas de 40 metros), la fuerza que tiene que resistir las palas y en velocidades altas de viento, más de  $100 \text{ km/h}$  deben de ser parados para evitar daños estructurales.

### **1.2.1.2. POR LA ORIENTACIÓN CON RESPECTO AL VIENTO**

Los aerogeneradores por la orientación con respecto al viento se clasifican en:

- a. A barlovento
- b. A sotavento

A continuación detallamos cada uno de ellos.

#### **1.2.1.2.1. A barlovento**

También denominado a proa. La mayoría de los aerogeneradores tienen este tipo de diseño. Consiste en colocar el rotor de cara al viento, siendo la principal ventaja el evitar el abrigo del viento tras la torre. Como desventaja diremos que necesita mecanismo de orientación del rotor, y que esté situado a cierta distancia de la torre.

#### **1.2.1.2.2. A sotavento**

También denominado a popa. Como ventaja presenta que el rotor puede ser más flexible, y que no necesita mecanismo de orientación. Su principal inconveniente es la fluctuación de la potencia eólica, debido al paso del rotor por el abrigo de la torre, por lo que crea más cargas de fatiga en la turbina que con el diseño anterior (Barlovento).

### **1.2.1.3. POR EL NÚMERO DE PALAS**

Los aerogeneradores por el número de palas se clasifican en:

- a. De una pala
- b. De dos palas
- c. De tres palas
- d. Multipala

A continuación detallamos cada uno de ellos.

#### **1.2.1.3.1. De Una Pala**

Al tener una sola pala necesitan de un contrapeso. Su velocidad de giro es muy elevada, lo que supone un inconveniente ya que introduce en el eje unos esfuerzos muy variables, lo que supone un acortamiento de la vida de la instalación.

#### **1.2.1.3.2. De Dos Palas**

Los diseños de bipalas tienen la ventaja de ahorro en cuanto a coste y peso, pero por el contrario necesitan una velocidad de giro más alta para producir la misma cantidad de energía.

#### **1.2.1.3.3. De Tres Palas**

La mayoría de los aerogeneradores de hoy día son tripala, con el rotor a barlovento, usando motores eléctricos para sus mecanismos de orientación. El motivo es la fricción con el aire, con tres palas es un 4% más eficiente que con dos y con 2 palas es un 10% más eficiente que con una.

#### **1.2.1.3.4. Multipala**

También conocido como el modelo americano, contiene multitud de palas, y sobre todo es utilizado para la extracción de agua en pozos.

#### **1.2.1.4. POR LA ADECUACION DE LA ORIENTACION DEL EQUIPO A LA DIRECCION DEL VIENTO EN CADA MOMENTO**

Los aerogeneradores Por la adecuación de la orientación del equipo a la dirección del viento en cada momento se clasifican en:

- a. Mediante Conicidad
- b. Mediante una Veleta
- c. Mediante Molinos Auxiliares

A continuación detallamos cada uno de ellos.

##### **1.2.1.4.1. Mediante Conicidad**

Mediante un motor eléctrico y una serie de engranajes permiten el giro de todo el sistema, dejando perfectamente orientado el aerogenerador a la dirección del viento.

##### **1.2.1.4.2. Mediante una Veleta**

Se emplea en equipos pequeños y de tamaño no muy grande, siendo el método más sencillo para orientar los aerogeneradores.

##### **1.2.1.4.3. Mediante Molinos Auxiliares**

Sistema no demasiado utilizado, y que consiste en instalar a ambos lados de la góndola dos rotores, los cuales son movidos por la propia fuerza del viento.

### **1.2.1.5. POR EL CONTROL DE POTENCIA**

Los aerogeneradores por el control de potencia se clasifican en:

- a. Sistemas de Paso Variable
- b. Diseño de las Palas
- c. Regulación activa por pérdida aerodinámica

A continuación detallamos cada uno de ellos.

#### **1.2.1.5.1. Sistemas de Paso Variable**

Consiste en que las palas varían su ángulo de incidencia con respecto al viento. De esta forma cuando la potencia del viento es excesiva, se disminuye la resistencia de las palas con respecto al viento, evitando posibles daños estructurales. El mecanismo que rige este sistema funciona de forma hidráulica.

#### **1.2.1.5.2. Diseño de las Palas**

También conocido como diseño de regulación por pérdidas aerodinámicas. En este diseño la pala está ligeramente curvada a lo largo de su eje longitudinal, de esta forma la pala pierde la sustentación de forma paulatina y gradual, en vez de hacerlo bruscamente, cuando la velocidad del viento alcanza valores críticos.

Los diseños de bpalas tienen la ventaja de ahorro en cuanto a coste y peso, pero por el contrario necesitan una velocidad de giro más alta para producir la misma cantidad de energía.

### 1.2.1.5.3. Regulación activa por pérdida aerodinámica

En este caso se aumenta el ángulo de paso de las palas para llevarlas hasta una posición de mayor pérdida de sustentación, y poder consumir de esta forma el exceso de energía del viento. Sus principales ventajas son que la producción de potencia puede ser controlada de forma más exacta que con la regulación pasiva y que puede funcionar a la potencia nominal con casi todas las velocidades de viento II.

### 1.2.2. PARTES PRINCIPALES DE UN AEROGENERADOR ESTANDAR

En este caso tomaremos como referencia un aerogenerador estándar como el que utilizaremos en nuestro proyecto, en síntesis es un aerogenerador de tres palas con orientación automática de eje horizontal y con sus palas orientadas a barlovento, a continuación mostramos sus partes principales.

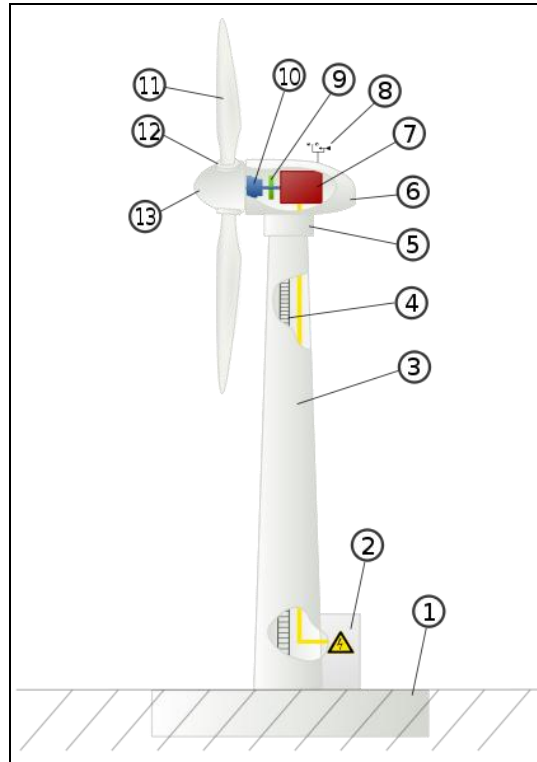
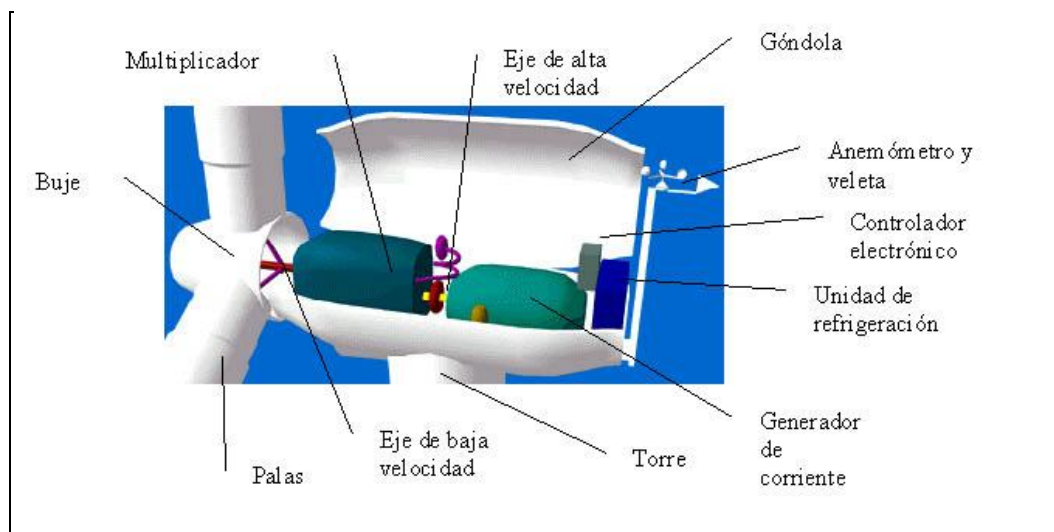


Figura 2. Partes de un Aerogenerador estándar

1. Cimientos
2. Conexión a la red eléctrica
3. Torre
4. Escalera de acceso
5. Sistema de orientación
6. Góndola
7. Generador
8. Anemómetro
9. Freno
10. Caja de cambios
11. Pala
12. Inclinación de la pala
13. Rueda del rotor

### 1.2.3. PARTES DEL GENERADOR

En la **Figura 3** se muestra las partes internas del generador o turbina propiamente dicho.



**Figura 3. Partes del generador**

### **1.2.3.1. GONDOLA**

Contiene los componentes clave del aerogenerador, incluyendo el multiplicador y el generador eléctrico. El personal de servicio puede entrar en la góndola desde la torre de la turbina.

### **1.2.3.2. PALAS DEL ROTOR**

Capturan el viento y transmiten su potencia hacia el buje. En un aerogenerador moderno de 1500 KW cada pala mide alrededor de 40 metros de longitud y su diseño es muy parecido al del ala de un avión.

### **1.2.3.3. BUJE**

El buje del rotor está acoplado al eje de baja velocidad del aerogenerador.

### **1.2.3.4. EJE DE BAJA VELOCIDAD**

Conecta el buje del rotor al multiplicador. En un aerogenerador moderno de 1500 KW el rotor gira muy lento, a unas 20 a 35 revoluciones por minuto. El eje contiene conductos del sistema hidráulico para permitir el funcionamiento de los frenos aerodinámicos.

### **1.2.3.5. MULTIPLICADOR**

Tiene a su izquierda el eje de baja velocidad. Permite que el eje de alta velocidad que está a su derecha gire 50 veces más rápido que el eje de baja velocidad. El eje de alta velocidad gira aproximadamente a 1.500 revoluciones por minuto, lo que permite el funcionamiento del generador eléctrico. Está equipado con un freno de disco mecánico de emergencia. El freno



mecánico se utiliza en caso de fallo del freno aerodinámico, o durante las labores de mantenimiento de la turbina.

#### **1.2.3.6. GENERADOR ELECTRICO**

Suele ser un generador asíncrono o de inducción. En los aerogeneradores modernos la potencia máxima suele estar entre 500 y 2.000 KW

#### **1.2.3.7. CONTROLADOR ELECTRONICO**

Es un ordenador que continuamente monitoriza las condiciones del aerogenerador y que controla el mecanismo de orientación. En caso de cualquier disfunción automáticamente para el aerogenerador y llama al ordenador del operario encargado de la turbina a través de un enlace telefónico mediante módem.

#### **1.2.3.8. UNIDAD DE REFRIGERACION**

Contiene un ventilador eléctrico utilizado para enfriar el generador eléctrico. Además contiene una unidad refrigerante por aceite empleada para enfriar el aceite del multiplicador. Algunas turbinas tienen generadores refrigerados por agua.

#### **1.2.3.9. TORRE**

Soporta la góndola y el rotor. Generalmente es una ventaja disponer de una torre alta, dado que la velocidad del viento aumenta conforme nos alejamos del nivel del suelo. Una turbina moderna de 1.500 kw tendrá una torre de unos 60 metros Las torres pueden ser torres tubulares o torres de celosía. Las torres tubulares son más seguras para el personal de mantenimiento que las de celosía, ya que pueden usar una escalera interior para acceder a la parte superior de

la turbina. La principal ventaja de las torres de celosía es que son más baratas. El mecanismo de orientación está activado por el controlador electrónico, que vigila la dirección del viento utilizando la veleta.

#### **1.2.3.10. ANEMOMETRO Y VELETA**

Las señales electrónicas del anemómetro son utilizadas por el controlador electrónico del aerogenerador para conectarlo cuando el viento alcanza aproximadamente  $5 \text{ m/s}$ .

### **1.3. DESALINIZACION DEL AGUA DE MAR**

El aumento de la población y los cambios climatológicos que han experimentado algunas zonas del Planeta, han producido un desequilibrio entre la demanda y el suministro de agua de calidad, no solo para abastecer a la población, sino también para la agricultura y la industria. Se estima que aproximadamente 2000 millones de personas carecen de una fuente segura de abastecimiento de agua potable en la actualidad. No obstante, esta escasez de agua potable se da en muchas zonas que poseen abundantes recursos de agua salobre, bien procedente del mar o bien procedente de pozos subterráneos, que se han ido salinizando con el paso de los años.

Muchos filósofos griegos de la antigüedad (Tales de Mileto, Aristóteles, etc.) hablaban en algunos de sus escritos sobre la posibilidad de convertir el agua del mar en agua dulce, llegando incluso a describir dispositivos para destilar agua, pero solo desde un punto de vista teórico. Los escritos y tratados en los que se habla de la destilación del agua del mar desde un punto de vista práctico, son un poco posterior.

Existen escritos que datan del siglo III después de Jesucristo y que describen aparatos para destilar agua mediante la condensación del vapor, son los llamados alambiques.

Posteriormente, durante la Edad Media, muchos alquimistas árabes y persas practicaban la desalinización del agua de mar.

En los albores del Renacimiento, algunos alquimistas árabes desalinizaban el agua del mar haciendo uso de la energía solar, para ello utilizaban vasijas de vidrio dentro de las cuales ponían el agua de mar; calentándola mediante espejos que reflejaban la radiación solar sobre las vasijas, aportando de este modo el calor necesario para la evaporación del agua.

### **1.3.1. ATRACTIVO DE LAS ENERGÍAS RENOVABLES PARA LA DESALINIZACION DEL AGUA DE MAR**

Existen diversos factores que hacen de la desalinización de agua de mar una aplicación atractiva para las energías renovables. Por un lado, está el hecho de que muchas zonas con escasez de agua desalinizada, poseen un buen potencial de alguna de dichas energías, especialmente la eólica o la solar. Así, existen muchas localizaciones en las que el viento es un factor climatológico frecuente, como es el caso de un elevado número de islas mediterráneas, a la vez que existe una apreciable escasez de agua potable, lo que obliga a realizar su suministro mediante buques cisternas.

También existen muchas regiones en las que la escasez de agua potable va acompañada de un buen nivel de insolación (exposición a la Radiación Solar). Además de los factores medio ambientales ya mencionados, existen otros factores que aumentan el atractivo del uso de las energías renovables para la desalinización de agua de mar. Uno de estos factores es la simultaneidad estacional entre la demanda de agua potable y la disponibilidad de dichas energías. En numerosas localidades costeras y centros turísticos, la demanda de agua potable crece espectacularmente en verano, motivado por el gran aumento que experimenta la población debido al turismo. Y es precisamente en verano cuando la disponibilidad de la radiación solar es máxima.

Todos estos factores han motivado que numerosas instituciones y organismos oficiales hayan desarrollado, o estén desarrollando, proyectos destinados a mejorar y hacer más competitivos los sistemas de desalinización de agua de mar que funcionan con alguna de aquellas energías renovables, que presentan unas características adecuadas para este tipo de proceso.

Antes de exponer los diferentes sistemas de desalinización que funcionan con energías renovables, será útil hacer un breve repaso de los principales procesos existentes. De este modo, resultara más fácil comprender la configuración y principio de funcionamiento de los sistemas desalinizadores, que hacen uso de las energías renovables como medio de abastecimiento energético.

### **1.3.2. PROCESOS DE DESALINIZACION**

Existen diversos criterios para clasificar los diferentes procesos de desalinización que existen actualmente. Un modo útil y claro de clasificarlos es dividirlos en dos grupos:

1. Aquellos procesos que realizan un cambio de fase para obtener el agua pura.
2. Aquellos procesos que funcionan sin cambio de fase.

Entre los procesos que implican cambio de fase están los siguientes:

1. Destilación en Múltiple Efecto
2. Flashing en Múltiple Efecto
3. Congelación
4. Compresión de vapor
5. Destilación Solar
6. Destilación por medio de resistencias eléctricas (Ver Anexo 12).

Los procesos que no realizan cambio de fase incluyen:

1. Osmosis Inversa
2. Electrodiálisis

Podría hacerse la misma clasificación anterior si en vez de tomar como criterio diferenciador el cambio o no de fase, se adoptase el criterio de clasificar los procesos de desalinización de acuerdo con el tipo de energía que consumen: Energía Térmica (grupo 1) o energía mecánica (grupo 2).

La única objeción que podría hacerse es el hecho que la compresión de vapor admite las dos posibilidades, y podría estar en cualquiera de los dos grupos, dependiendo de la variante de proceso elegida, como se verá más adelante.

El consumo energético de los procesos que usan energía térmica se da mediante un parámetro llamado Factor de Rendimiento (FR), que nos da la cantidad de agua pura producida (en Kg) por cada 2.300 KJ de energía térmica consumida por el proceso. Recuérdese que esta cantidad de energía corresponde a la requerida para evaporar un Kg de agua en condiciones normales de presión y temperatura. Por lo tanto, puede decirse que el proceso será tanto más eficiente cuanto mayor sea su FR.

Para los procesos que requieren energía mecánica, el consumo energético se da en términos del número de KWh consumidos por cada Kg de agua producida. Por lo tanto, el proceso será tanto más eficiente cuanto menor sea su consumo específico ( $KWh/m^3$  de agua producida).

### 1.3.2.1. DESTILACION Y FLASHING EN MULTIPLE EFECTO

Para obtener agua destilada, es necesario producir vapor primero y condensarlo después. La **Figura 4** muestra el diagrama de flujo de una planta de destilación simple (con un solo efecto). Los dos elementos básicos de esta planta son: el evaporador y el condensador.

El evaporador es el elemento en el cual se produce el aporte energético al proceso, en forma de energía térmica. Como consecuencia del aporte térmico que se realiza en el evaporador, una parte del agua que se encuentra en él se evapora y pasa al condensador. Una vez en el condensador, este vapor se condensa gracias al agua de refrigeración que circula por su interior. En el caso de la **Figura 4**, la propia agua de alimentación se utiliza como elemento refrigerante, ya que se encuentra a temperatura ambiente. De este modo se disminuye la cantidad de calor que hay que aportar en el evaporador, debido a que el agua se precalienta antes de entrar en él.

El valor del FR para un sistema como el descrito es próximo a 1. Para obtener valores más elevados del FR se utilizan plantas de destilación en Múltiple efecto, siendo el FR mayor cuanto mayor es el número de efectos, debido a evaporaciones consecutivas con temperaturas decrecientes, recuperando el calor latente de evaporación.

Veamos ahora en qué consiste una Planta de destilación en Múltiple efecto, conocidas internacionalmente con las siglas MED (Multi Effect Distillation).

La **Figura 5** corresponde a una planta de este tipo. A los efectos se les llama también etapas o celdas. Cada etapa puede compararse a una planta de un efecto en la que el aporte de energía térmica lo realiza el vapor producido en la etapa anterior al condensar.

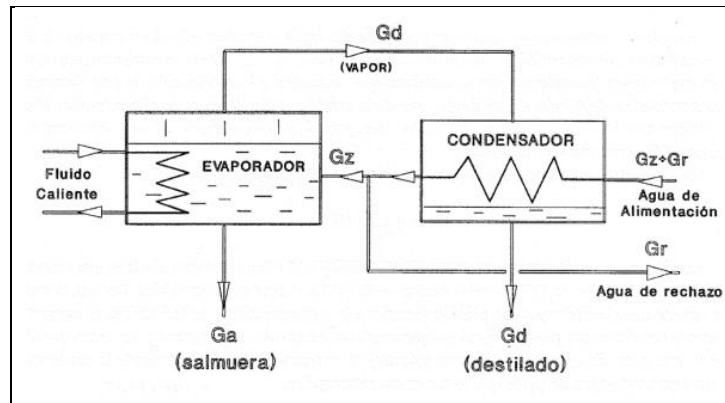


Figura 4. Esquema de funcionamiento de un destilador de un solo efecto

El funcionamiento de una planta MED es el siguiente. El agua de mar que se pretende desalinizar se hace pasar, en una determinada cantidad, por el condensador de la planta, con el fin de condensar el vapor que se ha producido en el último efecto. Tras atravesar el condensador, una parte del agua de alimentación se rechaza, Utilizándose solo una fracción de ella como agua de alimentación para el proceso.

Esta agua de alimentación se hace pasar por una serie de precalentadores ( $P_1, P_2, \dots, P_{14}$ ), con el objeto de aumentar su temperatura hasta aproximarla a la de evaporación existente en la primera etapa o efecto. Existe un precalentador en cada etapa.

Tras pasar por el último precalentador, el agua de alimentación es introducida en la primera etapa, pulverizándose sobre un intercambiador de calor de haz tubular. Por el interior de los tubos de este intercambiador circula el fluido caliente que aporta la energía térmica que requiere el proceso (normalmente vapor).

Como consecuencia de la pulverización del agua de alimentación sobre el evaporador de la primera etapa, se evapora una fracción de la misma. Este vapor pasa a la zona de la primera celda donde se encuentra el precalentador correspondiente; al entrar en contacto con la superficie externa del precalentador, el vapor condensa parcialmente y pasa a la segunda etapa.

El resto del agua de alimentación que no se evapora en la primera etapa pasa a la segunda donde se evapora otra fracción de la misma, gracias al calor que le cede la mezcla de condensado y vapor que proviene de la primera etapa. Esta evaporación se produce a una temperatura algo inferior a la de la primera etapa, ya que la presión existente en las sucesivas celdas es diferente y decreciente desde la primera hasta la última celda.

El vapor producido en la segunda etapa se condensa parcialmente sobre la superficie externa del precalentador correspondiente, pasando la mezcla de vapor y condensado al evaporador de la tercera celda o etapa, donde acaba de condensar completamente.

De este modo se producen una serie de evaporaciones y condensaciones sucesivas que conducen a la producción de una determinada cantidad de destilado. De tal modo que de la cantidad total de agua de alimentación ( $M_a$ ), se obtiene una cierta cantidad de destilado, ( $M_d$ ), y el resto se convierte en una salmuera de rechazo ( $M_b$ ), con una alta salinidad.

En la práctica, el valor del FR para una planta MED es aproximadamente:

$$FR = 0.85 \times (N - 1)$$



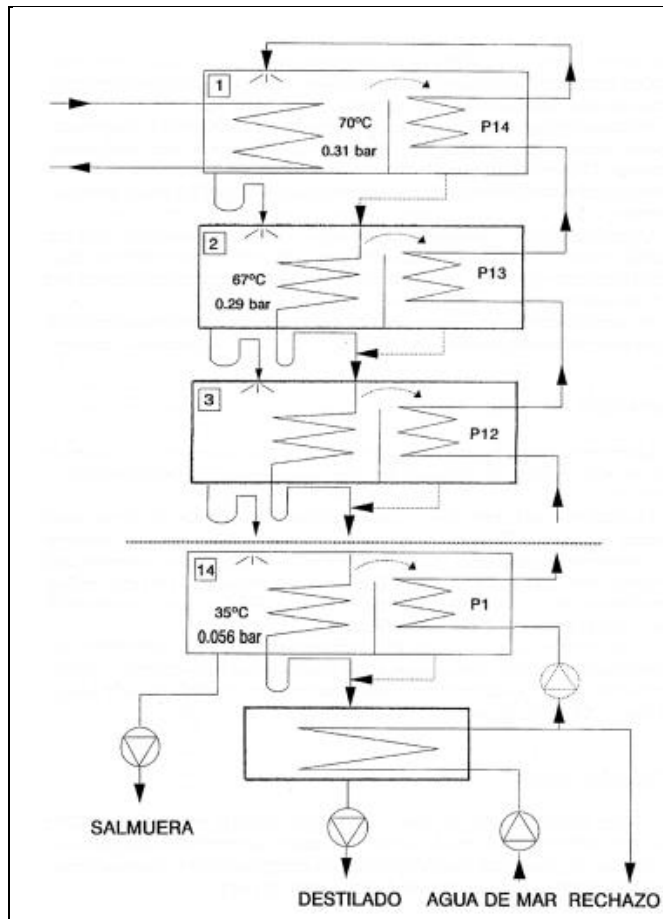


Figura 5. Esquema de funcionamiento de una Planta de Destilación en Múltiple Efecto

La diferencia fundamental entre una planta MED y una planta de multi-flashing es que en esta última la evaporación se lleva a cabo mediante flash. La evaporación mediante flash se consigue cuando agua caliente y a una presión superior a la correspondiente de saturación, se expande rápidamente hasta una presión igual o ligeramente menor a la de saturación. En estas condiciones, una parte del agua (el 10% como máximo) se evapora, haciendo innecesaria la existencia de un intercambiador de calor que actúe como evaporador.

### 1.3.2.2. CONGELACION

Este tipo de proceso podría describirse como el proceso mediante el cual el agua de mar es llevada a un estado termodinámico en el cual el componente con el punto de congelación más alto (el agua) se separa espontáneamente, mediante cristalización, dentro de la misma solución

salina, la cual se va paulatinamente concentrando mas y mas. Esta concentración creciente del agua de mar que está en fase líquida, hace disminuir su punto de congelación. Los cristales de agua pura son lavados y extraídos, obteniéndose agua pura.

El componente agua se separa primero por congelación al ir bajando la temperatura. Naturalmente, bajando la temperatura más allá de un determinado valor, la sal también empieza a cristalizarse es por este motivo que la temperatura de trabajo típica de este tipo de proceso está en el rango comprendido entre  $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$  (punto de congelación del agua del mar) y la temperatura ambiente.

Los cristales de agua pura pueden ser extraídos mediante centrifugación. No obstante, hay una diversidad de métodos que se pueden utilizar para este proceso. Actualmente no existe una amplia implementación de este tipo de plantas desalinizadoras y puede decirse que su tecnología no está aún madura. El interés de este tipo de proceso radica en que la energía requerida para congelar un Kg de agua es aproximadamente igual a la sexta parte de la que se necesita para evaporarla.

### **1.3.2.3. COMPRESION DE VAPOR**

La compresión de vapor se refiere al proceso de destilación en el que la evaporación del agua se obtiene mediante la aplicación del calor suministrado por la condensación de vapor comprimido.

La compresión del vapor puede realizarse mediante dos métodos. El primer método se denomina Compresión Térmica o Termocompresión, y consiste en utilizar un eyector de vapor, alimentado por una fuente de vapor externa, que produce la compresión deseada

mediante el efecto Venturi<sup>3</sup> originado en el eyector. El segundo método comprime el vapor mediante un dispositivo mecánico, movido eclécticamente en la mayoría de los casos. Este segundo método es el que se denomina Compresión Mecánica.

Al ser comprimido, el vapor aumenta su temperatura varios grados centígrados. Tras ser comprimido, el vapor pasa al intercambiador de calor de placas que constituye el evaporador/condensador, donde se condensa y libera calor que sirve para evaporar una parte del agua salada que circula por el otro lado del evaporador/condensador.

#### **1.3.2.4. DESTILACION SOLAR**

Se lleva a cabo mediante los sistemas solares que reciben el nombre de Solar-Stills, solamente diremos aquí que se trata de sistemas que funcionan exclusivamente con energía solar, no teniendo sentido su implementación si no es para hacer uso de dicha fuente de energía.

#### **1.3.2.5. DESTILACION MEDIANTE RESISTENCIAS ELECTRICAS**

Este método es el que se utiliza en este proyecto, consiste en evaporar el agua de mar mediante el calentamiento de resistencias eléctricas, en nuestro caso utilizamos como fuente de energía un aerogenerador eólico.

Este método prácticamente es nuevo ya que no existe información de algún aparato que se parezca al de nuestro proyecto.

---

<sup>3</sup> **Giovanni Battista Venturi** (1746 - 1822) fue un físico italiano. Descubrió el efecto Venturi del cual toma su epónimo. Fue el epónimo también de la bomba Venturi (Aspiradora) y el tubo Venturi.

### 1.3.2.6. OSMOSIS INVERSA

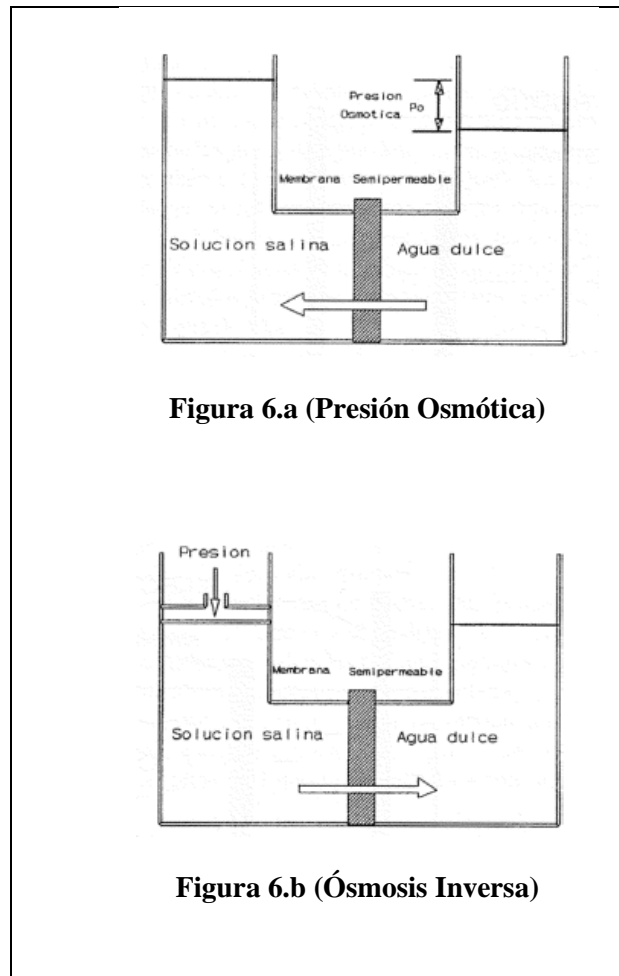
Los módulos o membranas de Osmosis Inversa son el verdadero corazón de una planta de este tipo. La **Figura 6** muestra gráficamente el principio de la osmosis inversa. Si en el interior de un recipiente se separan mediante una membrana semi-permeable, una solución salina y agua dulce, se verá que una parte del agua dulce pasara a la solución salina, elevando el nivel de esta **Figura 6.a**. La presión estática  $P_o$  correspondiente a esta diferencia de nivel es lo que se denomina *presión osmótica* de esa solución salina.

Si se aplica sobre la superficie de la solución salina una presión mayor que la presión osmótica **Figura 6.b**, el agua pasara de la solución salina a la dulce a través de la membrana semi-permeable produciendo un incremento del volumen del agua dulce.

A este proceso se le denomina Osmosis Inversa, y es el principio de funcionamiento de los módulos de osmosis.

Dependiendo del tamaño de la Planta y de las características físicas y biológicas del agua a desalinizar, la instalación de una planta de Osmosis Inversa será simple o más o menos compleja, ya que de ello dependerá los equipos auxiliares de tratamiento que se necesitan.

El consumo energético en una planta de osmosis inversa es netamente eléctrico, correspondiendo principalmente a la energía eléctrica consumida por motobombas de alta presión. Los equipos auxiliares suponen un consumo eléctrico adicional pequeño.



**Figura 6. Principio de Ósmosis Inversa**

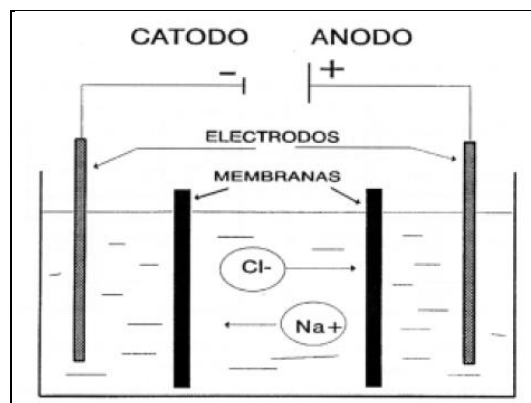
### 1.3.2.7. ELECTRODIALISIS

La Electrodiálisis es otro de los procesos que, como la Osmosis Inversa, desalinizan el agua del mar sin que se produzca un cambio de fase. Este tipo de plantas se basan en el hecho de que si se hace circular por una solución iónica una corriente continua, los iones cargados positivamente (cationes) se desplazan en dirección al electrodo negativo Cátodo. Del mismo modo, los iones cargados negativamente (aniones) se desplazan hacia el electrodo positivo Ánodo.

Por lo tanto, si entre el Ánodo y el Cátodo colocamos un par de membranas semi-permeables, una de las cuales es permeable a los cationes y la otra es a los aniones, se irá paulatinamente formando una zona de baja salinidad entre las dos membranas. Este es el proceso conocido como electrodiálisis, fundamento de las plantas desalinizadoras que llevan este nombre.

La **Figura 7** muestra gráficamente este fenómeno. Aunque el proceso de la electrodiálisis es conocido desde comienzos del presente siglo, las membranas primitivas solo eran parcialmente selectivas. Fue a partir de 1940 cuando la fabricación de nuevas membranas permitió la implantación comercial de este tipo de plantas para desalinizar aguas de baja salinidad.

Al igual que las plantas de Osmosis Inversa, las plantas de Electrodiálisis requieren un cuidadoso pre tratamiento del agua de entrada, a fin de no dañar irreversiblemente las membranas.



**Figura 7. (Proceso de Electrodiálisis)**

### 1.3.2.8. SOLAR STILLS

Los Solar Stills son sistemas de desalinización mediante evaporación que operan con la energía disponible de la radiación solar. Son sistemas especialmente diseñados para aprovechar de un modo pasivo la energía solar. Haciendo uso del conocido *efecto invernadero*.

Los elementos básicos que componen un solar still son dos:

- a. La piscina o estanque
- b. La cubierta

La piscina o estanque es, como su nombre lo indica, el lugar donde se encuentra almacenada el agua salada que se pretende desalinizar. Puede aprovecharse una hondonada o cavidad natural en el terreno, o bien construirse de obra civil al igual que una piscina o estanque artificial.

La cubierta consta de una superficie transparente (a base de plástico o vidrio) colocada encima del estanque, de modo que en su interior se consiguen temperaturas lo suficientemente elevadas como para producir la evaporación de una determinada cantidad de agua del estanque. Esta temperatura interior elevada ( $> 60\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) se consigue gracias al *efecto invernadero* producido por la cubierta transparente, que consiste en que la mayor parte de la radiación solar exterior consigue atravesar la superficie de la cubierta, que actúa como una trampa térmica para la radiación solar. Esta radiación solar que atraviesa la cubierta transparente es absorbida en parte por el agua que existe en el interior y la otra parte es emitida con una longitud de onda mayor que la de la radiación incidente. Debido a su mayor longitud de onda, esta radiación es en su mayoría incapaz de atravesar hacia el exterior de la cubierta transparente, quedando atrapada en el interior del solar still, produciendo el consiguiente aumento de la temperatura ambiente, lo que favorece la evaporación de una pequeña fracción del agua allí existente.

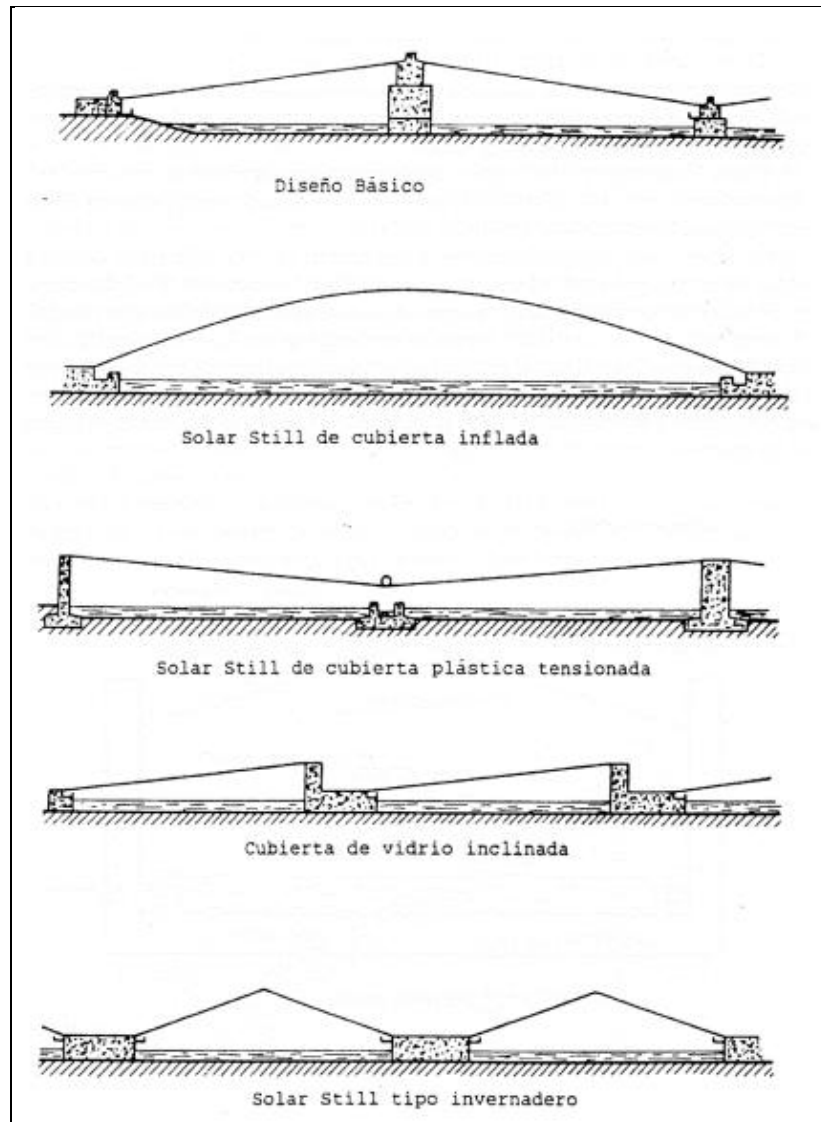
Este vapor condensa al entrar en contacto con la cara interior de la cubierta, formando pequeñas gotas de agua destilada que terminan uniéndose entre si y se deslizan siguiendo la pendiente de la cubierta, para finalizar siendo recogidas y canalizadas por los oportunos conductos colectores que terminan en los depósitos de almacenamiento de agua destilada.

La **Figura 8** muestra diferentes diseños de un Solar Still, en los que se ha variado la forma y disposición de la cubierta transparente. Como puede observarse en la **Figura 8**, en todos los diseños la pendiente de la cubierta conduce las gotas del agua condensada a los colectores de agua destilada.

Los Solar Still no se usan para producir grandes cantidades de agua desalinizada debido a que estos sistemas presentan una baja producción de destilado por unidad de superficie. Lo que obligaría a disponer de una superficie de terreno excesivamente grande. La producción diaria de un Solar Still suele estar comprendida entre 1 y 4 litros de agua por cada m<sup>2</sup> de superficie del estanque.

Este tipo de sistema de desalinización tiene otro inconveniente adicional, que consiste en las inevitables pérdidas de vapor y de destilado, siendo necesaria una considerable labor de mantenimiento para que estén completamente operativos. También experimentan un acusado descenso de productividad con el tiempo debido a diversos factores (envejecimiento y pérdida de transparencia de la cubierta, etc.)





**Figura 8. Diferentes diseños de Solar Stills**

Otro de los inconvenientes que posee un Solar Still es el costo relativamente alto que presentan, sobre todo si se instalan en países industrializados donde el costo de la mano de obra es alto. El costo de los materiales necesarios es relativamente bajo, pero requieren bastante mano de obra para el montaje y la instalación.

A pesar de estos inconvenientes, los Solar Still son atractivos para pequeñas instalaciones, especialmente en localizaciones remotas con escasos recursos energéticos y un buen nivel de radiación solar. Este es el motivo por el cual este tipo de sistemas ha sido y es objeto de

estudios en países como Pakistán, India y Grecia. Todos estos países poseen numerosas instalaciones de este tipo.

El Factor de Rendimiento típico de un Solar Still es del orden de 0.53, lo que significa que se necesitan 4.350 kJ para producir 1 kg de agua destilada.

Las experiencias prácticas existentes con los Solar Still muestran que el elemento más frágil y que suele ocasionar la puesta en fuera de servicio de la instalación, es la cubierta. Este problema se hace tanto más potente cuanto mayor es la superficie del sistema, ya que cuanto mayor es la superficie de la cubierta, más propensa es a los agentes meteorológicos (viento, granizo, etc.). Este es el principal motivo por el que estos sistemas resultan más adecuados para pequeños sistemas, siendo utilizado en la actualidad para pequeños núcleos rurales de países mediterráneos y asiáticos.

Existen diseños avanzados de Solar Still en los que se ha tratado de aumentar el rendimiento, incorporando para ello un segundo efecto en el interior de la cubierta. Este segundo efecto consiste en que el vapor de agua que se desprende de la superficie del estanque, no condensa sobre la cara interior de la cubierta del solar still, sino que lo hace sobre otra superficie intermedia que sirve como fondo de un recipiente que contiene también agua salobre. De este modo, el vapor que se desprende de la superficie del estanque se condensa cediendo su calor latente de evaporación al agua salobre contenida en el recipiente intermedio, calentándola. El resultado obtenido con esta mejora es un Factor de Rendimiento mayor (del orden de la unidad), pero también se complica la construcción del sistema y se aumentan las labores de mantenimiento.

### 1.3.2.9. COLECTORES DESALINIZADORES COMPACTOS (C.D.C.)

A estos colectores solares se les podría definir como pequeños Solar Stills, ya que su principio de funcionamiento es idéntico.

La única diferencia apreciable es el tamaño, que resulta sensiblemente inferior en el caso de los C.D.C.

La **Figura 9** muestra un C.D.C. típico, en el que pueden apreciarse los mismos elementos que hemos descrito para los Solar Still: cubierta transparente, depósito para el agua salobre, canales de recogida para el destilado, etc.

Estos sistemas son de pequeño tamaño, lo que permite su instalación en las azoteas de las viviendas. Esta es su principal ventaja, ya que los convierte en sistemas desalinizadores al alcance de cualquier persona que desee disponer de una pequeña cantidad de agua desalinizada.

Existen otros diseños de C.D.C., como los mostrados en las **Figura 10, 11 y 12**. La **Figura 10** muestra un C.D.C. en el que el recipiente para albergar el agua de mar ha sido sustituido por una mecha que permanece constantemente húmeda gracias a un flujo continuo de agua salada que circula, por gravedad, desde la parte superior hasta la salida situada en la parte inferior del colector.

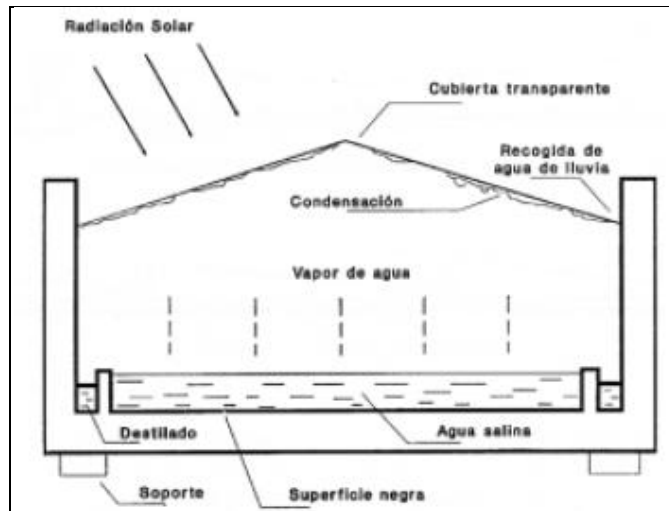


Figura 9. Ejemplo de Colector Desalinizador Compacto (C.D.C)

La **Figura 11** es un C.D.C multi-etapa, en el cual se consigue aumentar su rendimiento. En él también se han sustituido en el absolvedor los recipientes para el agua de mar por mecha permanentemente impregnadas de agua del mar que proviene de un depósito central. Aunque este diseño permite aumentar el rendimiento, también es cierto que su costo es mayor.

La **Figura 12** muestra un diseño denominado tipo escalera, con el que se persigue aumentar el rendimiento a base de aumentar la energía solar disponible y disminuir las pérdidas térmicas.

Esto se consigue al inclinar la superficie transparente de modo que el ángulo de incidencia de los rayos solares está próximo a los  $90^\circ$ , a la vez que se aumenta la superficie libre disponible del agua de mar en el interior.

El pequeño volumen de aire existente entre la cubierta transparente y la superficie del agua salada hace que las pérdidas térmicas sean también menores. La tendencia en el diseño de los C.D.C. es realizar los procesos de evaporación y condensación en zonas diferentes, de modo que el vapor que se produce no condense sobre la cubierta transparente a través de la cual penetra la radiación solar al interior del colector.

De este modo se logra aumentar la eficiencia, por un doble motivo: al evitarse la formación de gotas de condensado sobre la cara interior de la cubierta transparente, se aumenta su transparencia a la radiación solar incidente, a la vez que se disminuyen las pérdidas térmicas del sistema. Una forma de llevar esto a cabo es condensar el vapor en una cámara diferente de donde se realiza la absorción de la radiación solar.

El colector mostrado en la **Figura 13** es un ejemplo de este tipo de diseño avanzado, en el que, además de separar físicamente las zonas donde se producen la evaporación y la condensación, se utiliza un fluido auxiliar como elemento de transferencia de calor.

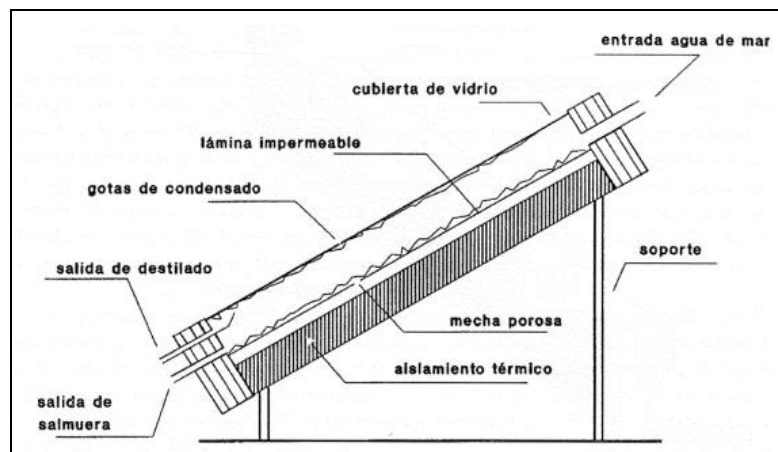


Figura 10. C.D.C con mecha porosa como absorbente

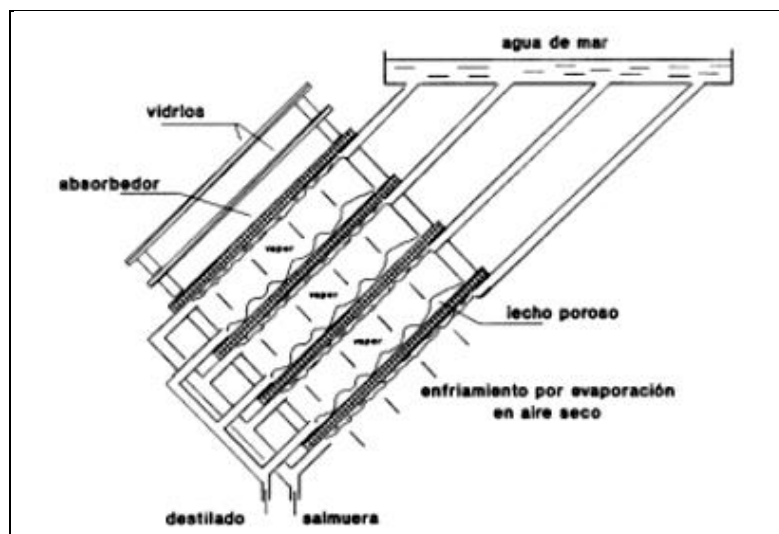


Figura 11. C.D.C tipo multi-efect

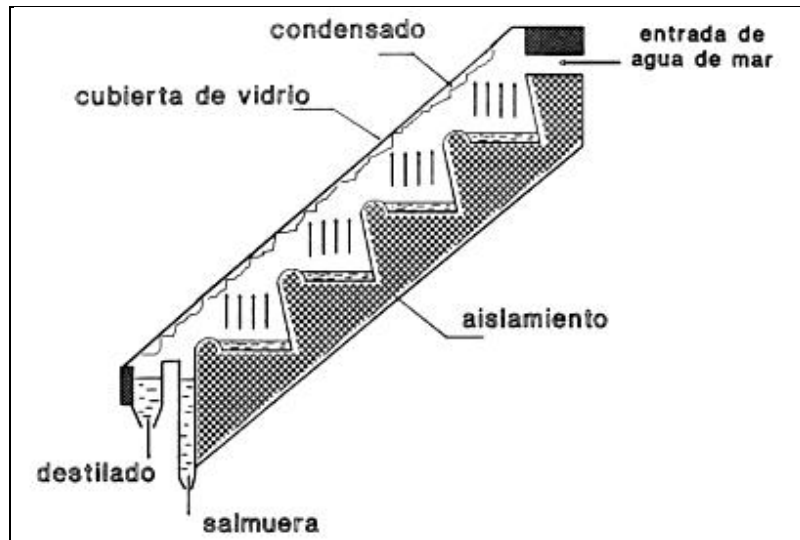


Figura 12. Diseño de un C.D.C tipo escalera

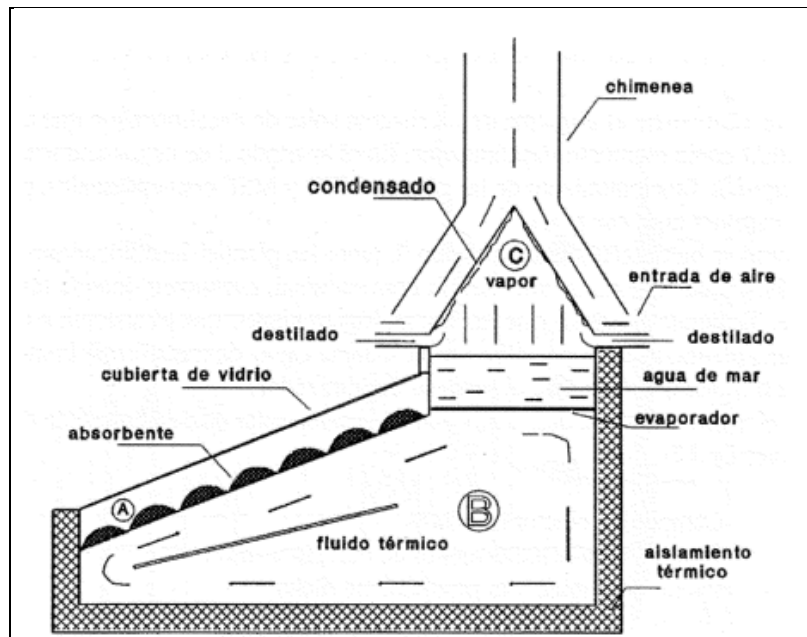


Figura 13. Ejemplo de un diseño de C.D.C con condensador separado

En el colector mostrado en la **Figura 13** se distinguen tres zonas claramente diferenciadas; «A», «B» y «C». La zona A es el lugar donde se realiza la captación de la radiación solar, convirtiéndola en energía térmica. Está compuesta por una cámara estanca con vacío en su interior, por su parte superior está limitada por la cubierta transparente, mientras que en la superficie inferior esta el absorbente, que consiste en una superficie negra ondulada que se calienta debido al efecto invernadero. La zona B está compuesta por un depósito estanco lleno

de agua o cualquier otro líquido de buena conductividad térmica y alto calor específico. Este líquido solo tiene la misión de transportar, por convección natural, la energía térmica desde el absorbedor hasta la placa de evaporación, que está situada entre las zonas B y C. En el interior de este depósito existe una placa inclinada para favorecer la recirculación natural del líquido por convección, tal y como muestran las flechas.

La Cámara C es el lugar donde se tiene el agua de mar que se desea desalinizar. Parte de esta agua se evapora como consecuencia del calor que le transmite el fluido existente en la zona B. El vapor producido asciende hasta entrar en contacto con la cara interior de la chimenea de refrigeración, lo que provoca su condensación. Las gotas de condensado se aglutinan y deslizan por las paredes inclinadas de la chimenea, cayendo al colector de recogida del destilado. La circulación de aire por la chimenea puede hacerse tanto de un modo natural como recurriendo al uso de un pequeño ventilador.

#### **1.3.2.10. SISTEMAS SOLARES DE DESALINIZACION CON PLANTAS M.E.D Y M.S.F.**

La **Figura 14** muestra el esquema de un sistema solar de desalinización que usa una planta de tipo MED como elemento desalinizador. Tanto las plantas desalinizadoras MED como las de tipo MSF que funcionan con energía convencional, consumen energía térmica fundamentalmente. Teniendo presente este hecho, es lógico pensar que el sistema solar que debe acoplarse a una planta de este tipo, debe ser un sistema capaz de transformar la radiación solar en la energía térmica que demanda el proceso desalinizador.

Los tres elementos básicos que componen un sistema solar de desalinización del tipo MED o MSF son ver **Figura 3.11**:

- a. Campo de colectores solares

- b. Sistema de almacenamiento de energía térmica
- c. Planta desalinizadora propiamente dicha

**Campo de colectores solares:** Los colectores solares son los encargados de transformar la radiación solar en energía térmica. Para ello se hace circular un fluido por los colectores, de modo que este fluido se calienta a medida que avanza a través de los mismos, siendo la energía solar transformada en energía térmica.

Existen diversos tipos de colectores solares que pueden utilizarse para este tipo de aplicación. Todos ellos deben ser capaces de calentar el fluido a una temperatura de por lo menos 90 °C. Aparte de la temperatura, otro factor que debe ser tenido en consideración a la hora de elegir el tipo de colector más adecuado, es el tipo de radiación solar que existe en el lugar donde se desea instalar el sistema de desalinización. En aquellos lugares donde la radiación directa es baja, se debe recurrir a colectores solares que no sean de concentración, ya que los colectores de concentración solo pueden aprovechar la radiación solar directa. En cambio, en aquellas zonas donde la insolación directa anual es del orden de  $2 \text{ MWh}/\text{m}^2$ , los colectores de concentración son generalmente la solución más efectiva.

Recordemos que la radiación solar tiene dos componentes: la radiación directa y la radiación difusa. La radiación directa es aquella fracción de la radiación solar que llega a la superficie de la tierra sin interaccionar con las partículas que existen en la atmósfera. Por lo tanto, esta componente de la radiación solar llega a la tierra con una dirección bien definida, que viene dada por la línea que une el Sol con el punto en el cual nos encontramos.

La radiación difusa corresponde a aquella fracción de la radiación solar global que ha interaccionado con las partículas existentes en la atmósfera y ha modificado su trayectoria llegando a la superficie terrestre sin una dirección bien definida. Este es el motivo por el cual la radiación predominante en los días nublados es la radiación difusa.



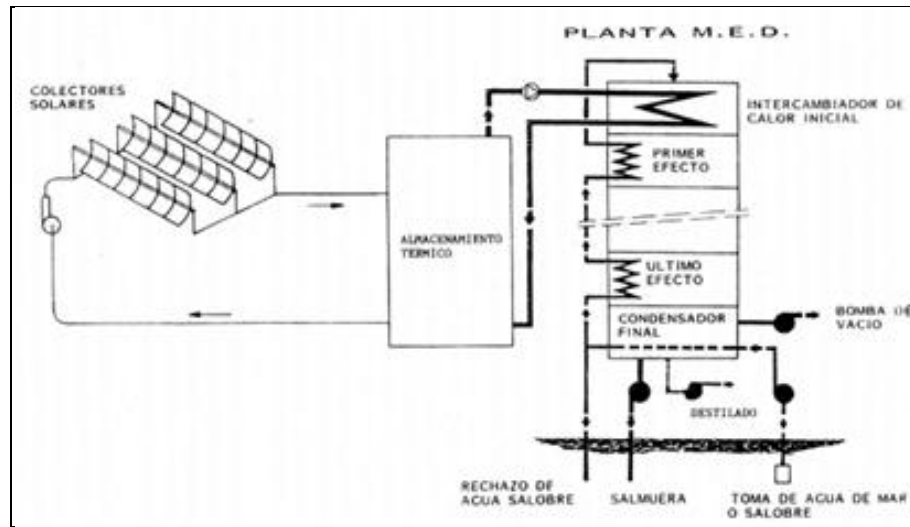


Figura 14. Esquema de un sistema solar MED típico

La Planta Desalinizadora: Es el elemento desalinizador propiamente dicho. Puede ser del tipo MED o MSF, la única diferencia que esto conlleva es que las plantas MSF necesitan trabajar con temperaturas de por lo menos 110 – 120 °C, y esto hace que en pocas ocasiones se puedan utilizar colectores solares sin concentración cuya temperatura máxima de trabajo está en torno a los 110 °C.

### 1.3.2.11. PLANTAS DESALINIZADORAS FOTOVOLTAICAS Y EOLICAS

Los sistemas fotovoltaicos transforman la radiación solar en energía eléctrica, mientras que los sistemas eólicos transforman la energía cinética del viento en energía eléctrica. Puesto que ambos sistemas producen energía eléctrica, cualquier proceso de desalinización que consuma principalmente este tipo de energía podrá utilizarse para desalinizar el agua mediante el uso de alguna de estas energías renovables.

De acuerdo con las características de los diferentes procesos de desalinización descritos, tanto las plantas de Ósmosis Inversa como las de Electrodialisis son adecuadas para ser acopladas a sistemas fotovoltaicos o eólicos. Dependiendo de cuál sea el factor meteorológico

predominante: el Sol o el Viento, se instalara un tipo u otro de sistema. Los elementos principales que componen cualquiera de estos sistemas son (**ver Figura 15**):

- a. Sistema de generación eléctrica
- b. Sistema de almacenamiento de energía eléctrica
- c. Planta desalinizadora

El sistema de generación eléctrica puede estar constituido por un conjunto de placas fotovoltaicas o por un aerogenerador. Las placas fotovoltaicas transforman la energía de los fotones de la radiación solar en energía eléctrica, que posteriormente es almacenada en acumuladores eléctricos similares a los utilizados en automoción.

Los aerogeneradores son generadores eléctricos que transforman la energía mecánica del viento en energía eléctrica. La fuerza del viento hace girar unas palas que van acopladas al eje del generador, produciendo energía eléctrica que también puede ser almacenada en acumuladores eléctricos.

Como se ha mencionado anteriormente, el sistema de almacenamiento de energía eléctrica utilizado en estos sistemas es a base de acumuladores similares a los utilizados en aplicaciones convencionales, aunque con algunas características especiales para lograr una mayor fiabilidad y durabilidad.

La planta desalinizadora de este tipo de sistemas es idéntica a las plantas de Osmosis Inversa convencionales, que ya han sido descritas anteriormente, con los mismos elementos y componentes.

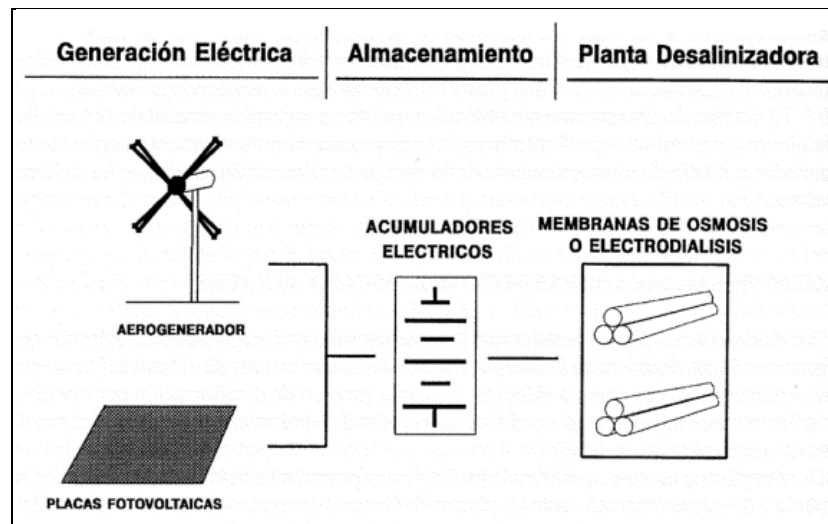


Figura 15. Sistema Solar y Eólico mediante Ósmosis Inversa

En estos sistemas de desalinización existen una serie de subsistemas auxiliares eléctricos, como son:

- **El inversor:** sirve para transformar la corriente continua que proporcionan las baterías del sistema de almacenamiento, en la corriente alterna que requieren las motobombas y los elementos eléctricos que componen la planta desalinizadora.
- **El rectificador:** sirve para transformar la corriente alterna dada por el aerogenerador en corriente continua, y de este modo poder almacenarla en los acumuladores. Las plantas que funcionan con placas fotovoltaicas no necesitan rectificadores, ya que las placas solares proporcionan directamente energía eléctrica continua.

### 1.3.3. ANALISIS DE LOS PROCESOS

Con el crecimiento poblacional, el incremento de la demanda industrial, y la contaminación, los recursos naturales se ven afectados, y por ende, el agua requerida para las necesidades humanas se convierte en un problema básico y vital, por lo que se presenta la urgencia de desarrollar tecnologías capaces de aprovechar los recursos hídricos disponibles, considerando obtener agua de calidad a bajos costos y con el menor uso de energía fósil, lo que representaría

un bajo impacto ambiental. Dados los altos índices de contaminación de ríos, embalses y aguas subterráneas, se presenta una opción importante: la desalinización del agua de mar para obtener agua consumible.

En este trabajo se analizaron las ventajas e inconvenientes de varios procesos para desalinización con énfasis en los que representen el menor consumo energético, bajos costos y menor impacto ambiental.

TECNOLOGÍA	CAPACIDAD INSTALADA [m <sup>3</sup> /día]	DISTRIBUCIÓN [%]
Evaporación Multi-Etapas Flash (MSF)	10 020 672	44.2%
Ósmosis Inversa (OI)	8 986 209	39.6%
Electrodialisis (ED)	1 262 929	5.6%
Destilación Multi-Efecto (MED)	921 387	4.1%
Comprensión de Vapor (CV)	971 792	4.3%
Destilación Solar	510 043	2.2%
Congelación	210	0.0%
Total	22 674 242	100%

**Tabla 9. Capacidad instalada mundial de las distintas tecnologías utilizadas en la desalinización**

Se seleccionaron artículos del año 2000 hasta la fecha relacionados a: patentes, artículos de investigación y tesis relacionadas. El análisis de todo el acopio de información fue procesado a través de las matrices: FODA y MET.

La Matriz FODA es una herramienta que ordena la información encontrada, de acuerdo a las fortalezas y debilidades del proceso analizado, oportunidades que el proceso tiene desde el punto de vista del entorno externo con la competencia, costos, consumo energético; las amenazas se relacionan con las nuevas tecnologías emergentes, complejidad del proceso y tendencia de los usuarios hacia nuevos procesos.

La Matriz MET ordena la información recaudada, desde la perspectiva de los materiales utilizados en todo el proceso, la utilización de energías fósiles que impactan al medio ambiente, así como la cantidad de energía consumida en el proceso; y por último, la toxicidad de los materiales, materias primas utilizadas o cualquier otro agente físico, químico o biológico, que se use en el proceso y sean considerados como tóxicos por la Organización Mundial de la Salud (OMS).

### 1.3.3.1. MATRIZ FODA

A continuación se presenta la Matriz FODA (Fortalezas, Oportunidades, Debilidades y Amenazas), con el contenido de los datos recaudados en la investigación, objeto de este estudio.

PROCESOS	FUERZAS	OPORTUNIDADES	DEBILIDADES	AMENAZAS
Ósmosis Inversa	<p>El procedimiento es simple en términos generales.</p> <p>Los costos de instalación son bajos.</p> <p>Las plantas de producción emplean Ósmosis Inversa generalmente tienen una alta tasa de producción.</p> <p>El uso de energía para procesar agua salobre es del rango de 2 a 2.8 <math>KWh/m^3</math> de agua producida.</p> <p>Este proceso puede hacer uso de prácticamente cualquier tipo de agua sin importar su origen.</p> <p>Permite remover con cierta sencillez contaminantes orgánicos e inorgánicos.</p> <p>El impacto ambiental de este proceso es mínimo</p>	<p>Buscar alternativas para mejorar los materiales de las membranas que mejoren su limpieza pues el proceso es muy dependiente de ellas.</p> <p>Generar dispositivos con procedimientos de auto limpieza de membranas para preservarlas mayor tiempo.</p>	<p>El único factor complicado es encontrar o producir un suministro limpio que minimice la limpieza frecuente de la membrana.</p> <p>El agua empleada usualmente necesita ser pre tratada para remover inicialmente las partículas contaminantes y prolongar la vida de la membrana. Las plantas que requieran procesar el agua con este método deben garantizar la calidad de sus servicios, maquinaria y materiales mediante procesos de certificación.</p> <p>El desecho de la salmuera debe ser tratado con mucho cuidado para no impactar nocivamente el ambiente. -Se corre un alto riesgo de contaminación bacteriana en las membranas mismas que pueden introducir olores y sabores desagradables en el producto final.</p> <p>Se requiere de una fuente confiable de energía, es decir de un suministro permanente para generar el producto, pues no puede ser interrumpido</p>	<p>El proceso de lechos compactados, es investigado actualmente, para la desalinización de agua.</p>

<b>PROCESOS</b>	<b>FUERZAS</b>	<b>OPORTUNIDADES</b>	<b>DEBILIDADES</b>	<b>AMENAZAS</b>
Electrodiálisis	<p>Utiliza corriente eléctrica para forzar las sales disueltas por membranas.</p> <p>Maneja a base de membranas para separar las sales.</p>	Puede utilizar diferentes fuentes de energía eléctrica (combustibles fósiles o renovables como solar o eólica).	<p>Es el método más aplicable a agua salobre.</p> <p>Consume mucha energía.</p>	
Destilación multietapas (MED)	<p>Es aplicable a proyectos de mediana o grande escala.</p> <p>Maneja cámaras de baja presión para ayudar en la vaporización.</p> <p>El calor que se utiliza en una etapa es utilizado para la vaporización de agua de la siguiente.</p> <p>El acomodo de los destiladores ocupa menos superficie.</p>	Utilizar energías alternas.	<p>El mantenimiento costoso de maquinaria.</p> <p>Genera muchos residuos con alto contenido mineral, los cuales requieren un manejo especial.</p> <p>Consume gran cantidad de energía.</p>	El crecimiento de los Procesos por ósmosis inversa.
Evaporación de múltiples etapas (MSF)	<p>Es aplicable a proyectos de mediana o grande escala.</p> <p>Utiliza calor.</p> <p>Maneja cámaras de baja presión para ayudar en la vaporización.</p> <p>A mayor etapas en el proceso, mayor eficiencia en sus resultados</p>	Utilizar energías alternas.	<p>El mantenimiento costoso de maquinaria.</p> <p>Genera muchos residuos con alto contenido mineral, los cuales requieren un manejo especial.</p> <p>A mayores etapas del proceso, son necesarios más espacios, capital y mantenimiento.</p>	El crecimiento de los procesos por ósmosis inversa.
Solar stills destillation	<p>Se vale de la energía solar para calentar el agua salada.</p> <p>Captura el vapor del agua condensado como agua pura.</p>	Tiene gran potencial para proyectos pequeños en lugares con condiciones favorecedoras.	<p>Es aplicable principalmente a proyectos de menor escala debido a su simplicidad e independencia.</p> <p>Tiene altos costos de operación.</p>	Los factores climáticos pueden influir en el desempeño del proceso.

### 1.3.3.2. MATRIZ MET

A continuación se presenta un análisis MET, (Material, Energía y Toxicidad) en la que se pueden apreciar los distintos procesos y sus características principales.

PROCESOS	MATERIALES	ENERGÍA	TOXICIDAD
Ósmosis Inversa	Membranas Bombas	Consumo de 2 a 2.8 $KWh/m^3$ con un costo de 0.60 $USD/m^3$ agua tratada.	Metales pesados (Cu, Fe, Ni, Cr, Zn), son metales corrosivos que pueden acumularse en el sistema y causar estrés a nivel molecular y celular.  Sulfuro de Sodio, utilizado como anticorrosivo, y además se re emplea para capturar O2, aún no se conocen efectos tóxicos para este material.
Electrodiálisis	Membranas Ion Selectivas Pila análoga Intercambiador de calor de placa	El costo para la producción de un galón de agua destilada mediante este proceso, es de 58 $USD/m^3$ .  Con un consumo de energía de 16 a 19 $KWh/m^3$ .	Formaldehido, en concentraciones de 0.1 ppm o más, puede producir trastornos agudos, tales como ojos llorosos, náuseas, accesos de tos, opresión en el pecho.
Destilación multietapas (MED)	Platos perforados Columna de destilación Capuchones para burbujas Boiler Condensador	Consumo de energía eléctrica de 3.4 a 4 $KWh/m^3$ y 40 $KWh/m^3$ de energía térmica un costo de 1.5 $USD/m^3$ .	Metales pesados (Cu, Fe, Ni, Cr, Zn), son metales corrosivos que pueden acumularse en el sistema y causar estrés a nivel molecular y celular.  Fosfatos, sirven como anticrustantes, son macronutrientes que llegan a causar eutrofización. Sulfuro de Sodio, utilizado como anticorrosivo, y además re emplea para capturar O2, aún no se conocen efectos tóxicos para este material.  Residuos sólidos que provienen de la limpieza.
Evaporación de múltiples etapas (MSF)	Separador flash Tubería de entrada Válvulas de control de flujo Condensador	Consumo de energía eléctrica de 5 a 8 $KWh/m^3$ y 40 $KWh/m^3$ de energía térmica a un costo de 1.10 $USD/m^3$ de agua tratada.	Los mismos problemas de toxicidad del proceso MED.  Residuos sólidos que provienen de la limpieza



## 1.4. PROCESOS DE CONDENSACION Y EVAPORACION

El cambio del estado líquido al de vapor debido a la ebullición se sostiene por la transferencia de calor desde la superficie sólida; de manera inversa, la condensación de un vapor en líquido tiene como resultado la transferencia de calor a la superficie sólida, dado que implican movimiento de fluido la ebullición y condensación se clasifican como formas del modo de transferencia de calor por convección. Sin embargo, se caracterizan por propiedades únicas. Debido a que hay un cambio de fase, la transferencia de calor hacia o desde el fluido puede ocurrir sin influir en la temperatura del mismo. De hecho, a través de la ebullición o condensación, se puede alcanzar transferencias de calor grandes con pequeños diferenciales de temperatura.

Además del calor latente son importantes otros dos parámetros para caracterizar el proceso, la tensión superficial entre la interfaz líquido - vapor y la diferencia de densidad entre las dos fases. A causa de estos parámetros los coeficientes y transferencias de calor por ebullición y condensación son por lo general mucho mayores que los característicos de la transferencia de calor por convección sin cambio de fase.

Muchos problemas de ingeniería incluyen ebullición y condensación, por ejemplo, ambos procesos son esenciales para todos los ciclos de potencia y refrigeración. Los evaporadores en los que ocurre el proceso de ebullición y los condensadores también son componentes esenciales en los ciclos de refrigeración por compresión de vapor, por ende, el diseño de tales componentes señala que los procesos de cambio de fase asociados a ellos deben ser bien entendidos.

### 1.4.1. PARAMETROS TRIDIMENSIONALES EN LA EBULLICION Y LA CONDENSACION

Puesto que es difícil desarrollar ecuaciones de gobierno para los procesos de ebullición y condensación, los parámetros adimensionales apropiados se obtienen mediante el teorema *pi* de Buckingham<sup>4</sup>.

Para ambos procesos el coeficiente de convección puede depender de la diferencia entre las temperaturas de la superficie de saturación, la fuerza de cuerpo que surge de la diferencia de densidad líquido - vapor, el calor latente, la tensión superficial, longitud característica y las propiedades termofísicas del líquido o del vapor.

Es decir:

$$h = h \left[ \Delta T, g(\rho_l - \rho_v), h_{fg}, v, L, \rho, C_p, k, \mu \right] \quad \text{Ecuación (1)}$$

Dado que hay diez variables en cinco dimensiones habrá:  $10 - 5 = 5$  *pi* grupos, que se pueden expresar en las siguientes formas:

$$\frac{hL}{k} = f \left[ \frac{\rho g (\rho_l - \rho_v) L^3}{\mu^2}, \frac{C_p \Delta T}{h_{fg}}, \frac{\mu C_p}{k}, \frac{g (\rho_l - \rho_v) L^2}{\sigma} \right] \quad \text{Ecuación (2)}$$

O, con la definición de los grupos adimensionales:

$$Nu_L = f \left[ \frac{\rho g (\rho_l - \rho_v) L^3}{\mu^2}, Ja, Pr, Bo \right] \quad \text{Ecuación (3)}$$

---

<sup>4</sup>Edgar Buckingham (8 de julio 1867 Philadelphia, PA - 29 de abril 1940 Washington, DC) fue un físico.

Los nuevos parámetros adimensionales son el número de Jakob<sup>5</sup>, el número de Bond, y un parámetro sin nombre que tiene gran semejanza con el número de Grashof<sup>6</sup>. Este parámetro sin nombre representa el efecto del movimiento del fluido inducido por empuje sobre la transferencia de calor. El número de Jakob, denominado por Max Jakob en honor de su primer trabajo sobre el fenómeno del cambio de fase, es la razón de la energía sensible máxima absorbida por el líquido (vapor) a la energía latente absorbida por el líquido (vapor) durante la condensación (ebullición). En muchas aplicaciones, la energía sensible es mucho menor que la energía latente y el número de Jakob tiene un valor numérico pequeño. El número de Bond es la razón de la fuerza de cuerpo gravitacional a la fuerza de tensión superficial.

#### 1.4.2. MODOS DE EBULLICION

Cuando ocurre la evaporización en una interfaz sólido - líquido se denomina ebullición, el proceso ocurre cuando la temperatura de la superficie excede la temperatura de saturación que corresponde a la presión del líquido. El calor se transfiere de la superficie sólida al líquido y la forma apropiada de la ley de enfriamiento de Newton<sup>7</sup> es:

$$q''_s = h(T_s - T_{sat}) = h\Delta T_e \quad \text{Ecuación (4)}$$

El proceso se caracteriza por la formación de burbujas de vapor, que crecen y posteriormente se separan de la superficie. Las burbujas de vapor crecen y la dinámica depende, de la forma complicada, del exceso de temperatura, la naturaleza de la superficie y las propiedades termofísicas del fluido, como su tensión superficial. A su vez, la dinámica de la formación de las burbujas de

---

<sup>5</sup> **Jacob (Jacques) Bernoulli** (27 de diciembre 1654 Basilea, Suiza - 16 de agosto 1705 Basilea, Suiza) Científico, Matemático (álgebra, el cálculo infinitesimal, el cálculo de variaciones, la mecánica, la teoría de la serie, y la teoría de la probabilidad).

<sup>6</sup> **Grashof, Franz** (B D ü Düsseldorf, Alemania 11 de julio de 1826 - d. Karlsruhe, Alemania, 26 de octubre de 1893) Científico (la mecánica aplicada, termodinámica, diseño de la máquina).

<sup>7</sup> **Sir Isaac Newton** (4 de enero 1643 en Woolsthorpe, Lincolnshire, Inglaterra - 31 de marzo 1727 en Londres, Inglaterra) Científico (teoría gravitacional, acción y reacción, etc).

vapor afecta al movimiento del fluido cerca de la superficie y por tanto influye en alto grado en el coeficiente de transferencia de calor.

La ebullición puede ocurrir bajo varias condiciones. Por ejemplo, la ebullición de alberca, el líquido está en reposo y su movimiento cerca de la superficie se debe a la convección libre y a la mezcla inducida por el crecimiento de las burbujas y su separación. Por el contrario para la ebullición de convección forzada, el movimiento del fluido es inducido por medios externos, así como por convección libre y por la mezcla inducida por las burbujas. La ebullición también se puede clasificar como:

1. Subenfriada
2. Saturada

En la ebullición subenfriada, la temperatura del líquido está por debajo de la temperatura de saturación y las burbujas que se forman en la superficie se pueden condensar en el líquido. Por lo contrario, la temperatura del líquido excede ligeramente la temperatura de saturación en la ebullición saturada. Las burbujas que se forman en la superficie se impulsan a través del líquido mediante las fuerzas de empuje y finalmente escapan de la superficie libre.

#### **1.4.2.1 EBULLICION DE ALBERCA**

La ebullición de alberca saturada, como se muestra en la **Figura 16** se estudia de forma extensa. Aunque hay una disminución pronunciada en la temperatura del líquido cerca de la superficie sólida, la temperatura a través de la mayor parte del líquido permanece ligeramente por arriba de la saturación. Las burbujas se generan en el interfaz líquido - sólido se elevan y se transportan a través de la interfaz líquido - vapor. Una apreciación de los mecanismos físicos fundamentales se puede obtener al evaluar la curva de ebullición.

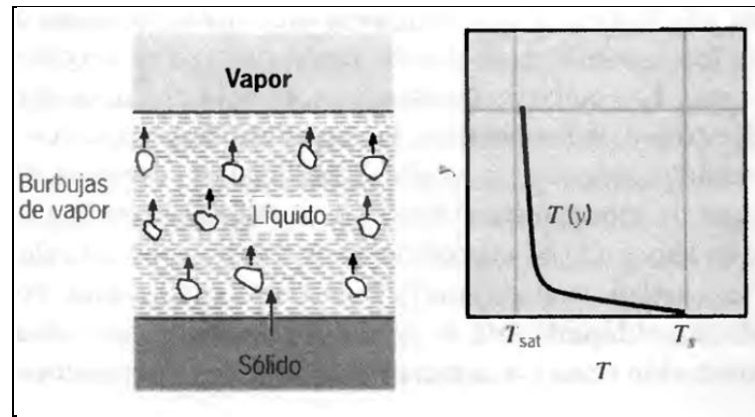
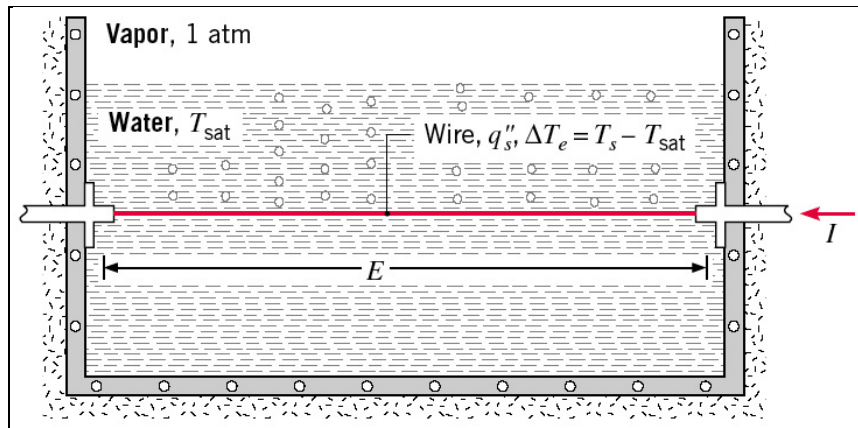


Figura 16. Distribución de temperaturas en ebullición de alberca saturada en una interfaz líquido – vapor

#### 1.4.2.2. CURVA DE EBULLICION

Nukiyama<sup>8</sup> fue el primero en identificar diferentes regímenes de ebullición de alberca con el uso del aparato de la **Figura 17**. El flujo de calor de un alambre de resistencia horizontal al agua saturada se determinó mediante la medición de flujo de la caída de potencial. La temperatura del alambre se determinó del conocimiento de la manera en la que su resistencia eléctrica varió con la temperatura. Éste arreglo se denomina calentamiento de potencia controlada, en donde la temperatura del alambre (y de aquí exceso de temperatura), es la variable dependiente y la fijación de resistencia (y por ello el flujo de calor), es la variable independiente, es evidente que conforme se aplica una mayor resistencia, el flujo de calor aumenta, primero lentamente y después con gran rapidez dependiendo del exceso de temperatura.

<sup>8</sup> Shiro Nukiyama (1968) Científico ("máxima y os valores mínimos de calor Q de transmisión de metal al agua hirviendo en la presión atmosférica ")



**Figura 17. Aparato de calentamiento de potencia controlada de Nukiyama para la demostración de la curva de ebullición**

Con el posterior incremento en la potencia, el calor aumentó a niveles muy altos hasta que, de súbito, para un valor ligeramente más grande que el flujo de calor máximo, la temperatura del alambre saltó al punto de fusión y se quemó. Sin embargo, al repetir el experimento con alambre de platino que tiene un punto de fusión más alto, Nukiyama fue capaz de mantener flujos de calor por arriba del calor máximo sin que se fundiera el alambre. Cuando posteriormente redujo la potencia, la variación de temperatura con el flujo de calor siguió la curva de enfriamiento de la **Figura 18**. Cuando el flujo de calor alcanzó el punto mínimo (flujo de calor mínimo), una disminución adicional en la potencia ocasionó que el exceso de temperatura cayera abruptamente, y el proceso siguió la curva original de calentamiento de regreso al punto de saturación.

Nukiyama pensó que el efecto de histéresis de la **Figura 18** era una consecuencia del método de calentamiento de potencia controlada, donde el exceso de temperatura es una variable dependiente. También pensó que con el uso de un proceso de calentamiento que permitiera el control independiente del exceso de temperatura, se podría obtener la parte perdida (punteada) de la curva.

Esta conjetura la confirmaron posteriormente Drew y Mueller. Mediante la condensación de vapor dentro de un tubo a diferentes presiones fueron capaces de controlar el vapor del exceso de temperatura para la ebullición de un fluido orgánico de bajo punto de ebullición en la superficie externa del tubo y por ello obtener la parte perdida de la curva de ebullición.

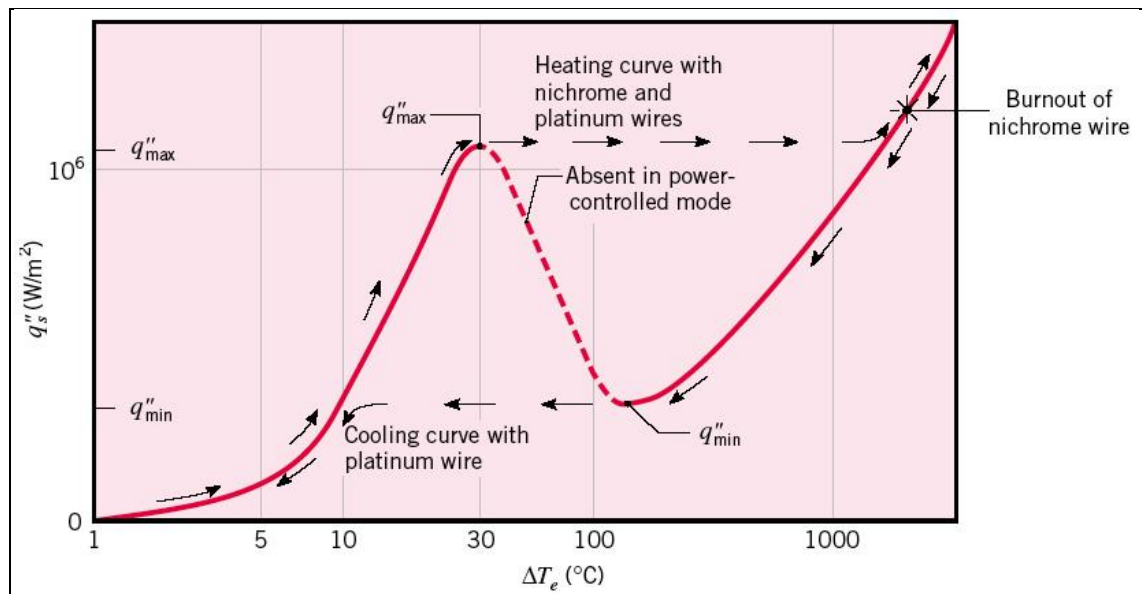


Figura 18. Curva de ebullición de Nukiyama para agua saturada a presión atmosférica

#### 1.4.2.3. MODOS DE EBULLICION DE ALBERCA

Se puede obtener una apreciación de los mecanismos físicos básicos al examinar los diferentes modos o regímenes de la ebullición de alberca. Estos regímenes se identifican en la curva de ebullición de la **Figura 19**. La curva específica pertenece a agua a una atmósfera, aunque tendencias similares caracterizan el comportamiento de otros fluidos, a simple deducción notamos que el flujo de calor depende del coeficiente de convección y también del exceso de temperatura. Se puede delinear diferentes regímenes de ebullición de acuerdo con el valor del exceso de temperatura.

#### 1.4.2.4. EBULLICION DE CONVECCION LIBRE

Se dice que existe la ebullición de convección libre si el exceso de temperatura es menor o igual a 5 °C. En este régimen hay insuficiente vapor en contacto con la fase líquida para ocasionar la ebullición a la temperatura de evaporación. Como el exceso de temperatura aumenta, finalmente ocurrirá el inicio de las burbujas, pero por debajo del punto A denominado inicio de la ebullición nucleada, *ONB*, el movimiento del fluido se determina principalmente por los efectos de convección libre. Dependiendo si el flujo es laminar o turbulento el exceso de temperatura varía a la potencia de

un cuarto o un tercio respectivamente, en cuyo caso el flujo de calor varía como potencia de cinco cuartos o cuatro tercios.

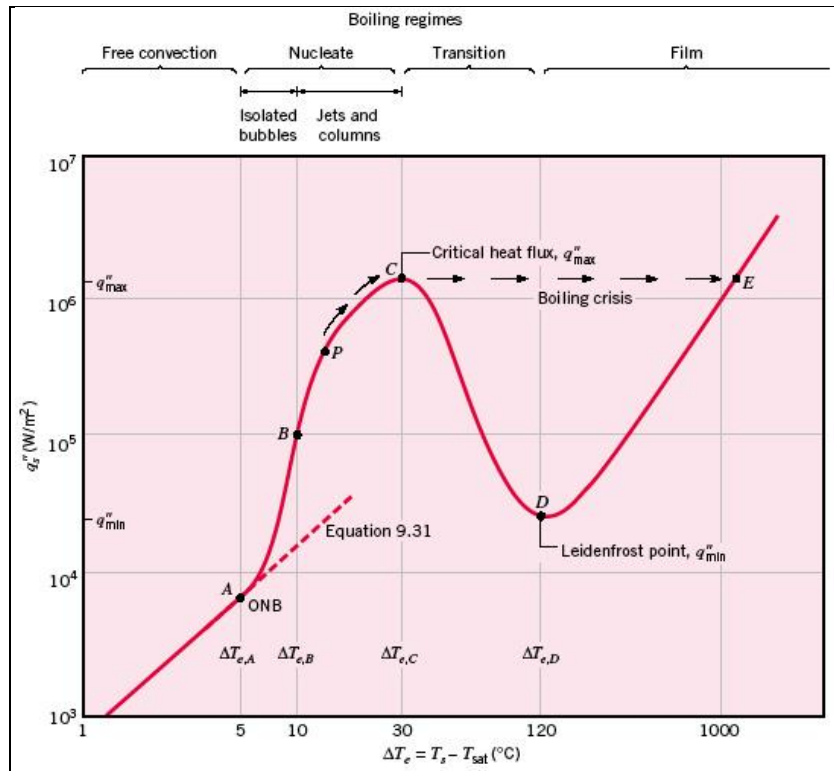


Figura 19. Curva típica para agua a 1 atm

#### 1.4.2.5. EBULLICION NUCLEADA

La ebullición nucleada existe cuando el exceso de temperatura es mayor a los 5 °C o a su vez menor a los 30 °C. En éste intervalo se pueden distinguir dos regímenes de flujo diferentes. En la región A – B, se forman burbujas aisladas en los lugares de nucleación y se separan de la superficie, como se ilustra en la **Figura 17**. Esta separación induce una mezcla considerable de fluido cerca de la superficie, lo que aumenta de forma sustancial el flujo de calor y el coeficiente de convección. En este régimen la mayor parte del intercambio de calor es a través de la transferencia directa de la superficie al líquido en movimiento en la superficie, y no a través de burbujas de vapor que se elevan de la superficie. Como el exceso de temperatura aumenta más de 10 °C se activan más lugares de nucleación y la formación creciente de burbujas ocasionan la interferencia y fusión de las burbujas.



En la región *B - C*, el vapor escapa como chorros o columnas, que posteriormente se unirán en flujos de vapor. La interferencia entre las burbujas densamente pobladas inhibe el movimiento del líquido cerca de la superficie. El punto *P* de la **Figura 19** corresponde a una inflexión en la curva de ebullición en que el coeficiente de transferencia de calor es un máximo. En éste punto el coeficiente de transferencia de calor por convección comienza a disminuir al aumentar el exceso de temperatura, aunque el flujo de calor que es el producto del coeficiente de transferencia de calor por convección y el exceso de temperatura continúa aumentando. Esta tendencia resulta porque, temperaturas superiores a los 10 °C el aumento relativo en la temperatura de exceso excede la reducción relativa en el coeficiente de transferencia de calor por convección. En el punto *C* sin embargo, un aumento adicional en el exceso de temperatura está balanceado por la reducción en el coeficiente de transferencia de calor por convección. El flujo de calor máximo normalmente se denomina flujo crítico de calor, y en agua a presión atmosférica excede a  $1 \frac{MW}{m^2}$ . En el punto de este máximo, se forma considerable vapor, lo que hace difícil para el líquido humedecer continuamente la superficie.

Como la transferencia de calor y los coeficientes de convección altos se asocian con pequeños valores del exceso de temperatura, es deseable operar muchos dispositivos de ingeniería en el régimen de ebullición nucleada. Al dividir el flujo de calor por el exceso de temperatura es evidente que los coeficientes de convección que exceden de  $10^4 \frac{MW}{m^2}$  son característicos de este régimen. Estos valores son considerablemente mayores que los que normalmente corresponden a la convección sin cambio de fase.

#### **1.4.2.6. EBULLICION DE TRANSICION**

La región donde el exceso de temperatura es mayor a los 30 °C y a su vez menor a los 120 °C, se denomina ebullición de transición, ebullición de película inestable, o ebullición de película parcial. La formación de burbujas ahora es tan rápida que una película de vapor o manto se comienza a formar en la superficie. En cualquier punto sobre la superficie, las condiciones pueden oscilar entre

la ebullición de película y la nucleada, pero la fracción de la superficie total cubierta por la película aumenta al aumentar el exceso de temperatura. Como la conductividad térmica del vapor es mucho menor que la del líquido, el coeficiente de transferencia de calor por convección y el flujo de calor deben disminuir al aumentar el exceso de temperatura.

#### 1.4.2.7. EBULLICION DE PELICULA

La ebullición de película existe cuando el exceso de temperatura es mayor a los 120 °C. En el punto *D* de la curva de ebullición, denominado punto de Leidenfrost<sup>9</sup>, el flujo de calor es un mínimo y la superficie está completamente cubierta por un manto de vapor. La transferencia de calor de la superficie al líquido ocurre por la conducción a través del vapor. Fue Leidenfrost quien en 1756 observó que las gotas de agua sostenidas por la película de vapor se consumen lentamente conforme se mueven por una superficie caliente. A medida que la temperatura de la superficie aumenta, la radiación a través de la película de vapor se hace significativa y el flujo de calor aumenta al aumentar el exceso de temperatura.

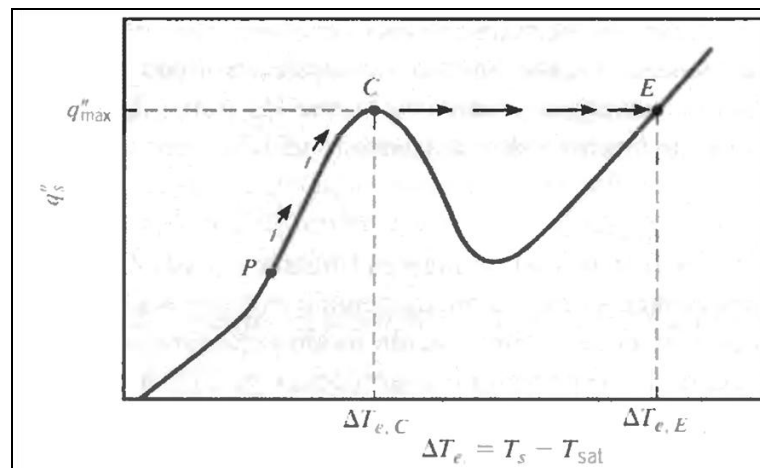


Figura 20. Inicio de la crisis de ebullición

Aunque el análisis anterior de la curva de ebullición supone que se puede mantener un control sobre la temperatura superficial, es importante recordar el experimento de Nukiyama y las muchas

<sup>9</sup> **Johann Gottlob Leidenfrost** (noviembre 27mo, 1715 hasta diciembre 2, 1794) fue un médico alemán y teólogo, que describió por primera vez el fenómeno científico epónimo nombrado el efecto Leidenfrost.

aplicaciones que implican controlar el flujo de calor (por ejemplo en un reactor nuclear o en un dispositivo calentador de resistencia eléctrica). Considere iniciar en algún punto de la **Figura 20** y gradualmente aumente el flujo de calor. El valor del exceso de temperatura, y de aquí el valor de la temperatura de la superficie también aumentará, siguiendo la curva de ebullición al punto *C*. Sin embargo, cualquier aumento en el flujo de calor más allá de este punto inducirá una salida pronunciada de la curva de ebullición en la que las condiciones de la superficie cambian de forma abrupta. Como la temperatura de la superficie puede exceder el punto de fusión del sólido puede ocurrir la destrucción o falla del sistema. Por esta razón el punto *C* a menudo se denomina punto de consumo o crisis de ebullición y el conocimiento preciso del flujo de calor crítico, *CHF*, es importante. Podemos querer operar una superficie de transferencia de calor cerca de este valor, pero raramente desearemos excederlo.

### **1.4.3. CORRELACIONES DE EBULLICION DE ALBERCA**

A partir de la forma de la curva de ebullición y del hecho de que varios mecanismos físicos caracterizan los diferentes regímenes, no es sorprendente que exista una multiplicidad de correlaciones de transferencia de calor para el proceso de ebullición. A continuación explicaremos cada una de las correlaciones existentes para tratar la ebullición.

#### **1.4.3.1 EBULLICION NUCLEADA DE ALBERCA**

El análisis de la ebullición nucleada requiere la predicción del número de lugares de nucleación superficial y la rapidez a la que se originan las burbujas desde cada sitio. Mientras que los mecanismos asociados con este régimen de ebullición se han construido de manera extensa, aún no se han desarrollado modelos matemáticos completos y confiables. Yamagata y otros<sup>10</sup> fueron los primeros en mostrar la influencia de los lugares de nucleación sobre la transferencia de calor mediante la relación:

---

<sup>1010</sup> Yamagata

$$q_s'' = C \Delta T_e^a n^b \quad \text{Ecuación (5)}$$

Donde  $n$  es la densidad de lugares y los exponentes  $a$  y  $b$  son 1.2 y  $\frac{1}{3}$  respectivamente. Aunque  $C$  y  $n$  varían de manera considerable de una combinación fluido - superficie a otra, se ha encontrado que para la mayoría de las superficies comerciales, el factor  $n$  es directamente proporcional al exceso de temperatura elevado a la quinta potencia o a su vez a la sexta potencia. Por ello de la **Ecuación 5** se sigue que el flujo de calor es aproximadamente proporcional al exceso de temperatura elevado a la tercera potencia.

La dependencia anterior del flujo de calor respecto al exceso de temperatura caracteriza la primera y más conocida correlación para la ebullición nucleada que desarrolló Rohsenow<sup>11</sup>.

$$q_s = \mu_l h_{fg} \left[ \frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{\frac{1}{2}} \left[ \frac{C_{p,l} \Delta T_e}{C_{x,f} h_{fg} Pr^n} \right]^3 \quad \text{Ecuación (6)}$$

Donde los subíndices  $l$  y  $v$ , respectivamente, denotan los estados del líquido saturado y de vapor. La aparición de la tensión superficial se sigue del efecto significativo que esta propiedad de fluido tiene sobre la formación y desarrollo de burbujas.

La correlación de Rohsenow se aplica sólo para superficies limpias. Cuando se utiliza para estimar el flujo de calor los errores pueden ascender al 100%. Sin embargo, como el exceso de temperatura es directamente proporcional al flujo de calor elevado a un tercio, este error se reduce por un factor de tres cuando la expresión se utiliza para estimar el exceso de temperatura a partir del conocimiento del flujo de calor. También como el flujo de calor es directamente proporcional al coeficiente de transferencia evaporativo elevado a la potencia de menos dos y dicho coeficiente de transferencia

---

<sup>11</sup> Rohsenow

disminuye al aumentar la presión de saturación, el flujo de calor por ebullición nucleada aumenta conforme el líquido se presuriza.

### 1.4.3.2 FLUJO CRITICO DE CALOR PARA EBULLICION DE ALBERCA NUCLEADA

Reconocemos que el flujo crítico de calor, representa un punto importante sobre la curva de ebullición. Podemos querer operar un proceso de ebullición cerca de este punto, pero apreciamos el peligro de disipar esta cantidad de calor en exceso. Kutateladze, a través de un análisis dimensional, y Zuber, mediante un análisis de estabilidad hidrodinámica, obtuvieron una expresión de la forma:

$$q''_{m\acute{a}x} = \frac{\pi}{24} h_{fg} \rho_v \left[ \frac{\sigma g (\rho_l - \rho_v)}{\rho_v^2} \right]^{\frac{1}{4}} \left[ \frac{\rho_l + \rho_v}{\rho_l} \right]^{\frac{1}{2}} \quad \text{Ecuación (7)}$$

Que, como primera aproximación, es independiente del material de la superficie y sólo es débilmente dependiente de la geometría. Realizando las debidas operaciones matemáticas y simplificación de términos obtenemos la siguiente ecuación:

$$q''_{m\acute{a}x} = 0.149 h_{fg} \rho_v \left[ \frac{\sigma g (\rho_l - \rho_v)}{\rho_v^2} \right]^{\frac{1}{4}} \quad \text{Ecuación (8)}$$

En principio, como ésta expresión se aplica a una superficie de calentamiento experimental de extensión infinita, no hay longitud característica: en la práctica, sin embargo, la expresión es aplicable si la longitud característica es grande comparada con el parámetro de diámetro medio de la burbuja. Si la razón de la longitud característica de calentamiento al diámetro medio de la burbuja, que es el número de Bond, es menor que tres, se debe aplicar un factor de corrección a la **Ecuación 8**. Lienhard y Dhir, desarrollaron tales factores de corrección para diferentes geometrías que incluyen placas, cilindros, esferas, y cintas orientadas vertical y horizontalmente. Es importante notar que el flujo crítico de calor depende fuertemente de la presión, principalmente a través de la dependencia de

presión de la tensión superficial y del calor de vaporización. Cichelli y Bonilla, demostraron experimentalmente que el flujo pico aumenta con la presión hasta un tercio de la presión crítica, después de lo cual cae a cero en la presión crítica.

### 1.4.3.3. FLUJO MINIMO DE CALOR

El régimen de ebullición de transición es de poco interés práctico, pues sólo se puede obtener mediante control de la temperatura de calentamiento superficial. Como no se ha desarrollado ninguna teoría adecuada para este régimen, las condiciones se pueden caracterizar por un contacto inestable periódico entre el líquido y la superficie caliente. Sin embargo, el límite superior de este régimen es de interés, ya que corresponde a la formación de un manto o película estable de vapor y a una condición de flujo mínimo de calor. Si el flujo de calor cae por debajo de este mínimo, la película se desplomara, provocando que la superficie se enfríe y que se restablezca la ebullición nucleada.

Zuber usó la teoría de estabilidad para derivar la siguiente expresión para el flujo mínimo de calor de una placa horizontal grande:

$$q''_{min} = Ch_{fg}\rho_v \left[ \frac{\sigma g(\rho_l - \rho_v)}{\rho_v^2} \right]^{\frac{1}{4}} \quad \text{Ecuación (9)}$$

Berenson determinó de forma experimental la constante  $C = 0.09$ . Este resultado es exacto aproximadamente al 50% para la mayoría de los fluidos a presiones moderadas pero proporciona estimaciones más pobres a presiones más altas. Se obtiene un resultado similar para cilindros horizontales.

#### 1.4.3.4. EBULLICION DE ALBERCA DE PELICULA

A excesos de temperatura más allá del punto de Leidenfrost, una película continua de vapor cubre la superficie y no hay contacto entre la fase líquida y la superficie. Como las condiciones en la película estable de vapor mantienen gran fuerte semejanza con la de la condensación de película laminar, se acostumbra basar las correlaciones de ebullición de película sobre los resultados que se obtienen de la teoría de condensación. Uno de tales resultados, que se aplica a la ebullición de película en un cilindro o esfera de diámetro  $D$  es de la forma:

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}_{conv} D}{k_v} = C \left[ \frac{g(\rho_l - \rho_v) h'_{fg} D^3}{v_v k_v (T_s - T_{sat})} \right]^{\frac{1}{4}} \quad \text{Ecuación (10)}$$

$$h'_{fg} = h_{fg} + 0.80 C_{p,v} (T_s - T_{sat}) \quad \text{Ecuación (11)}$$

La constante de correlación  $C$  es 0.62 para cilindros horizontales y 0.67 para esferas. El calor latente corregido  $h'_{fg}$  explica la energía sensible que se requiere para mantener temperaturas dentro del manto de vapor por arriba de la temperatura de vaporización. Se debe tomar en cuenta que las propiedades de vapor saturado se evalúan a la temperatura de película  $T_f$ , y la densidad del líquido saturado se evalúa a la temperatura de saturación  $T_{sat}$ .

$$T_f = \frac{T_s + T_{sat}}{2} \quad \text{Ecuación (12)}$$

A temperaturas superficiales elevadas mayores a los 300°C, la transferencia de calor a través de la película de vapor se hace significativa. Como la radiación actúa para aumentar el espesor de película no es razonable suponer que los procesos radiativos y convectivos son simplemente aditivos. Bromley, investigó la ebullición de película de la superficie externa de tubos horizontales y sugirió

calcular el coeficiente de transferencia de calor total a partir de una ecuación trascendental de la forma:

$$\bar{h}^4 = \bar{h}_{conv}^4 + \bar{h}_{rad}^4 \quad \text{Ecuación (13)}$$

Si el coeficiente de radiación es menor que el coeficiente de convección se puede usar una forma más simple:

$$\bar{h} = \bar{h}_{conv} + \frac{3}{4} \bar{h}_{rad} \quad \text{Ecuación (14)}$$

El coeficiente de radiación efectivo se expresa como:

$$h_{rad} = \frac{\varepsilon \gamma (T_s^4 - T_{sat}^4)}{T_s - T_{sat}} \quad \text{Ecuación (15)}$$

Dónde  $\varepsilon$  es la invisibilidad del sólido y  $\sigma$  es la constante de Boltzmann<sup>12</sup>.

El coeficiente de convección efectivo se expresa como:

$$h_{conv} = 0,62 \left[ \frac{k_g^3 \delta_g (\delta_{fmar} - \delta_g) g (h_{fg} + 0,8 C p_g \Delta T_e)}{u_g D \Delta T_e} \right]^{1/4} \quad \text{Ecuación (16)}$$

Se debe tomar en cuenta que la analogía entre la ebullición de película y la condensación de película no es válida para superficies pequeñas con alta curvatura debido a la gran disparidad entre los

---

<sup>12</sup> **Eduard Ludwig Boltzmann** (febrero 20, 1844 hasta septiembre 5, 1906) fue un físico austríaco famoso por sus contribuciones fundación en los campos de la mecánica estadística y termodinámica estadística.



espesores de las películas de vapor y del líquido para los dos procesos. La analogía también es cuestionable para una superficie vertical, aunque se han obtenido predicciones satisfactorias para condiciones limitadas.

#### 1.4.3.5. EFECTOS PARAMEDICOS SOBRE LA EBULLICION DE ALBERCA

En este espacio vamos a considerar brevemente otros parámetros que pueden afectar la ebullición de alberca, confinando nuestra atención al campo gravitacional, subenfriamiento del líquido, y condiciones de superficie sólida. La influencia del campo gravitacional sobre la ebullición se debe considerar en aplicaciones que implican desplazamiento y maquinaria rotatoria. Esta influencia es evidente en la aparición de aceleración gravitacional en las expresiones anteriores, Siegel, en su revisión de los efectos de gravedad baja, confirma que la dependencia de la gravedad elevada al  $\frac{1}{4}$  de potencia en las ecuaciones anteriores (para los flujos de calor máximo y mínimo y para la ebullición de película), es correcta para valores de aceleración gravitacional tan bajos como  $0.1 \frac{m}{s^2}$ .

Para ebullición nucleada, sin embargo, la evidencia indica que el flujo de calor es casi independiente de la gravedad que contrasta con la dependencia de la velocidad gravitacional elevada a un medio de potencia de la **Ecuación 6**. Por arriba de las fuerzas gravitacionales normales muestra efectos similares, aunque cerca del *ONB*, la gravedad puede influir en la convección de burbujas inducidas.

Si el líquido en un sistema de ebullición de alberca se mantiene a una temperatura menor que la temperatura de saturación, se dice que el líquido está subenfriado, donde la temperatura del subenfriamiento está dada por la ecuación:

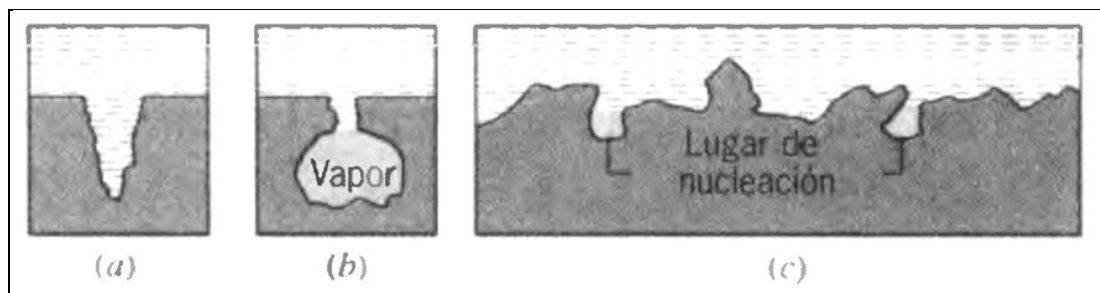
$$\Delta T_{sub} = T_{sat} - T_l \quad \text{Ecuación (17)}$$

En el régimen de convección natural, el flujo de calor aumenta normalmente como:

$$(T_s - T_l)^{\frac{5}{4}} \text{ ó } (\Delta T_e - \Delta T_{sub})^{\frac{5}{4}} \quad \text{Ecuación (18)}$$

Por el contrario, para la ebullición nucleada la influencia del subenfriamiento se considera significativa, aunque se sabe que los flujos de calor máximo y mínimo aumentan inicialmente con la temperatura de subenfriamiento. Para ebullición de película el flujo de calor aumenta fuertemente con el aumento de la temperatura de subenfriamiento.

La influencia de la rugosidad de la superficie (de fabricación, por estriado o por limpiado con chorros de arena) sobre los flujos de calor máximo y mínimo y sobre la ebullición de película, es insignificante. Sin embargo, como demostrara Berensen, la aspereza superficial aumentada puede ocasionar un intercambio grande en el flujo de calor para el régimen de ebullición nucleada. Ésta influencia se puede apreciar al considerar la correlación de Yamagata de la **Ecuación 5**. Como se ilustra en la **Figura 21** una superficie áspera tiene numerosas cavidades que sirven para atrapar vapor, lo que proporciona más y mayores lugares para el crecimiento de burbujas. Se sigue que la densidad de lugares de nucleación para una superficie rugosa puede ser sustancialmente mayor que la de una superficie lisa. Sin embargo, bajo ebullición prolongada, los efectos de la rugosidad de la superficie por lo general disminuyen, lo que indica que los nuevos lugares grandes creados por la rugosidad no son fuentes estables de vapor atrapado.



**Figura 21. Formación de lugares de nucleación. (a) Cavidad mojada sin vapor atrapado. (b) Cavidad entrante con vapor atrapado. (c) Perfil alargado de una superficie rugosa**

Se dispone comercialmente de arreglos superficiales especiales que proporcionan un incremento estable (aumento) de la ebullición nucleada y Webb los ha revisado. Las superficies aumentadas son de dos tipos:

1. Recubrimiento de material poroso formado por sinterización, soldadura, rociado por llama, deposición electrolítica, o espumación.
2. Cavidades entrantes dobles, labradas conformadas mecánicamente para asegurar que se atrape vapor de forma continua.

Tales superficies proporcionan la renovación continua de vapor en los lugares de nucleación y el aumento de la transferencia de calor por más de un orden de magnitud. Las técnicas activas de aumento, como deslizamiento - rotación de la superficie, vibración superficial, vibración del fluido, y campos electrostáticos, también fueron evaluadas por Bergles<sup>13</sup>. Sin embargo, como tales técnicas complican el sistema de ebullición y, en muchos casos, deterioran la seguridad, han encontrado poca aplicación práctica.

#### **1.4.3.6. EBULLICION POR CONVECCION FORZADA**

En la ebullición de alberca el flujo del fluido se debe principalmente al movimiento de las burbujas impulsadas por empuje que se originan en la superficie caliente, al contrario, para la ebullición por convección forzada, el flujo se debe a un movimiento dirigido (global) del fluido, así como a los efectos de empuje. Las condiciones se deben en gran parte a la geometría, que puede incluir un flujo externo sobre placas o cilindros calientes o un flujo interno (ducto). La ebullición de convección forzada normalmente se denomina flujo bifásico y se caracteriza por cambios rápidos del líquido a vapor en la dirección del flujo.

---

<sup>13</sup> **Dr. Arthur E. Bergles** (Presidente de la ASME, 1990-1991, decano de ingeniería en el Rensselaer Polytechnic Institute (RPI), Troy, NY)

### 1.4.3.7. EBULLICION DE CONVECCION FORZADA EXTERNA

Para el flujo externo sobre una placa caliente, el flujo de calor se puede estimar mediante correlaciones estándar de convección forzada hasta el inicio de la ebullición. A medida que aumenta la temperatura de la placa caliente, ocurrirá la ebullición nucleada que provoca que el flujo de calor aumente. Se sabe que la convección forzada y el subenfriamiento aumentan el flujo de calor máximo para la ebullición forzada. Se han reportado 24 valores experimentales tan altos como  $35 \frac{MW}{m^2}$  (comparados con  $1.3 \frac{MW}{m^2}$  para el ebullición de alberca del agua a 1 atm). Para un líquido de velocidad  $V$  que se mueve en flujo cruzado en un cilindro de diámetro  $D$ , Lienhard y Eichhorn, desarrollaron las siguientes ecuaciones para flujos de baja y alta velocidad:

Baja velocidad:

$$\frac{q''_{m\acute{a}x}}{\rho_v h_{fg} V} = \frac{1}{\pi} \left[ 1 + \left( \frac{4}{We_D} \right)^{\frac{1}{3}} \right] \quad \text{Ecuación (19)}$$

Alta velocidad:

$$\frac{q''_{m\acute{a}x}}{\rho_v h_{fg} V} = \frac{\left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{\frac{3}{4}}}{169\pi} + \frac{\left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{\frac{1}{2}}}{19.2\pi We_D^{\frac{1}{3}}} \quad \text{Ecuación (20)}$$

El número de Weber  $We_D$ , es la razón de las fuerzas de inercia a la de tensión superficial y tiene la forma:

$$We_D = \frac{\rho_v V^2 D}{\sigma} \quad \text{Ecuación (21)}$$

Las regiones de alta y baja velocidad, respectivamente, se determinan si el parámetro del flujo de calor se encuentra correlacionado alrededor de un 20%.

#### 1.4.3.8. FLUJO BIFASICO

La ebullición de convección forzada interna se asocia con la formación de burbujas en la superficie interna de un tubo caliente a través del cual fluye un líquido. El crecimiento y separación de burbujas están influenciados en alto grado por la velocidad del flujo, y los efectos hidrodinámicos difieren en forma significativa de los correspondientes a la ebullición de alberca. El proceso se complica por la existencia de diferentes patrones del flujo bifásico que impiden el desarrollo de teorías generalizadas.

Considere el desarrollo del flujo en un tubo vertical caliente de la **Figura 22**. La transferencia de calor al líquido subenfriado que entra al tubo es inicialmente por convección forzada y se puede predecir a partir de las correlaciones anteriores. Sin embargo, una vez que se inicia la ebullición, las burbujas que aparecen en la superficie crecen y son acarreadas en la corriente principal del líquido. Hay un aumento pronunciado en el coeficiente de transferencia de calor por convección asociado con este régimen de flujo con burbujas. A medida que aumenta la fracción de volumen del vapor, las burbujas individuales se unen para formar grupos de vapor.

Este régimen de flujo en grupo es seguido por un régimen de flujo anular en el que el líquido forma una película. Ésta se mueve a lo largo de la superficie interna, mientras que el vapor se mueve a una velocidad mayor a través del núcleo del tubo. El coeficiente de transferencia de calor continúa aumentando a través de los regímenes de flujo burbujeante y mucho del flujo anular. Sin embargo, finalmente aparecen manchas secas sobre la superficie interna, punto en el que el coeficiente de convección comienza a disminuir. El régimen de transición se caracteriza por el crecimiento de las manchas secas, hasta que la superficie está completamente seca y todo el líquido restante está en forma de gotas que aparecen en el núcleo del vapor. El coeficiente de convección continúa disminuyendo en este régimen. Hay poco cambio en este coeficiente en el régimen de flujo de niebla, que persiste hasta que todas las gotas se convierten en vapor. El vapor se sobrecalienta por convección forzada desde la superficie.

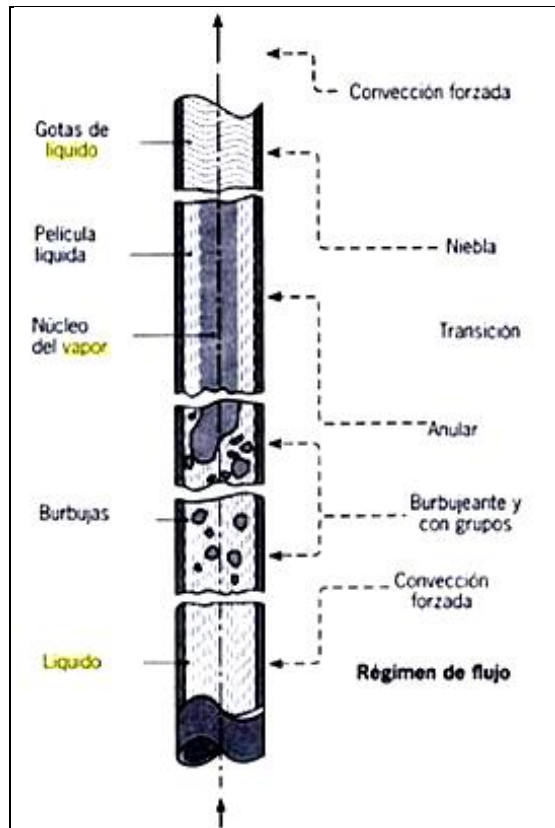


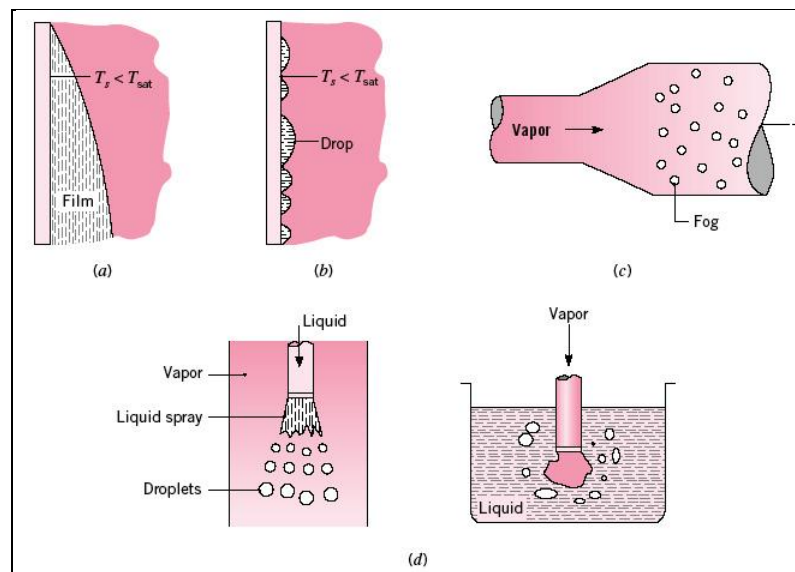
Figura 22. Regímenes de flujo para ebullición por convección forzada dentro de un tubo

#### 1.4.4. CONDENSACION MECANISMOS FISICOS

La condensación ocurre cuando la temperatura de un vapor se reduce por debajo de la temperatura de saturación, en equipo industrial, el proceso normalmente resiste el contacto entre el vapor y una superficie fría como se muestra en las **Figura 23 a, b**. La energía del vapor se libera, el calor se transfiere a la superficie, y se forma la condensación. Otros modos comunes son la condensación homogénea como se muestra en la **Figura 23.c**, donde el vapor se condensa como gotas suspendidas en una fase gaseosa para formar neblina y la condensación por contacto directo como se muestra en la **Figura 23 d**, que ocurre cuando el vapor permanece en contacto con un líquido frío.

Como se muestra en las **Figura 23 a, b**, la condensación puede ocurrir en cualquiera de las dos formas, dependiendo de la condición de la superficie. La forma dominante de la condensación es una

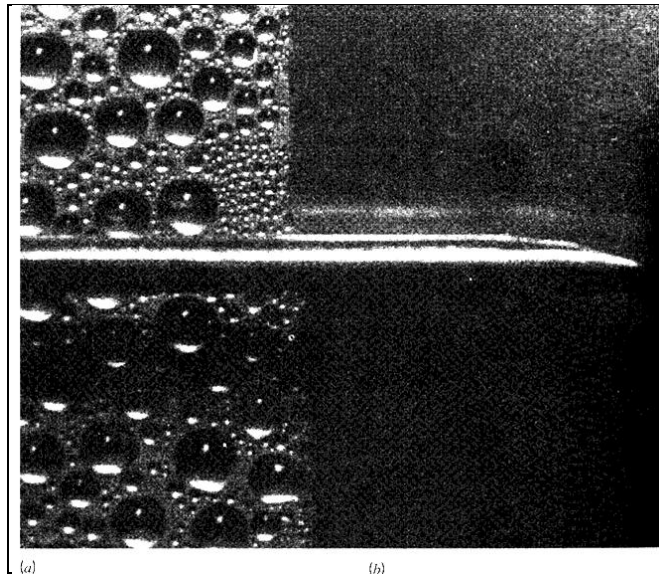
en la que una película líquida cubre toda la superficie de evaporación, y bajo la acción de la gravedad la película fluye de forma continua a través de la superficie. La condensación de película es por lo general característica de superficies limpias no contaminadas. Sin embargo, si la superficie está cubierta de una capa que impide que se moje, es posible mantener condensación de gotas. Las gotas se forman en grietas, hoyos y cavidades sobre la superficie y pueden crecer y unirse mediante la condensación.



**Figura 23. Modos de condensación. (a) Película. (b) Condensación de gotas sobre una superficie. (c) Condensación homogénea o formación de niebla que resulta del aumento de presión. (d) Condensación por contacto directo**

Normalmente, más del 90% de la superficie está cubierta por gotas, que van de unos pocos micrómetros de diámetro a aglomeraciones visibles a simple ojo. Las gotas fluyen desde la superficie debido a la acción de la gravedad. La condensación de película y de gotas de vapor sobre una superficie vertical de cobre se muestra en la **Figura 24**.

Se aplicó un recubrimiento delgado de oleato cúprico a la parte izquierda de la superficie para promover la condensación de gotas. Una sonda termopar de 1 mm de diámetro se extiende a través de la fotografía.



**Figura 24. Condensación sobre una superficie vertical. (a) De gotas. (b) Película**

Sin importar si está en forma de película o de gotas, la condensación proporciona una resistencia a la transferencia de calor entre el vapor y la superficie. Debido a que esta resistencia se incrementa con el espesor del condensado, que aumenta en la dirección del flujo, es deseable utilizar superficies verticales cortas o cilindros horizontales en situaciones que implica condensación de película. La mayoría de los condensadores consisten, por tanto, en serpentinas horizontales a través de los que un refrigerante líquido fluye y alrededor del que se hace circular el vapor a condensar. En términos de mantener altas velocidades de condensación y de transferencia de calor, la formación de gotas es superior a la formación de película. En la condensación de gotas la mayor parte de la transferencia de calor es a través de gotas de menos de 100 micrómetros de diámetro, y se pueden alcanzar transferencias de calor que son de un orden de magnitud mayor que las asociadas con la condensación de película. De este modo, es práctica común utilizar recubrimientos superficiales que inhiban el humedecimiento, y por ello estimulen la condensación de gotas. A menudo se utilizan silicones, teflón, y una variedad de ceras y ácidos grasos con este propósito. Sin embargo, tales recubrimientos pierden de forma gradual su efectividad debido a la oxidación, construcción o eliminación completa, y finalmente ocurre la condensación de película.



Aunque es deseable alcanzar la condensación de gotas en aplicaciones industriales, a menudo es difícil mantener esta condición. Por tal razón y como los coeficientes de convección para condensación de película son más pequeños, los cálculos del diseño de condensadores con frecuencia se basan en la suposición de condensación de película.

### 1.4.5. CONDENSACION DE PELICULA LAMINAR SOBRE UNA PLACA VERTICAL

Según se muestra en la **Figura 25**, puede haber varias características que se encuentran asociadas con la condensación de película que se origina en la parte superior de la placa y fluye hacia abajo con influencia de la gravedad. El espesor  $\delta$  y flujo másico del condensado  $\dot{m}$  aumenta al aumentar  $x$  debido a la condensación en la interfaz líquido - vapor la cual se encuentra a temperatura de saturación. Hay entonces transferencia de calor a través de la interfaz de la película a la superficie la cual se mantiene a una temperatura de superficie menor a la temperatura de saturación.

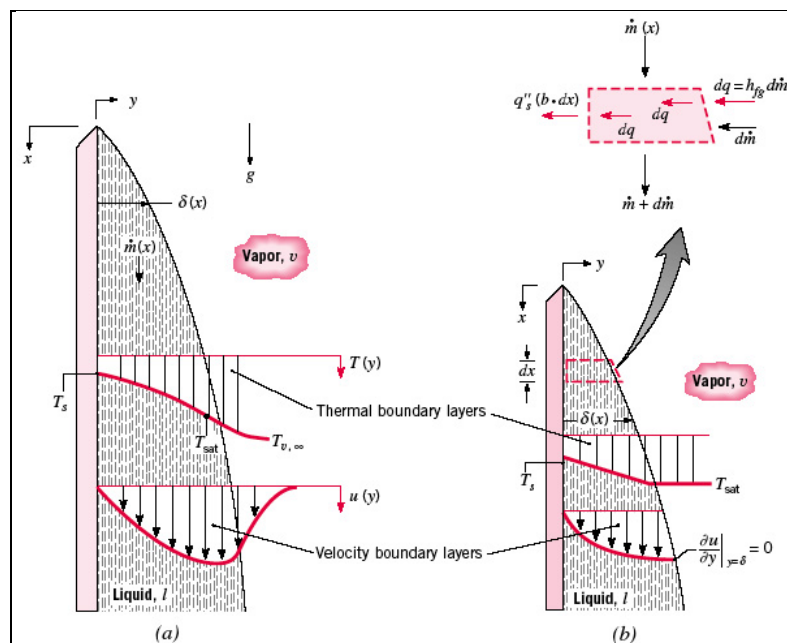


Figura 25. a. Efectos de la capa límite relacionados con la condensación de película en una superficie vertical

Además, existe un esfuerzo cortante finito en la interfaz líquido - vapor, que contribuye a un gradiente de velocidad en el vapor así como en la película.

A pesar de las complejidades asociadas con la condensación de película se pueden obtener resultados útiles al hacer suposiciones que se originen de un análisis de Nusselt<sup>14</sup>.

1. Se supone flujo laminar y propiedades constantes para la película líquida.
2. Se supone que el gas es un vapor puro y a temperatura uniforme igual a temperatura de saturación. Sin un gradiente de temperatura en el vapor, la transferencia de calor a la interfaz líquido - vapor puede ocurrir sólo por condensación en la interfaz y no por conducción del vapor.
3. Se supone insignificante el esfuerzo cortante en interfaz líquido - vapor. Con esta suposición y la anterior de temperatura uniforme del vapor, no hay necesidad de considerar las capas límites de velocidad o térmicas que se muestra en la **Figura 25**.
4. Las transferencias de momento y energía por advección en la película condensada se suponen insignificantes. Esta suposición es razonable por virtud de las bajas velocidades asociadas con la película. Se sigue que la transferencia de calor a través de la película ocurre sólo por conducción, en cuyo caso la distribución de temperatura de líquido es lineal.

Las condiciones de película que resultan de las suposiciones se muestran en la **Figura 26**. De la cuarta aproximación, se pueden ignorar los términos de advección de momento, y la ecuación de momento se puede expresar como:

---

<sup>14</sup> **Wilhelm Nusselt** (Nuremberg, 25 de noviembre de 1882 - Munich, 1 de septiembre de 1957) fue un físico y alemán profesor. Fue profesor en la Universidad de Karlsruhe, de 1920 a 1925.

$$\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = \frac{dp}{\mu_l dx} - \frac{X}{\mu_l}$$

Ecuación (22)

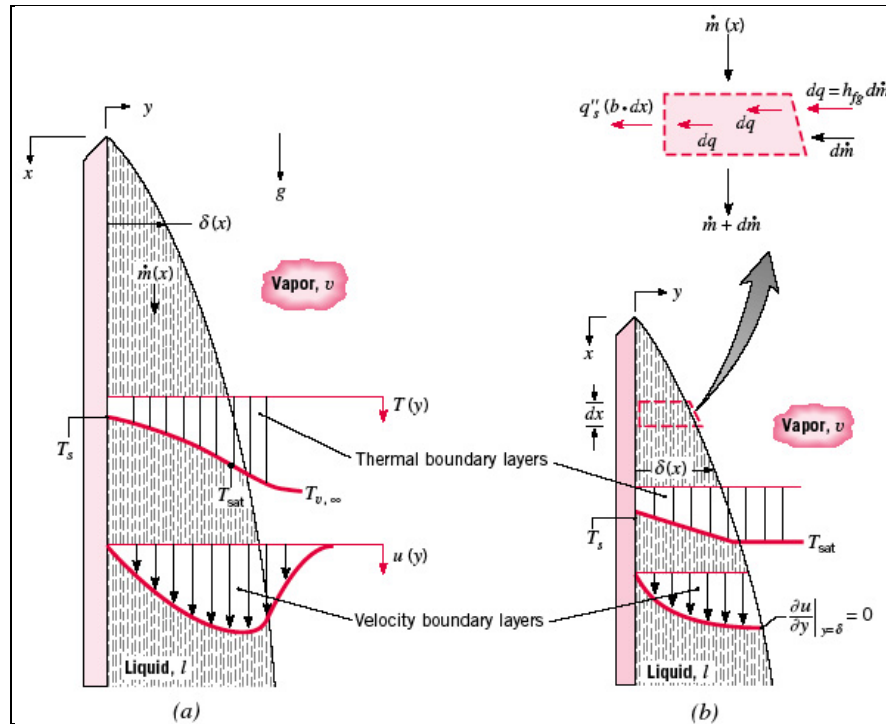


Figura 26. Condiciones de capa límite asociadas con el análisis de Nusselt para una placa vertical de ancho  $b$ .

Donde se retiene la fuerza del cuerpo  $X$ . La fuerza del cuerpo dentro de la película es igual a:

$$X = \rho_l g$$

Ecuación (23)

Y el gradiente de presión se puede aproximar en términos de las derivaciones fuera de la película.

Por lo tanto, la ecuación de momento se expresa como:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = -\frac{g}{\mu_l} (\rho_l - \rho_v)$$

Ecuación (24)

Al integrar dos veces y aplicar condiciones de frontera, el perfil de velocidad en la película se convierte en:

$$\mu(y) = \frac{g}{\mu_l} (\rho_l - \rho_v) \delta^2 \left[ \frac{y}{\delta} - \frac{1}{2} \left( \frac{y}{\delta} \right)^2 \right] \quad \text{Ecuación (25)}$$

De este resultado el flujo de masa de condensado por unidad de ancho se puede llegar a obtener en términos de una integral que incluye el perfil de velocidad, de tal manera:

$$\frac{\dot{m}(x)}{b} = \int_0^{\delta(x)} \rho_l \mu(y) dy \equiv \Gamma(x) \quad \text{Ecuación (26)}$$

Al realizar las operaciones matemáticas correspondientes y simplificación de términos adecuados se puede llegar a obtener la siguiente ecuación que determina el ancho de película de condensado:

$$\Gamma(x) = \frac{g(\rho_l - \rho_v)\delta^3}{3\mu_l} \quad \text{Ecuación (27)}$$

La variación específica respecto a  $x$  y  $\delta$ , y de aquí el espesor de película, se puede obtener al inducir el principio de la conservación de energía al elemento diferencial. La transferencia de calor en la película  $dq$  debe ser igual a la liberación de energía causada por la condensación en la interfaz, es decir:

$$dq = h_{fg} d\dot{m} \quad \text{Ecuación (28)}$$

Dado que la distribución de temperatura del líquido es lineal, la ley de Fourier<sup>15</sup> se puede usar para expresar el flujo de calor superficial como:

$$q''_s = \frac{k_l(T_{sat} - T_s)}{\delta} \quad \text{Ecuación (29)}$$

---

<sup>15</sup> **Jean-Baptiste-Joseph Fourier** (21 de marzo de 1768 en Auxerre - 16 de mayo de 1830 en París), matemático y físico francés conocido por sus trabajos sobre la descomposición de funciones periódicas en series trigonométricas convergentes llamadas Series de Fourier.

Al combinar las **Ecuaciones 26, 27, 28** obtenemos:

$$\frac{d\Gamma}{dx} = \frac{k_l(T_{sat} - T_s)}{\delta h_{fg}} \quad \text{Ecuación (30)}$$

Al derivar la **Ecuación 27**, obtenemos:

$$\frac{d\Gamma}{dx} = \frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) \delta^2}{\mu_l} \frac{d\delta}{dx} \quad \text{Ecuación (31)}$$

Al combinar las (**Ecuaciones 30, 31**) se sigue que:

$$\delta^3 d\delta = \frac{k_l \mu_l (T_{sat} - T_s)}{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) h_{fg}} dx \quad \text{Ecuación (32)}$$

La integración de  $L = 0$ , donde  $\delta = 0$ , a cualquier posición  $L$  de interés sobre la superficie, da:

$$\delta(L) = \left( \frac{4 k_f u_f (T_{sat} - T_s) L'}{g \delta_f (\delta_f - \delta_g) h'_{fg}} \right)^{1/4} \quad \text{Ecuación (33)}$$

Nusselt, realizó una mejora al resultado anterior de la **Ecuación 33** y Rohsenow, mostró que, con la inclusión de los defectos de advección térmicas, se agrega un término al calor latente de vaporización.

En lugar de los coeficientes evaporativo, Rohsenow, recomendó usar un calor latente modificado de la forma:

$$h'_{fg} = h_{fg} + 0.68 C_{p,l} (T_{sat} - T_s) \quad \text{Ecuación (34)}$$

O en términos del número de Jakob:

$$h'_{fg} = h_{fg} (1 + 0.68Ja) \quad \text{Ecuación (35)}$$

Más recientemente, Sadasivan y Lienhard, mostraron que el calor latente modificado depende débilmente del número de Prandtl<sup>16</sup> de líquido.

El flujo de calor superficial se puede expresar como:

$$q''_s = h_x (T_{sat} - T_s) \quad \text{Ecuación (36)}$$

Al sustituir de la **Ecuación 29**, el coeficiente de convección local es entonces:

$$h_x = \frac{k_l}{\delta} \quad \text{Ecuación (37)}$$

O, de la **Ecuación 33** con  $h_{fg}$  reemplazado por  $h'_{fg}$ :

$$h_x = \left[ \frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) h'_{fg} k_l^3}{4 \mu_l (T_{sat} - T_s) x} \right]^{\frac{1}{4}} \quad \text{Ecuación (38)}$$

Como  $h_x$  depende de  $x^{\frac{1}{4}}$ , se sigue que el coeficiente de convección promedio para la placa es:

$$h_{L,fl} = 0,943 \left( \frac{g \delta_f (\delta_f - \delta_g) k_f^3 h'_{fg}}{\mu_f L' (T_{sat} - T_s)} \right)^{\frac{1}{4}} \quad \text{Ecuación (39)}$$

---

<sup>16</sup> **Ludwig Prandtl** (febrero 4to, 1875-agosto 15, 1953) fue un científico alemán. Fue un pionero en el desarrollo de rigurosos análisis sistemático de matemáticas que se utiliza para subyace en la ciencia de la aerodinámica, que han llegado a constituir la base de la ciencia aplicada de ingeniería aeronáutica.

El número de Nusselt promedio tiene entonces la forma de:

$$\overline{Nu}_L = 0.943 \left[ \frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) h'_{fg} L^3}{\mu_l k_l (T_{sat} - T_s)} \right]^{\frac{1}{4}} \quad \text{Ecuación (40)}$$

Al utilizar esta ecuación todas las propiedades del líquido se deben evaluar a la temperatura de película  $T_f$  es decir:

$$T_f = \frac{T_{sat} - T_s}{2} \quad \text{Ecuación (41)}$$

Y el coeficiente evaporativo se deben evaluar la temperatura de saturación  $T_{sat}$ . Sparrow y Gregg, llevaron a cabo un análisis de capas límites más detallada en la condensación de película sobre una placa vertical sus resultados indican que los errores asociados con el uso de la **Ecuación 40** están comprendidos en el rango del 3% para  $Ja < 0.1$  y  $1 < Ja < 100$ .

La transferencia de calor a la superficie se puede obtener mediante el uso de la **Ecuación 39** con la siguiente forma de la ley de enfriamiento de Newton:

$$q = \bar{h}_L A (T_{sat} - T_s) \quad \text{Ecuación (42)}$$

La velocidad total de condensación se puede determinar entonces de la relación:

$$\dot{m} = \frac{q}{h'_{fg}} = \frac{\bar{h}_L A (T_{sat} - T_s)}{h'_{fg}} \quad \text{Ecuación (43)}$$

Las (**Ecuaciones 42, 43**) pueden ser utilizadas por lo general para cualquier tipo de geometría, aunque la forma de la (**Ecuación 39**) varía de acuerdo con la geometría y la condición de la superficie.

#### 1.4.6. CONDENSACION DE PELICULA TURBULENTA

Al igual que para todos los fenómenos de convección que se discutieron previamente las condiciones de flujo turbulento pueden existir en la condensación de película. Considere la superficie vertical de la **Figura 27 a**. El criterio de transición se puede expresar en términos de un número de Reynolds<sup>17</sup> definido como:

$$Re_{\delta} = \frac{4\Gamma}{\mu_l} \quad \text{Ecuación (44)}$$

Con el flujo de masa del condensado dado por:

$$\dot{m} = \rho_l \mu_m b \delta \quad \text{Ecuación (45)}$$

El número de Reynolds se puede expresar como:

$$Re_{\delta} = \frac{4\rho_l \mu_m b \delta}{\mu_l} \quad \text{Ecuación (46)}$$

Donde  $\mu_m$  es la velocidad promedio de la película y  $\delta$  es el espesor de película, como en el caso de capas límites de una sola fase, el número de Reynolds es un indicador de las condiciones de flujo. Según se muestra en la **Figura 27 b**, para un número de Reynolds menor de 30, la película es laminar y libre de ondas. Para un número de Reynolds aumentado, se forman rizos u ondas sobre la

---

<sup>17</sup> **Osborne Reynolds** (Belfast, Irlanda, 23 de agosto de 1842 - Watchet, Inglaterra, 21 de febrero de 1912) fue un ingeniero y físico irlandés que realizó importantes contribuciones en los campos de la hidrodinámica y la dinámica de fluidos, siendo la más notable la introducción del Número de Reynolds en 1883.



película de condensado, y para un número de Reynolds mayor a los 1800 la transición de flujo laminar a turbulento es completa.

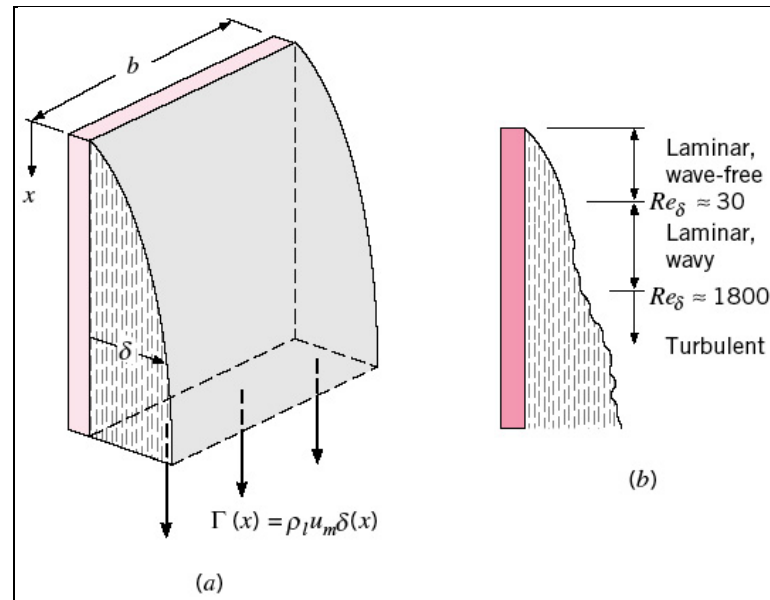


Figura 27. Condensación de película en una placa vertical.

Para la región laminar libre de ondas (número de Reynolds menor a 30), las **Ecuación 44 y 27** se pueden combinar para dar:

$$Re_{\delta} = \frac{4g\rho_l(\rho_l - \rho_v)\delta^3}{3\mu_l^2} \quad \text{Ecuación (47)}$$

Al suponer que la densidad de líquido es relativamente mayor a la densidad del vapor y sustituir primero de la **Ecuación 33** y después de la **Ecuación 39**, la **Ecuación 47** se puede expresar en términos de un número de Nusselt modificado:

$$\frac{\bar{h}_L \left( \frac{v_l^2}{g} \right)^{\frac{1}{3}}}{k_l} = 1.47 Re_{\delta}^{-\frac{1}{3}} \quad Re_{\delta} \leq 30 \quad \text{Ecuación (48)}$$

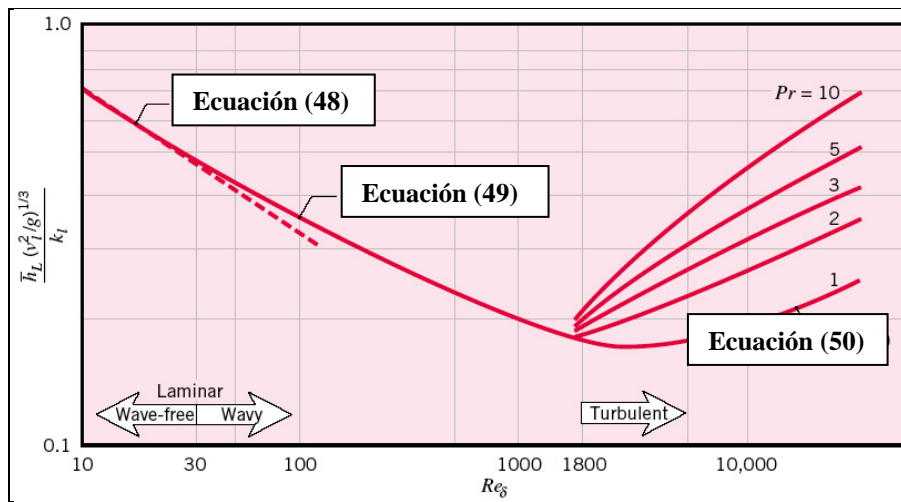
En la región laminar ondulada Kutateladze recomienda una correlación de la forma:

$$\frac{\bar{h}_L \left( \frac{v_L^2}{g} \right)^{\frac{1}{3}}}{k_l} = \frac{Re_\delta}{1.08 Re_\delta^{1.22} - 5.2} \quad 30 \leq Re_\delta \leq 1800 \quad \text{Ecuación (49)}$$

Y para la región turbulenta Labuntsov, recomienda:

$$\frac{\bar{h}_L \left( \frac{v_L^2}{g} \right)^{\frac{1}{3}}}{k_l} = \frac{Re_\delta}{8750 + 58 Pr^{-0.5} (Re_\delta^{0.75} - 253)} \quad Re_\delta \geq 1800 \quad \text{Ecuación (50)}$$

La representación gráfica de las correlaciones anteriores se proporciona en la **Figura 28**, Gregorig y otros han verificado experimentalmente las tendencias del agua en el dominio de  $1 \leq Re_\delta \leq 7200$ .



**Figura 28.** (Número de Nusselt modificado para condensación en una placa vertical)

El análisis de Nusselt, se puede extender a la condensación de película laminar sobre la superficie externa de una esfera y un tubo horizontal como se muestra la **Figura 29 a, b**, y el coeficiente de convección promedio se puede expresar como:

$$\bar{h}_D = C \left[ \frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) h_{fg} k_l^3}{\mu_l (T_{sat} - T_s) D} \right]^{\frac{1}{4}} \quad \text{Ecuación (51)}$$

Donde  $C = 0.826$  para esfera y  $0.729$  para tubo. Para una hilera vertical de  $N$  tubos horizontales como se muestra en la **Figura 29 c**, el coeficiente de convección promedio (sobre los  $N$  tubos) se puede expresar como:

$$\bar{h}_{D,N} = 0.729 \left[ \frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) h_{fg} k_l^3}{N \mu_l (T_{sat} - T_s) D} \right]^{\frac{1}{4}} \quad \text{Ecuación (52)}$$

Es decir:

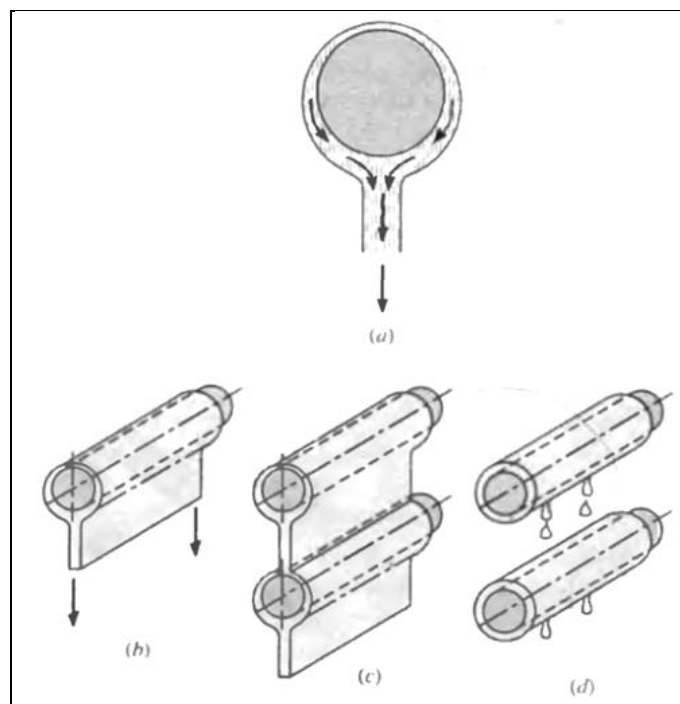
$$\bar{h}_{D,N} = \bar{h}_D N^{-\frac{1}{4}} \quad \text{Ecuación (53)}$$

Donde  $\bar{h}_D$  es el coeficiente de transferencia de calor para el primer tubo (superior). Tal arreglo se usa a menudo en el diseño de condensadores. La reducción en el coeficiente de transferencia de calor al aumentar el número de tubos se puede atribuir a un aumento en el espesor promedio de la película para cada tubo consecutivo.

Las **Ecuaciones 51** y **52** por lo general están de acuerdo con los resultados experimentales, o ligeramente más abajo para vapores puros. Las desviaciones se pueden atribuir a fluctuaciones en la superficie del líquido para un solo tubo horizontal. Para el banco de tubos, se supone que el condensado cae en una lámina continua como se muestra en la **Figura 29 c**, y se ignoran dos efectos: transferencia de calor a la lámina de condensado entre los tubos y la ganancia de momento a medida que la lámina cae libremente bajo la gravedad.

Estos efectos aumentan la transferencia de calor y para  $Ja < 0.1$ , sin embargo, la transferencia de calor aumenta por menos del 15%. A pesar de esta corrección, los resultados experimentales tienden a ser más altos que las predicciones. Una explicación plausible para la discrepancia es que, en lugar de fluir en una lámina continua, el condensado gotea de tubo en tubo, como se ilustra en la **Figura 29 d**. El goteo reduce el espesor de la lámina y provoca turbulencia, lo que aumenta la transferencia de calor.

Si la razón longitud al diámetro excede a  $1.8 \tan \theta$ , las ecuaciones anteriores pueden ser aplicadas a tubos inclinados al reemplazar  $g$  con  $g \cos \theta$ , el ángulo  $\theta$  se toma desde la posición horizontal. En presencia de gases no condensables. Sin embargo, el coeficiente de convección será menor que las predicciones que se basan en las correlaciones anteriores.



**Figura 29.** Condensación de película en (a) una esfera (b) un solo tubo horizontal (c) una hilera vertical de tubos horizontales con una lámina continua de condensado (d) con condensado que gotea

## 1.5. BALANCES DE MATERIA

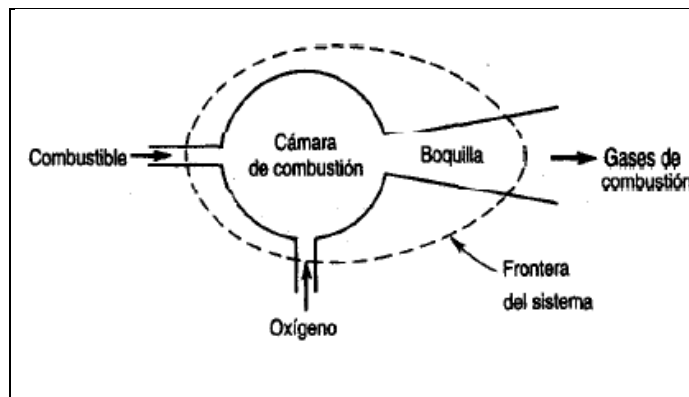
Los balances de materia no son más que la aplicación de la ley de conservación de la masa: “La materia no se crea ni se destruye”. Lo que este enunciado significa en la práctica y cómo puede aprovecharse el concepto para resolver problemas con diversos grados de complejidad requiere una explicación bastante extensa. Para efectuar un balance de materia de un proceso, primero hay que especificar en qué consiste el sistema para el cual se hará el balance y establecer sus fronteras. Según el diccionario, un proceso es una serie de acciones, operaciones o tratamientos que producen un resultado (producto). La ingeniería química se centra en operaciones como las reacciones químicas, el transporte de fluidos, la reducción y la amplificación de tamaño del equipo, la generación y el transporte de calor, la destilación, la absorción de gases, los biorreactores y demás cosas que causan cambios físicos y químicos en los materiales. Un sistema se refiere a cualquier porción arbitraria o la totalidad de un proceso establecida específicamente para su análisis. La **Figura 30** muestra un sistema en el que hay flujo y reacción; se puede observar que la frontera del sistema se circunscribe formalmente alrededor del proceso mismo a fin de subrayar la importancia de delinear cuidadosamente el sistema para cada uno de los problemas que intente resolver.

Un sistema abierto (o continuo) es aquel en que se transfiere material por la frontera del sistema; esto es, entra en el sistema, sale del sistema o ambas cosas.

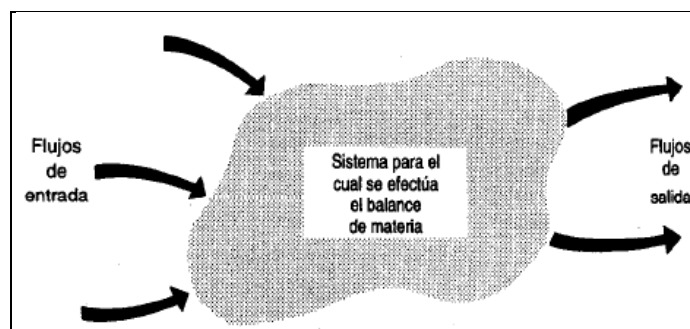
Un sistema cerrado (o por lotes) es aquel en el que no tiene lugar una transferencia semejante durante el intervalo de tiempo de interés. Obviamente, si cargamos un reactor con los reactivos y sacamos los productos, y se designa al reactor como el sistema, se transferirá material a través de la frontera del sistema, pero podemos ignorar la transferencia y concentrar nuestra atención exclusivamente en el proceso de reacción que ocurre sólo después de que se ha terminado de cargar los reactivos y antes de retirar los productos. Un proceso así se realizaría dentro de un sistema cerrado.

La frontera de un sistema puede estar fija respecto al equipo del proceso, como en la **Figura 30**, o podría ser una superficie imaginaria que se dilata o se encoge conforme se lleva a cabo el proceso. Pensemos en un tubo de dentífrico que se exprime. Una frontera fija podría ser el tubo mismo, en cuyo caso una masa atraviesa la frontera cuando apretamos el tubo. O bien, podríamos imaginar una frontera flexible que rodea al dentífrico mismo y que sigue al dentífrico extrudido, en cuyo caso ninguna masa atraviesa la frontera.

La (**Figura 31**) ilustra un sistema general para el cual se debe hacer un balance de materia. La **Ecuación 30** expresa con palabras el concepto del balance de materia.



**Figura 30.** Sistema de flujo (abierto) definido por la línea interrumpida



**Figura 31.** Sistema de volumen especificado en el cual se efectuaran balances de materia

De esta manera es claro determinar la ecuación que gobierna un determinado balance de materia para los diferentes procesos de estudio, tal ecuación está en función de la siguiente expresión:

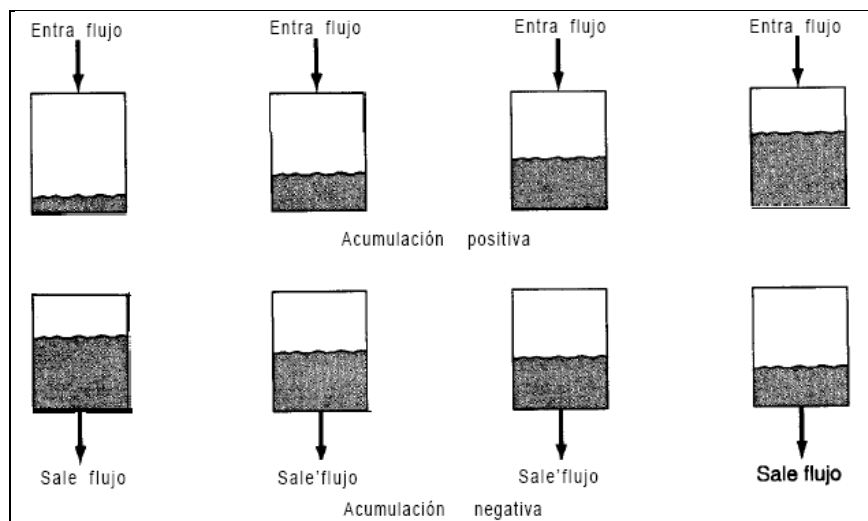
$$\left\{ \begin{array}{c} \text{Acumulación} \\ \text{dentro} \\ \text{del} \\ \text{sistema} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{c} \text{entrada} \\ \text{por las} \\ \text{fronteras} \\ \text{del sistema} \end{array} \right\} - \left\{ \begin{array}{c} \text{salida} \\ \text{por las} \\ \text{fronteras} \\ \text{del sistema} \end{array} \right\} + \left\{ \begin{array}{c} \text{generación} \\ \text{dentro} \\ \text{del} \\ \text{sistema} \end{array} \right\} - \left\{ \begin{array}{c} \text{consumo} \\ \text{dentro} \\ \text{del} \\ \text{sistema} \end{array} \right\} \quad \text{Ecuación (54)}$$

En primer lugar, preguntémonos qué es lo que se balancea; es decir, ¿para qué se puede aplicar la ecuación? Como término genérico, el balance de materia se puede referir a un balance en un sistema para:

1. La masa total
2. El total de moles
3. La masa de un compuesto químico
4. La masa de una especie atómica
5. Los moles de un compuesto químico
6. Los moles de una especie atómica
7. El volumen (posiblemente)

La **Ecuación 54** se aplica a las primeras seis categorías. ¿Por qué no a la número 7? Porque la ecuación se basa en la conservación de la masa, y si los materiales que entran en cada término no tienen la misma densidad, o si hay efectos de mezcla, los volúmenes de los materiales no se podrán balancear. Pensemos en la disolución de un litro de alcohol en un litro de agua. ¿Se obtienen dos litros de disolución?

En la **Ecuación 54** el término de acumulación se refiere a un cambio de masa o de moles (positivo o negativo) dentro del sistema respecto al tiempo, en tanto que la transferencia a través de las fronteras del sistema se refiere a las entradas y salidas del sistema como se muestra en la **Figura 32**.



**Figura 32. Representación gráfica de los términos de acumulación y flujo a través de las fronteras del sistema en el balance de materia**

Si no ocurre acumulación en un problema, y no se consideran los términos de generación y consumo, el balance de materia se reduce a una relación muy sencilla para un compuesto o para el total de materiales, la misma que puede expresarse en palabras de forma sucinta como: “Lo que entra debe salir”, o sea:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{entrada de masa o} \\ \text{moles por} \\ \text{las fronteras} \\ \text{del sistema} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \text{salida de masa o} \\ \text{moles por} \\ \text{las fronteras} \\ \text{del sistema} \end{array} \right\} \quad \text{Ecuación (55)}$$

### 1.5.1. PROGRAMA DE ANALISIS DE PROBLEMAS DE BALANCE DE MATERIA

Utilizar un método ordenado para analizar los problemas y presentar sus soluciones implica desarrollar el razonamiento lógico, lo que tiene más valor que el mero conocimiento de la forma de resolver un tipo específico de problemas. Aprender a enfocar estos problemas desde un punto de vista lógico ayudará a desarrollar las bases del razonamiento que apoyarán en el trabajo. Sin embargo, no se debe olvidar el antiguo proverbio chino: ningún secreto para el éxito funciona si usted no trabaja.



Lo que en realidad nos interesa es encontrar una solución única, porque tener dos o más soluciones a un problema es casi tan insatisfactorio como no tener ninguna. El principio esencial para formular un conjunto de ecuaciones lineales de balance materia es asegurar que se satisfaga la siguiente condición necesaria:

*El número de variables cuyo valor se desconoce es igual a número de ecuaciones independientes.*

Por lo regular no tiene caso comenzar a resolver un conjunto de balances de materia sino tenemos la certeza de que las ecuaciones tienen una solución única. Resulta fácil contar el número de variables de un problema de balance de materia cuyos valores se desconoce. La experiencia nos permitirá formular el conjunto de balances como un conjunto de ecuaciones independientes. El rango de la matriz de los coeficientes de un conjunto de ecuaciones lineales es igual al número de ecuaciones independientes. Por lo regular (aunque no siempre), en ausencia de reacciones químicas, el número de balances de materia independientes es igual al número de componentes implicados en el proceso.

Sería muy cómodo si pudiéramos determinar la existencia y la unicidad de la solución de un problema que implica ecuaciones no lineales es poco probable que alguna vez se cuente con teoremas para el caso de las ecuaciones no lineales como los que existen para los conjuntos de ecuaciones lineales. Lo que logramos saber acerca de la existencia de una solución para un problema no lineal específico depende de cuestiones prácticas: la solución existe en virtud de la física del proceso. No obstante las mediciones repetidas de una variable no producirán necesariamente el mismo valor en cada ocasión en consecuencia, es frecuente que los valores de las variables y coeficientes de los balances de materia hechos en la práctica sean sólo aproximados, que un balance no salga exacto, y que la prueba del rango de la matriz de coeficientes de un conjunto de ecuaciones no produzca una respuesta inequívoca.

Al efectuar balances de masa (o de moles) en estado estacionario para un solo componente de una mezcla, si bien los flujos implicados en el proceso son flujos másicos (o moles) del componente, hay dos formas básicas para expresar dichos flujos como variables. Una de ellas consiste simplemente en designar el flujo másico con un símbolo como  $m_i$ , donde el subíndice  $i$ , identifica el componente específico. La otra forma consiste en mostrar el producto de una medida de concentración por el flujo, como en  $w_i F$ , donde  $w_i$  es la fracción de masa del componente  $i$  en  $F$ , y  $F$ , es de flujo másico total. De manera análoga, al representar moles el símbolo podría ser  $n_i$  que es igual a  $x_i G$ , donde  $x_i$  sería la fracción molar y  $G$ , el número total de moles.

Hasta ahora hemos centrado nuestra atención en la forma de escribir los balances de materia y en los requisitos que debemos satisfacer para que las ecuaciones tengan una solución. Ha llegado el momento de examinar otros aspectos importantes del desarrollo de habilidades para tener éxito en la resolución de problemas. A continuación se presentan en forma de lista las estrategias que se recomiendan usar para resolver todos los problemas de balance materia y de energía.

1. Leer el problema significa, leer el problema con detenimiento para entenderlo.
2. Haga un dibujo, significa dibujar un cuadro o un círculo sencillo para representar el proceso de interés. Dibuje flechas para los flujos.
3. Rotule, significa colocar un símbolo para cada variable conocida o desconocida, a un lado de la flecha o cuadro correspondiente, como una  $A$  para identificar alimentación o una  $T$  para indicar temperatura.
4. Indicar los valores conocidos, significa anotar a un lado o en lugar de cada símbolo su valor si éste se conoce. Una vez que se adquiere experiencia, podrá omitirse la colocación de símbolos para los valores conocidos y simplemente anotar los valores. Piense en un menú de pantalla de computadora que es preciso llenar. Si no tiene suficientes datos intente:
  - a. buscarlos de una base de datos;

- b. calcular los valores de variables o parámetros a partir de valores conocidos de otros datos, insertando ceros si se aplica;
  - c. hacer suposiciones válidas acerca de los posibles valores de las variables o parámetros selectos.
5. Escoja una base de cálculo.
  6. Haga una lista de símbolos, significa escribir los nombres de los símbolos correspondientes a las variables cuyo valor se desconoce, y contar cuántos son.
  7. Escriban las ecuaciones independientes, significa comenzar por escribir los nombres de las ecuaciones independientes que piense usar y como parte también del paso 8 escribir las ecuaciones mismas.
  8. Cuente el número, significa literalmente que deberá determinar si el número de variables cuyos valores desconoce es igual al número de ecuaciones independientes. Asegúrese de que las ecuaciones sean realmente independientes. ¿Qué debe hacer si el número de ecuaciones independientes no coincide con número de variables? El mejor procedimiento consiste en revisar el análisis del problema asegurándose de no haber ignorado alguna ecuación o variables, haber contado doble, haber olvidado buscar datos faltantes o haber cometido algún error en las suposiciones.
  9. Resuelva las ecuaciones, en el caso de una a tres ecuaciones lineales estas pueden resolverse por sustitución. Si hay más ecuaciones lineales o si hay ecuaciones no lineales, es recomendable usar un programa de computadora.
  10. Verifique las respuestas, todos cometemos errores, al obtener una respuesta pregúntese si tiene sentido. Utilice un balance redundante (como el balance total de masa) que no haya usado en los cálculos y pruebe los valores de las respuestas.

Si hay más variables de valores conocidos que ecuaciones independientes, existe un número infinito de soluciones para el problema de balance materia, cosa que de ninguna manera es satisfactorio. Estos problemas se consideran como subdeterminados. Por otro lado, si hay menos variables de

valores conocidos que ecuaciones independientes, el problema está sobredeterminado, y no tiene solución, pues las ecuaciones son inconsistentes. La diferencia entre el número de variables cuyos valores no se conocen y el número de ecuaciones independientes se denomina número de grados de libertad.

Si los grados de libertad son positivos, digamos dos, es necesario buscar otras dos ecuaciones independientes o especificaciones de variables para obtener una solución única al problema del balance de materia. Si los grados de libertad son negativos, digamos -1, hay demasiadas ecuaciones o un número insuficiente de variables en el problema. Si hay cero grados de libertad, esto significa que el problema de balance de materia está especificado correctamente y que puede proceder a resolverse las ecuaciones para obtener los valores de las variables incógnitas.

## 1.6. LIMITANTES PARA EL GAS IDEAL

A menudo surge la inquietud ¿es el vapor de agua un gas ideal? Esta pregunta no se contesta con un simple sí o no. El error involucrado al considerar el vapor de agua como un gas ideal se determina en la gráfica de la **Figura 33**. Es claro, a partir de esta figura, que a presiones menores de 10 *kPa*, el vapor de agua se puede considerar como un gas ideal, independientemente de su temperatura, con un error despreciable menor que 0.1%. Por tanto, en aplicaciones para acondicionamiento de aire, el vapor de agua en el aire puede tratarse como un gas esencialmente ideal casi sin error, puesto que la presión de vapor de agua es muy baja. En contraste, en las aplicaciones del vapor en centrales eléctricas, las presiones implicadas son muy altas de modo que no debemos hacer las relaciones de gas ideal.

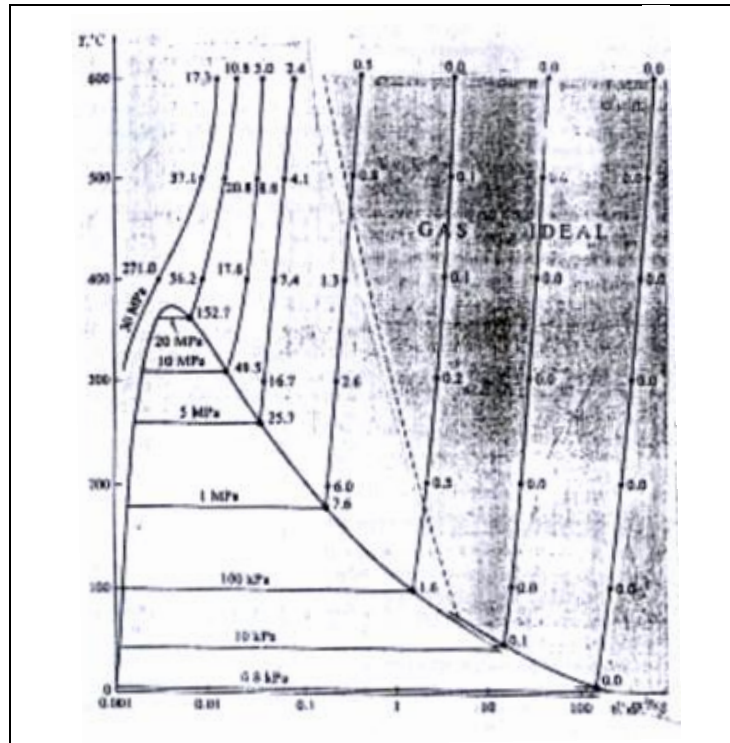


Figura 33. Grafica limitante para gas ideal

## 1.7. EFICIENCIA ISOENTROPICA EN BOMBAS

La eficiencia isoentrópica de una bomba es definida como la relación entre el trabajo de entrada requerido para elevar la presión de un gas a un valor específico de una manera isoentrópica del trabajo de entrada real:

$$\eta_b = \frac{\text{Trabajo isoentrópico de la bomba}}{\text{Trabajo real de la bomba}} = \frac{W_s}{W_a} \quad \text{Ecuación (56)}$$

Debido a que  $W_s$ , es una cantidad más pequeña que  $W_a$ , y esta definición evita que  $\eta_b$  se vuelva mayor al 100%, lo que implicaría erróneamente que las bombas reales se desempeñan mejor que las isoentrópicas. Se debe tener en cuenta que las condiciones de entrada y la presión de salida del gas son las mismas, tanto para la bomba real como para la isoentrópica.

Cuando los cambios en la energía cinética y potencial son despreciables, el trabajo de entrada para una bomba adiabática se vuelve igual al cambio en la entalpía, y la **Ecuación 56** en este caso se transforma en:

$$\eta_b = \frac{W_s}{W_a} = \frac{v(P_2 - P_1)}{h_{2a} - h_1} \quad \text{Ecuación (57)}$$

Donde  $h_{2a}$  es el valor de la entalpía en el estado de salida para el proceso real,  $v$  es el volumen específico en la entrada o salida de la bomba,  $P_1$  y  $P_2$  son las presiones a la entrada y salida de la bomba respectivamente. Las bombas o compresores bien diseñados tienen eficiencias isoentrópicas que varían del 75% al 85%.

## 1.8. EFICIENCIA ISOENTROPICA DE TOBERAS

Las toberas son dispositivos esencialmente adiabáticos y se utilizan para acelerar un fluido. Por consiguiente, el proceso isoentrópico sirve como modelo adecuado para las toberas. La eficiencia isoentrópica de una tobera se define como la relación entre la energía cinética real del fluido a la salida de la tobera y el valor de energía cinética a la salida de una tobera isoentrópica para el mismo estado inicial y presión de salida. Es decir:

$$\eta_v = \frac{EC \text{ real a la salida de la tobera}}{EC \text{ isoentrópica a la salida de la tobera}} = \frac{V_{2a}^2}{V_{2s}^2} \quad \text{Ecuación (58)}$$

La presión de salida es la misma tanto para el proceso real como para el isoentrópico, pero el estado de salida es diferente.

Las toberas no incluyen interacciones de trabajo de fluido, experimenta poco o ningún cambio en su energía potencial cuando fluye por el dispositivo. Si, además, la velocidad de entrada del fluido es

pequeña respecto de la velocidad de salida, el balance de energía para este dispositivo de flujo estable se reduce a:

$$\eta_v = \frac{h_1 - h_{2a}}{h_1 - h_{2s}} \quad \text{Ecuación (59)}$$

Donde  $h_{2a}$  y  $h_{2s}$  son los valores de entalpía en la salida de la tobera para los procesos real e isoentrópico, respectivamente. Las eficiencias isoentrópicas de las toberas están por lo general arriba del 90% y no es extraño encontrar toberas con eficiencias superiores al 95%.

## 1.9. ECUACION GENERAL DE LA ENERGIA

### Dispositivos mecánicos

Con respecto a su efecto sobre un sistema de flujo, los dispositivos mecánicos se pueden clasificar de acuerdo con una característica de si éste entrega energía al fluido o si el fluido entrega energía al dispositivo. Una bomba es un ejemplo común de un dispositivo mecánico que añade energía a un fluido. Un motor eléctrico o algún otro dispositivo principal de potencia hacen funcionar un eje de la bomba. Ésta entonces toma su energía cinética y la entrega al fluido, lo cual trae como resultado un aumento en la presión del fluido y éste empieza a fluir.

En la práctica se utilizan muchas configuraciones en el diseño de las bombas, como por ejemplo una bomba centrífuga montada en línea con el proceso de entubado, bombas de potencia de fluido, capaces de producir presiones muy altas en el intervalo comprendido entre  $1500 - 5000 \frac{lb}{plg^2}$ . Los motores de fluido, turbinas, accionadores giratorios y lineales son ejemplos de dispositivos que toman energía de un fluido y la transfieren en forma de trabajo, ocasionando la rotación de un eje o el movimiento lineal de un pistón. La principal diferencia entre una bomba y un motor de fluido es que cuando se pone en funcionamiento un motor, el fluido pone en funcionamiento los elementos giratorios del dispositivo. Las bombas funcionan a la inversa. En algunos diseños como el de

engranajes, la bomba podría actuar como motor, forzando un flujo de fluido a través del aparato. En otros tipos de bombas se requeriría un cambio en la disposición de las válvulas por la configuración de los elementos giratorios.

El motor hidrodinámico, a menudo, se lo utiliza como accionador de ruedas en equipos de construcción y camiones, y para los componentes giratorios del sistema de transferencia de material, transportadores, equipo agrícola, maquinaria especial y equipo de automatización. El diseño lleva incorporado un engranaje interno estacionario con una forma especial. El componente giratorio es parecido a un engrane externo, a menudo conocido como gerrotor, y posee un diente menos que el engrane interno. El engranaje externo gira en una órbita circular alrededor del centro del engranaje interno. El fluido a alta presión que entra en la cavidad existente entre los dos engranes hace funcionar el rotor y forma un par de torsión que hace girar al eje de la salida. La magnitud del par de torsión de salida depende de la diferencia de presión entre las partes de entrada y de salida del engrane giratorio. La rapidez de rotación es función del desplazamiento del motor y de la rapidez de flujo de volumen del fluido a través del motor.

### **1.9.1. FRICCIÓN DEL FLUIDO**

Un fluido en movimiento ofrece una resistencia de fricción al flujo. Parte de la energía del sistema se convierten en energía térmica, el cual se disipa a través de las paredes del conducto en el que el fluido se desplaza. La magnitud de la pérdida de energía depende de las propiedades del fluido, la velocidad de flujo, el tamaño del conducto, la rugosidad de la pared del conducto y la longitud del tubo.

### **1.9.2. VALVULAS Y CONECTORES**

Los elementos que controlan la dirección o rapidez de flujo de un fluido en un sistema, típicamente establecen turbulencias locales en el fluido, ocasionando que la energía se disipe en forma de calor.



Estas pérdidas de energía se presentan siempre que hay una restricción, un cambio de velocidad de flujo o un cambio en su dirección. En un sistema grande, las pérdidas debidas a la presencia de válvulas y conectores, es por lo general, pequeña en comparación con las pérdidas por fricción en los conductos. Por consiguiente, a tales pérdidas se las conoce como pérdidas menores.

### 1.9.3. NOMENCLATURA DE PERDIDAS Y ADICIONES DE ENERGIA

Las pérdidas y adiciones de energía en un sistema se las puede explicar en términos de energía por unidad de peso o de fluido que fluye en el sistema. A esto también se lo conoce como “cabeza”. A continuación se detalla la nomenclatura utilizada para las pérdidas y adiciones de energía:

$h_A$ : Energía añadida o agregada al fluido mediante dispositivo mecánico como puede ser una bomba.

$h_R$ : Energía removida o retirada del fluido mediante dispositivo mecánico como podría ser un motor de fluido.

$h_L$ : Pérdidas de energía por parte del sistema, debidas a la fricción en los conductos, pérdidas menores debidas a la presencia de válvulas y conectores.

La magnitud de las pérdidas de energía producidas por muchos tipos de válvulas y de conectores es directamente proporcional a la velocidad de fluido. Lo anterior se puede expresar de manera matemática como:

$$h_L = \frac{kv^2}{2g}$$

**Ecuación (60)**

El término  $k$  es el coeficiente de resistencia, que por lo general se lo encuentra experimentalmente.

#### 1.9.4. ECUACION GENERAL DE LA ENERGIA

La ecuación general de la energía, es una expansión de la ecuación de Bernoulli<sup>18</sup>, que hace posible resolver problemas en los que se presentan pérdidas y adiciones de energía. Los términos  $E'_1$  y  $E'_2$ , denotan la energía que posee el fluido por unidad de peso en las secciones 1 y 2, respectivamente. También se muestran las adiciones, remociones y pérdidas de energía,  $h_A$ ,  $h_R$ ,  $h_L$ . Para un determinado sistema, la expresión del principio de conservación de energía es:

$$E'_1 + h_A - h_R - h_L = E'_2 \quad \text{Ecuación (61)}$$

Energía que posee el fluido por unidad de peso es:

$$E' = \frac{P}{\gamma} + z + \frac{v^2}{2g} \quad \text{Ecuación (62)}$$

Por lo tanto realizando las debidas simplificaciones y operaciones matemáticas, la **Ecuación 61** queda como:

$$\frac{P_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + h_A - h_R - h_L = \frac{P_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} \quad \text{Ecuación (63)}$$

Esta es la forma de la ecuación de la energía que se utilizará con más frecuencia en cualquier cálculo de mecánica de fluidos dentro de la ingeniería. Al igual que con la ecuación de Bernoulli, cada término de la ecuación representa una cantidad de energía por unidad de peso de fluido que fluye en el sistema. Es de suma importancia que la ecuación general de energía esté escrita en la dirección de flujo, es decir, desde el punto de referencia, en la parte izquierda de la ecuación, al punto correspondiente, en el lado derecho. Los signos algebraicos juegan un papel crítico, debido a que el

---

<sup>18</sup> **Daniel Bernoulli** (\* 8 de febrero de 1700 - 17 de marzo de 1782) fue un matemático, estadístico, físico y médico holandés/suizo. Destacó no sólo en matemática pura, sino también en las aplicadas. Hizo importantes contribuciones en hidrodinámica y elasticidad.

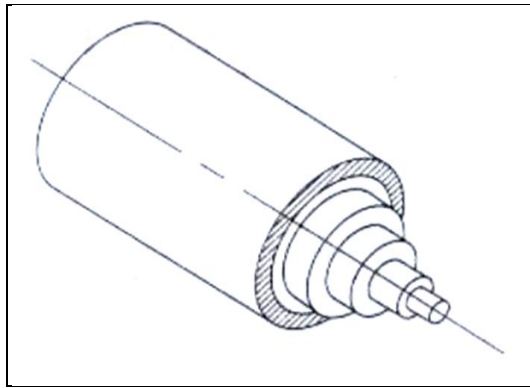
lado izquierdo de la ecuación establece que un elemento de fluido que tenga una cierta cantidad de energía por unidad de peso en la sección 1, puede tener una adición de energía, una remoción de energía o una pérdida de energía, antes de que alcance la sección 2. En tal punto contiene una cantidad diferente de energía por unidad de peso según lo indican los términos de la parte derecha de la ecuación.

### 1.9.5. FLUJO LAMINAR Y FLUJO TURBULENTO

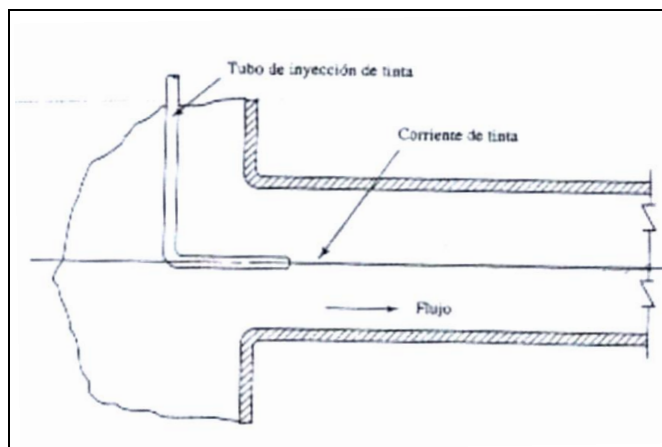
En algunas ocasiones, el fluido parecerá que fluye en capas, de una manera uniforme y regular. Se puede observar éste fenómeno cuando se abre un grifo de agua lentamente, hasta que el chorro es uniforme y estable. A este tipo de flujos se los conoce como flujo laminar. Si se abre más el grifo, permitiendo que aumente la velocidad del flujo, se alcanzaría un punto en el que el flujo ya no es uniforme ni regular. El agua del chorro parecerá que se mueve de una manera bastante caótica. Al flujo, entonces, se le conoce como flujo turbulento.

En la **Figura 34**, se muestra una forma de visualizar el flujo laminar en un conducto circular. Anillos concéntricos de fluido se trasladan siguiendo una trayectoria recta y uniforme. Hay poca mezcla o ninguna de fluido a través de los límites de cada capa, conforme el flujo se desplaza por el conducto. En realidad, sin embargo, el fluido está conformado por un número infinito de capas.

Otra forma de visualizar un flujo laminar se representa en la **Figura 35**, en la que se muestra un fluido transparente, como el agua, que fluye en un tubo de vidrio transparente. Una partícula o una corriente de otro fluido inyectado en el flujo se desplazará en una línea recta y no será mezclada con el volumen del fluido. La línea oscura en la figura es un fluido coloreado, que puede ser distinta, que permanece intacto siempre que el flujo permanezca laminar.



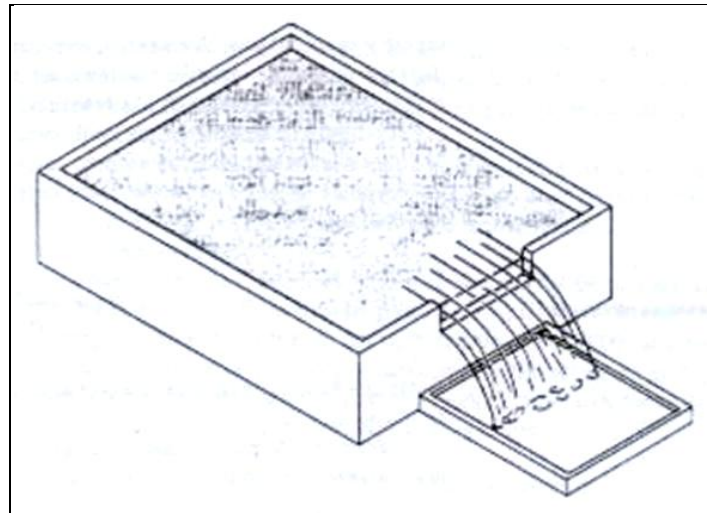
**Figura 34. Flujo laminar en un conducto circular**



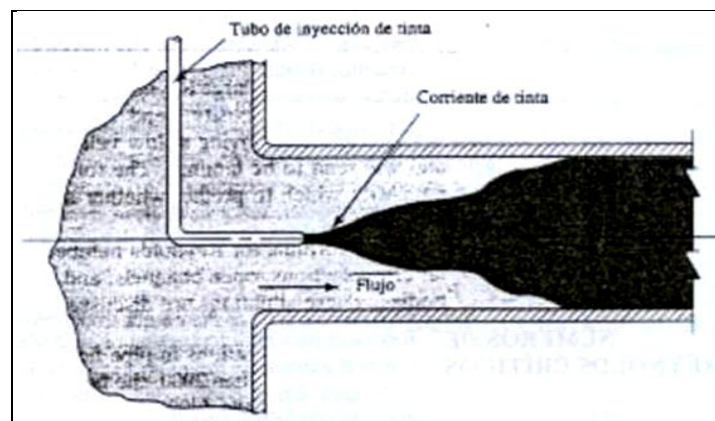
**Figura 35. Corriente de tinta en flujo laminar**

El flujo laminar también se presenta en un flujo de canal abierto, como el que se muestra en la **Figura 36**. En un canal abierto, al flujo laminar se lo llama flujo tranquilo, un término bastante descriptivo. Un flujo tranquilo sobre un muro aparece como una laminar uniforme de fluido, lo cual se utiliza a menudo en fuentes de ornato.

En contraste con el flujo laminar, el flujo turbulento parece caótico y no uniforme, y existe bastante mezcla de fluido. Una corriente de tinta que fuera introducida en el flujo turbulento, inmediatamente se disiparía en el flujo principal del sistema, como se muestra en la **Figura 37**.



**Figura 36. Flujo tranquilo sobre un muro**



**Figura 37. Corriente de tinta que se mezcla en un flujo turbulento**

Efectivamente, una importante razón para crear un flujo turbulento es promover la mezcla en aplicaciones como:

1. Mezcla de dos o más fluidos.
2. Aceleración de reacciones químicas.
3. Aumento de transferencia de calor hacia un fluido o fuera de éste.

### 1.9.6. NUMERO DE REYNOLDS

Para conocer el tipo de flujo que fluye a través de un conducto es preferible realizar pruebas, una de ellas es la de observación, ésta tiene su validez siempre y cuando el conducto sea transparente y sea fácil distinguir la trayectoria del fluido a través de dicho conducto. En efecto, la observación directa es imposible para fluidos que se encuentran en conductos opacos. Se puede mostrar experimentalmente y verificar analíticamente que el carácter del flujo en un conducto redondo depende de cuatro variables: la densidad del fluido,  $\rho$ , la viscosidad del fluido,  $\mu$ , el diámetro del conducto,  $D$ , y la velocidad promedio de flujo,  $V$ . Osborne Reynolds, fue el primero en demostrar que un flujo laminar o turbulento puede ser predicho si se conoce la magnitud de un número adimensionales, conocido ahora como número de Reynolds. La **(Ecuación 64)**, muestra la definición básica del número de Reynolds.

$$N_R = \frac{VD\rho}{\mu} \quad \text{Ecuación (64)}$$

Estas dos formas de la ecuación son equivalentes, puesto que  $V = \frac{\mu}{\rho}$ . Podemos demostrar que el número de Reynolds no tiene dimensiones al sustituir unidades estándar SI en la **Ecuación 64**:

$$N_R = V \times D \times \rho \times \frac{1}{\mu} \quad \text{Ecuación (65)}$$

$$N_R = \frac{m}{s} \times m \times \frac{kg}{m^3} \times \frac{m \cdot s}{kg} \quad \text{Ecuación (66)}$$

Debido a que todas las unidades se pueden cancelar, el número de Reynolds es adimensional. Sin embargo, es esencial que todos los términos de la ecuación estén en unidades congruentes, con el fin de obtener el valor numérico correcto para el número de Reynolds.

El número de Reynolds es uno de varios números sin dimensiones que son útiles en el estudio de la mecánica de fluidos y la transferencia de calor. El proceso conocido como análisis dimensional se puede usar para determinar los números adimensionales.

*El número de Reynolds es el cociente de la fuerza de inercia sobre un elemento de fluido, entre la fuerza viscosa.*

Los flujos que tienen el número de Reynolds grande, típicamente debido a una alta velocidad o a una baja viscosidad, o a ambas, tienden a ser turbulentos. Aquellos fluidos que poseen una alta viscosidad o que se mueven a bajas velocidades tendrán número de Reynolds pequeño y tenderán a hacer laminar.

#### **1.9.6.1. NUMEROS DE REYNOLDS CRITICOS**

Para aplicaciones prácticas en flujos de conductos, tenemos que si el número de Reynolds para el flujo es menor que 2000, el flujo será laminar. Tenemos también que si el número de Reynolds es mayor que 4000, se puede suponer que el flujo es turbulento. En el intervalo de números de Reynolds comprendidos entre 2000 y 4000, es imposible predecir qué tipo de flujo existe; por consiguiente, este intervalo se conoce como región crítica, las aplicaciones típicas involucran flujos que se encuentran bien colocados en el intervalo de los flujos laminares o en el intervalo de los flujos turbulentos, de modo que la existencia de esta región de incertidumbre no ocasiona gran dificultad.

Si se encuentra que el flujo de un sistema estará en la región crítica, la práctica normal consiste en cambiar la rapidez de flujo o el diámetro del conducto para hacer que el flujo sea claramente laminar o turbulento. Entonces se hace posible un análisis más preciso. Mediante una cuidadosa minimización de las perturbaciones externas, es posible mantener un flujo laminar para un número de Reynolds hasta de 50.000. Sin embargo, cuando el número de Reynolds es mayor que

aproximadamente 4000, una perturbación menor de la corriente de flujo ocasionaría un cambio súbito en el flujo de laminar a turbulento.

Es por esta razón, y porque se está tratando con una aplicación práctica en el presente estudio de investigación, que supondremos lo siguiente:

- Si el número de Reynolds es menor a 2000; el flujo es laminar.
- Si el número de Reynolds es mayor a 4000; el flujo es turbulento.

### 1.9.7. PERFILES DE VELOCIDAD

En el presente estudio de investigación suponemos que el término de velocidad indica la velocidad promedio del flujo que encontramos a partir de la ecuación de continuidad,  $V = \frac{Q}{A}$ . La magnitud de la velocidad no es, en modo alguno, uniforme a través de una sección particular del conducto, y, como se muestra en la **Figura 38**, la forma en que la velocidad varía con respecto a la posición depende del tipo de flujo que exista. La velocidad máxima para cualquier tipo de flujo se presenta en el centro del conducto. La razón de las diferentes formas de los perfiles de velocidad es que, debido al movimiento bastante caótico y a la mezcla violenta de las moléculas del fluido en un flujo turbulento, existe una transferencia de momento entre las moléculas, lo cual trae como resultado una distribución de la velocidad más uniforme en el caso de flujo laminar. Puesto que el flujo laminar está conformado esencialmente por capas de fluido, la transferencia de momento entre las moléculas es menor y el perfil de velocidad se hace parabólico.

Observe en la **Figura 38 b**, que a pesar de que el flujo como un todo es turbulento, existe una capa delgada de fluido cerca de la pared del conducto en donde la velocidad es bastante pequeña y en la que el flujo es realmente laminar. A ésta se la conoce como la capa frontera. El progreso real de la capa frontera y la distribución de la velocidad en ella son muy importantes en el análisis de la



transferencia de calor hacia el fluido, y para determinar el arrastre sobre los cuerpos sumergidos en un fluido.

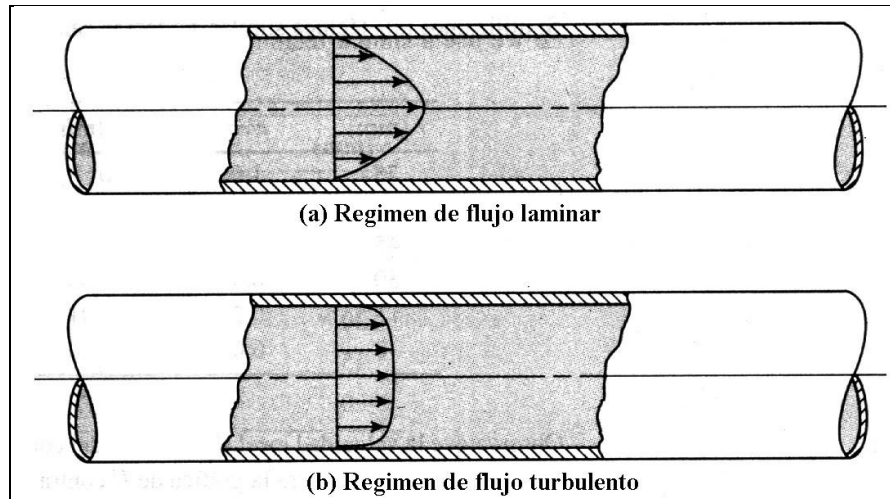


Figura 38. Perfiles de velocidad para flujos en conductos

## 1.10. PERDIDAS DE ENERGIA DEBIDO A LA FRICCION

Siempre existen pérdidas de energía por fricción en las paredes de un conducto y si estas son considerables se debe tomar muy en cuenta en el diseño los factores de seguridad para compensar estas pérdidas.

### 1.10.1. ECUACION DE DARCY

En la ecuación general de la energía el término  $h_L$ , se define como la energía perdida por el sistema. Una componente de la pérdida de energía se debe a la fricción en el fluido en movimiento. La fricción es proporcional a la cabeza de velocidad del flujo y al cociente de la longitud entre el diámetro de la corriente del flujo, para el caso de flujo en conductos y tubos. Lo anterior se expresa de manera matemática en la ecuación de Darcy<sup>19</sup>:

<sup>19</sup> Henry Philibert Gaspard Darcy (Dijon, Francia, 10 de junio de 1803 - París, 2 de enero de 1858), más conocido como Darcy, fue un hidráulico francés. Graduado como ingeniero de Puentes y Caminos es uno de los pioneros modernos en el abastecimiento de agua potable.

$$h_L = \frac{fLV^2}{2Dg}$$

Ecuación (67)

Donde:

$h_L$ : Pérdida de energía debido a la fricción.

$L$ : Longitud de la corriente del flujo.

$D$ : Diámetro del conducto.

$V$ : Velocidad del flujo promedio.

$f$ : Factor de fricción.

La ecuación de Darcy se puede utilizar para calcular la pérdida de energía en secciones largas rectas de conductos redondos, tanto para flujo laminar como turbulento. La diferencia entre los dos está en la evaluación del factor de fricción,  $f$ , que carece de dimensiones.

### 1.10.2. PERDIDAS DE FRICCIÓN EN FLUJO LAMINAR

Cuando se tiene un flujo laminar, el fluido parece desplazarse en forma de varias capas, una sobre la otra. Debido a la viscosidad del fluido, se crea una tensión de corte entre las capas del fluido. La energía se pierde del fluido mediante la acción de vencer a las fuerzas de fricción producidas por la tensión de corte. Puesto que el flujo laminar es tan regular y ordenado, podemos derivar una relación entre la pérdida de energía y los parámetros medibles del sistema de flujo. Esta relación se conoce como ecuación de Hagen – Poiseuille<sup>20</sup>:

$$h_L = \frac{32\mu LV}{\gamma D^2}$$

Ecuación (68)

---

<sup>20</sup> Ley de **Hagen-Poiseuille** después de los experimentos llevados a cabo por Gotthilf Heinrich Ludwig Hagen (1797-1884) en 1839) es la ley que permite determinar el flujo laminar estacionario  $\Phi_v$  de un líquido incompresible y uniformemente viscoso (también denominado fluido newtoniano) a través de un tubo cilíndrico de sección circular constante. Esta ecuación fue derivada experimentalmente en 1838, formulada y publicada en 1840 y 1846 por Jean Louis Marie Poiseuille (1797-1869).

Los parámetros implicados son las propiedades del fluido correspondientes a viscosidad y peso específico, las características geométricas correspondientes a longitud y diámetro del conducto, y la dinámica del flujo, caracterizada por la velocidad promedio. De esta ecuación se podrá observar que la pérdida de energía en un flujo laminar es independiente de la condición de la superficie del conducto.

Las pérdidas por fricción viscosa dentro del fluido determinan la magnitud de la pérdida de energía. Esta ecuación solamente es válida para flujos laminares cuyo número de Reynolds es menor a los 2000. Sin embargo, anteriormente se dijo que la ecuación de Darcy, podría utilizarse también para calcular la pérdida por fricción en flujo laminar. Si se igualan las correlaciones para  $h_L$ , podemos despejar el valor del factor de fricción:

$$\frac{fLV^2}{2Dg} = \frac{32\mu LV}{\gamma D^2} \quad \text{Ecuación (69)}$$

$$f = \frac{32\mu LV}{\gamma D^2} \times \frac{2Dg}{LV^2} = \frac{64\mu g}{VD\gamma} \quad \text{Ecuación (70)}$$

Como  $\rho = \frac{\gamma}{g}$ , obtenemos:

$$f = \frac{64\mu}{VD\rho} \quad \text{Ecuación (71)}$$

El número de Reynolds se define como  $N_R = \frac{VD\rho}{\mu}$ . Entonces tenemos:

$$f = \frac{64}{N_R} \quad \text{Ecuación (72)}$$

Esta ecuación representa el factor de fricción para un fluido que se encuentre en estado laminar.

### 1.10.3. PERDIDAS DE FRICCION EN FLUJO TURBULENTO

Por el flujo turbulento de fluidos en conductos circulares resulta más conveniente utilizar la ecuación de Darcy para calcular la pérdida de energía debido a la fricción. No podemos determinar el factor de fricción,  $f$ , mediante un simple cálculo, como lo hicimos para un flujo laminar, pues el flujo turbulento no se conforma de movimientos regulares y predecibles. Es bastante caótico y está cambiando constantemente. Por éstas razones debemos confiar en los datos experimentales para determinar el valor del coeficiente de fricción.

Las pruebas han mostrado que el número adimensional del factor de fricción depende de otros dos números, también adimensionales, el número de Reynolds y la rugosidad efectiva del conducto. Esta última es el cociente del diámetro,  $D$ , del conducto entre la rugosidad promedio,  $\epsilon$ , de la pared del conducto. En la **Figura 39** se ilustra la rugosidad de la pared del conducto como la altura de los picos de las irregularidades superficiales.

La condición de la superficie del conducto depende bastante del material con que está hecho el conducto y el método de fabricación. Para conductos y tuberías disponibles comercialmente, el valor de diseño de la rugosidad de la pared, ha sido determinada de la forma en que se muestra en la **Figura 30**.

Estos son solamente valores promedio para conductos nuevos y limpios. Se debe esperar que haya algo de variación. Después de que un conducto ha estado de servicio durante algún tiempo, la rugosidad puede cambiar debido a la formación de depósito sobre la pared, o debido a la corrosión.

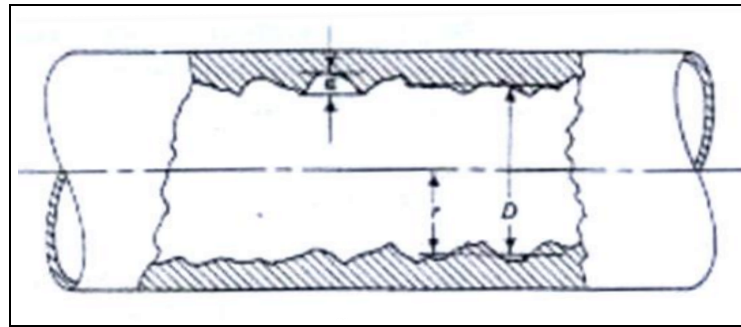


Figura 39. Rugosidad de la pared de un conducto

RUGOSIDAD DE CONDUCTO		
<i>Material</i>	<i>Rugosidad, <math>\epsilon</math> (m)</i>	<i>Rugosidad, <math>\epsilon</math> (pie)</i>
Cobre, latón, plomo (tubería)	$1.5 \times 10^{-6}$	$5 \times 10^{-6}$
Hierro fundido: sin revestir	$2.4 \times 10^{-4}$	$8 \times 10^{-4}$
Hierro fundido: revestido de asfalto	$1.2 \times 10^{-4}$	$4 \times 10^{-4}$
Acero comercial o acero soldado	$4.6 \times 10^{-5}$	$1.5 \times 10^{-4}$
Hierro forjado	$4.6 \times 10^{-5}$	$1.5 \times 10^{-4}$
Acero remachado	$1.8 \times 10^{-3}$	$6 \times 10^{-3}$

Tabla 10. Rugosidad de diferentes tipos de conductos

Uno de los métodos más extensamente empleados para evaluar el factor de fricción hace uso del diagrama de Moody<sup>21</sup> que se presenta en la **Figura 40**.

El diagrama muestra el factor de fricción, graficado contra el número de Reynolds, con una serie de curvas paramétricas relacionadas con la rugosidad relativa. Tanto el factor de fricción como el

<sup>21</sup> **Ferry Lewis Moody** 1.880 - 1.953, fue un ingeniero y profesor estadounidense y es conocido por el diagrama de Moody.

número de Reynolds están registrados en escalas logarítmicas, debido al amplio intervalo de valores encontrados. En el extremo izquierdo del diagrama, para números de Reynolds menores que 2000, la línea recta muestra la relación  $f = \frac{64}{N_R}$ , para flujo laminar. Para valores de número de Reynolds comprendidos entre 2000 y 4000, no se trazan curvas, pues se trata de la zona crítica entre el flujo laminar y turbulento y no es posible predecir el tipo de flujo. Más arriba de un número de Reynolds de 4000, se grafica la familia de curvas para diferentes valores de  $\frac{D}{\epsilon}$ .

A partir de estas curvas se pueden hacer varias observaciones importantes:

1. Para un número de Reynolds dado de un flujo, conforme la rugosidad relativa aumenta, el factor de fricción disminuye.
2. Para una cierta rugosidad relativa dada, el factor de fricción disminuye al aumentar el número de Reynolds, hasta que se alcanza la zona de turbulencia completa.
3. Dentro de la zona de completa turbulencia, el número de Reynolds no tiene efecto alguno sobre el factor de fricción.
4. Conforme aumenta la rugosidad relativa, el valor del número de Reynolds en el cual se inicia la zona de completa turbulencia empieza a aumentar.

En la **Figura 40** se presenta un dibujo simplificado del diagrama de Moody, en el cual se identifican las diferentes zonas. La zona laminar en la parte izquierda ya ha sido analizada. En la parte derecha de la línea punteada que cruza el diagrama se encuentra la zona de completa turbulencia. El factor de fricción más pequeño posible para un flujo turbulento es indicado por la línea correspondiente a conductos lisos. En la línea de conductos lisos y la línea que señala el inicio de la zona de completa turbulencia se encuentra la zona de transición. En ésta, las diferentes líneas de la rugosidad relativa están curvadas, y se debe tener cuidado de evaluar el factor de fricción de manera adecuada. Se puede ver, por ejemplo, el valor del factor de fricción para una rugosidad relativa de 500 disminuye

de 0.0420 con un número de Reynolds igual a 4000, a 0.0240 con número de Reynolds igual a 600000, en donde empieza la zona de completa turbulencia.

Como se estableció anteriormente, la zona crítica entre los números de Reynolds comprendidos entre 2000 y 4000 debe evitarse de ser posible, pues dentro de este intervalo el tipo de flujo no puede ser pronosticado. Las curvas punteadas muestran como el factor de fricción podría cambiar de acuerdo con el valor de la rugosidad relativa. Para valores bajos de rugosidad relativa, el aumento en el factor de fricción es mayor conforme el flujo cambia de laminar a turbulento. Por ejemplo, para un flujo en un conducto con una rugosidad efectiva igual a 20, el factor de fricción aumentaría de 0.032 para un número de Reynolds de 2000 al final del intervalo laminar a aproximadamente 0.077 para un número de Reynolds de 4000 al inicio de la zona turbulenta, un aumento del 240%. Más aún, no se puede predecir el valor del número de Reynolds en donde esto puede ocurrir. Debido que la pérdida de energía es directamente proporcional al factor de fricción, los cambios en dicha magnitud son significativos.

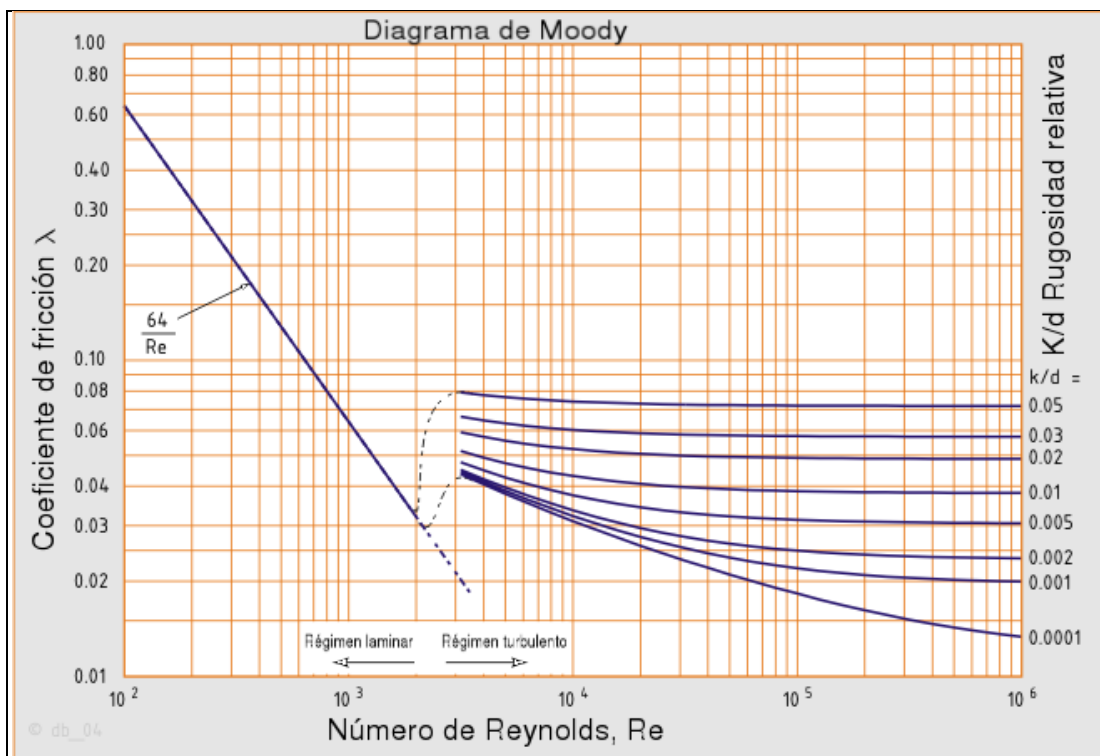


Figura 40. Explicación de las partes del diagrama de Moody

#### 1.10.4. ECUACIONES DEL FACTOR DE FRICCION

El diagrama de Moody es un medio conveniente y lo suficientemente preciso para determinar el factor de fricción cuando se resuelven problemas mediante cálculos manuales. Sin embargo, si los cálculos deben ser algo automáticos para poder obtener la solución de una computadora o con una calculadora programable, es necesario tener ecuaciones del factor de fricción.

La ecuación que se utiliza en el trabajo hecho por Moody, cubre tres diferentes zonas del diagrama. En la zona de flujo laminar, para valores del número de Reynolds por debajo de 2000, el coeficiente de fricción puede encontrarse con la ecuación:

$$f = \frac{64}{N_R} \quad \text{Ecuación (73)}$$

Esta relación, desarrollada anteriormente, está graficada en el diagrama de Moody como una línea recta en el lado izquierdo del diagrama. Desde luego, para los números de Reynolds desde 2000 hasta 4000, el flujo se encuentra en la región crítica y es imposible predecir el valor del coeficiente de fricción. Por encima del número de Reynolds de 4000, por lo general el flujo se conoce como turbulento. Sin embargo, en esencia existen dos zonas de interés en este punto. Hacia el lado derecho del diagrama, el flujo está en la zona de completa turbulencia. Se puede observar que el valor del coeficiente de fricción no depende del número de Reynolds, sino sólo de la rugosidad relativa. En este intervalo, se aplica la siguiente fórmula:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log_{10} \left( 3.7 \left( \frac{D}{\epsilon} \right) \right) \quad \text{Ecuación (74)}$$

La frontera de esta zona es la línea punteada que corre, por lo general, de la parte superior izquierda a la parte inferior derecha del diagrama.



La ecuación de esta línea es:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = \frac{N_R}{2000 \left(\frac{D}{\varepsilon}\right)} \quad \text{Ecuación (75)}$$

La tercera zona del diagrama, que se conoce como zona de transición, se encuentra entre la zona de completa turbulencia y la línea que se identifica como conductos lisos. La línea de conductos lisos tiene la ecuación:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log_{10} \left( \frac{N_R \sqrt{f}}{2.51} \right) \quad \text{Ecuación (76)}$$

Siendo lisos, estos conductos no presentan irregularidades superficiales al flujo, de modo que el factor de fricción sólo es función del número de Reynolds. Los conductos hechos de vidrio o de cobre tienen un valor de rugosidad relativa que los acerca a la línea de conductos lisos. En la zona de transición, el factor de fricción es función tanto del número de Reynolds como de la rugosidad relativa. C.F. Colebrook desarrolló la relación para el factor de fricción en esta zona:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left( \frac{1}{3.7 \left(\frac{D}{\varepsilon}\right)} + \frac{2.51}{N_R \sqrt{f}} \right) \quad \text{Ecuación (77)}$$

La **Ecuación 77** se aproxima a la ecuación para completa turbulencia, para números de Reynolds grandes, a medida que el segundo término que está dentro del paréntesis se vuelve muy pequeño. Tenemos también que, para valores grandes de la rugosidad relativa, el primer término se vuelve pequeño y la ecuación se reduce a la correspondiente a conductos lisos. Como la **Ecuación 77** requiere un procedimiento de solución de prueba y error, no resulta conveniente para un cálculo automatizado del factor de fricción.

La siguiente ecuación, que permite el cálculo directo del valor del factor de fricción, fue desarrollada por P.K. Swamee y A.K. Jain<sup>22</sup>, y viene dada por:

$$f = \frac{0.25}{\left[ \log \left( \frac{1}{3.7 \left( \frac{D}{\varepsilon} \right)} + \frac{5.74}{N_R^{0.9}} \right) \right]^2} \quad \text{Ecuación (78)}$$

La **Ecuación 78** produce valores para un factor de fricción que se encuentra entre el 1% del valor de los correspondientes a la **Ecuación 78**, dentro del intervalo de rugosidad relativa, comprendida entre 1000 y un millón, y para números de Reynolds que van de 5000 hasta  $1 \times 10^8$ . Ésta es virtualmente la zona de turbulencia completa del diagrama de Moody.

### 1.10.5. FUENTES DE PERDIDAS MENORES

En la mayor parte de los sistemas de flujo, la pérdida de energía primaria se debe a la sección del conducto. Los demás tipos de pérdidas generalmente son pequeñas en comparación, y por consiguiente se hace referencia a ellas como pérdidas menores. Las pérdidas menores ocurren cuando hay un cambio en la sección cruzada de la trayectoria de flujo o en la dirección de flujo, o cuando la trayectoria de flujo se encuentra obstruida, como sucede con una válvula. La energía se pierde bajo estas condiciones debido a fenómenos físicos bastante complejos. La predicción teórica de la magnitud de estas pérdidas también es compleja, y por tanto, normalmente se usan los datos experimentales.

#### 1.10.5.1. COEFICIENTE DE RESISTENCIA

Las pérdidas de energía son proporcionales a la cabeza de velocidad del fluido al fluir éste alrededor de un codo, a través de una dilatación o contracción de la sección de flujo, o a través de una válvula.

---

<sup>22</sup> PK Swamee, AK Jain, "ecuaciones explícitas para problemas de flujo de tubo", Oficial de ingenieros hidráulicos, ASCE, 102 (5), Mayo 1976, 657-664.

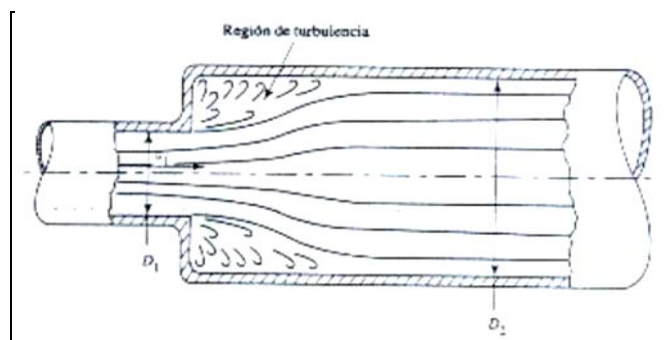
Los valores experimentales de pérdidas de energía generalmente se reportan en términos de un coeficiente de resistencia  $K$ , de la siguiente forma:

$$h_L = K \left( \frac{V^2}{2g} \right) \quad \text{Ecuación (79)}$$

En la **Ecuación 10.14**,  $h_L$  es la pérdida menor,  $K$ , es el coeficiente de resistencia y  $V$ , es la velocidad de flujo promedio en el conducto en la vecindad donde se presenta la pérdida menor. En algunos casos, puede haber más de una velocidad de flujo como con las dilataciones o en las contracciones. Es de la mayor importancia conocer que velocidad se debe utilizar con cada coeficiente de resistencia. Si la cabeza de velocidad  $\frac{V^2}{2g}$  de la **Ecuación 79** se expresa en las unidades de metros, entonces la pérdida de energía también estará en metros. El coeficiente de resistencia no tiene unidades, pues representa una constante de proporcionalidad entre la pérdida de energía y la cabeza de velocidad. La magnitud del coeficiente de resistencia depende de la geometría del dispositivo que ocasiona la pérdida y algunas veces depende de la velocidad de flujo.

#### 1.10.5.2. DILATACION SUBITA

Al fluir un fluido de un conducto menor a uno mayor a través de una dilatación súbita, su velocidad disminuye abruptamente, ocasionando una turbulencia que genera una pérdida de energía como se muestra en la **Figura 41**. La cantidad de turbulencia y por consiguiente, la cantidad de pérdida de energía, depende del cociente de los tamaños de los dos conductos.



**Figura 41. Dilatación súbita**

La pérdida menor se calcula de la ecuación:

$$h_L = K \left( \frac{V_1^2}{2g} \right) \quad \text{Ecuación (80)}$$

Donde  $V_1$  es la velocidad de flujo promedio en el conducto menor que está delante de la dilatación. Las pruebas han demostrado que el valor del coeficiente de pérdida  $K$  depende tanto de la proporción de los tamaños de los dos conductos como de la magnitud de la velocidad de flujo. Esto se ilustra gráficamente en la **Figura 42**.

Al hacer ciertas suposiciones de simplificación respecto del carácter de la corriente de flujo al expandirse a través de una dilatación súbita, es posible predecir analíticamente el valor de  $K$  a partir de la siguiente ecuación:

$$K = \left[ 1 - \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]^2 \quad \text{Ecuación (81)}$$

Los subíndices 1 y 2 se refieren a las secciones menores y mayores, respectivamente, como se muestra en la **Figura 41**. Los valores para  $K$  de esta ecuación concuerdan con los datos experimentales cuando la velocidad es aproximadamente  $1.2 \frac{m}{s}$ . A velocidades mayores, los valores reales de  $K$  son menores que los valores teóricos. Es recomendable que se utilicen los valores experimentales si se conoce la velocidad del flujo.

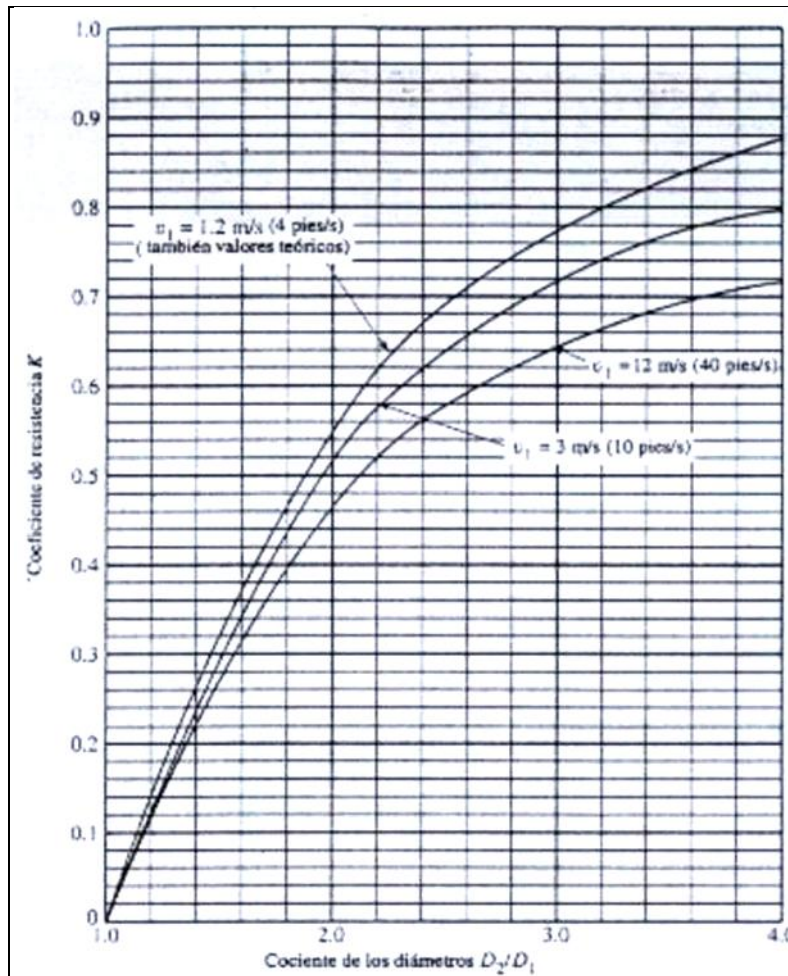


Figura 42. Coeficiente de Resistencia – Dilatación Súbita

### 1.10.5.3. PERDIDA DE SALIDA

Durante el flujo de un fluido de un conducto hacia un gran depósito o tanque, como se muestra en la **Figura 43**, su velocidad disminuye hasta casi cero. En el proceso la energía cinética que el fluido poseía en el conducto, indicada por la cabeza de velocidad, se disipa. Por lo tanto, la pérdida de energía para esta condición es:

$$h_L = 1 \left( \frac{V_1^2}{2g} \right)$$

Ecuación (82)

Esto se denomina la pérdida de salida. El valor para  $K = 1$  se usa sin importar la forma de la salida donde el conducto se conecta con la pared del tanque.

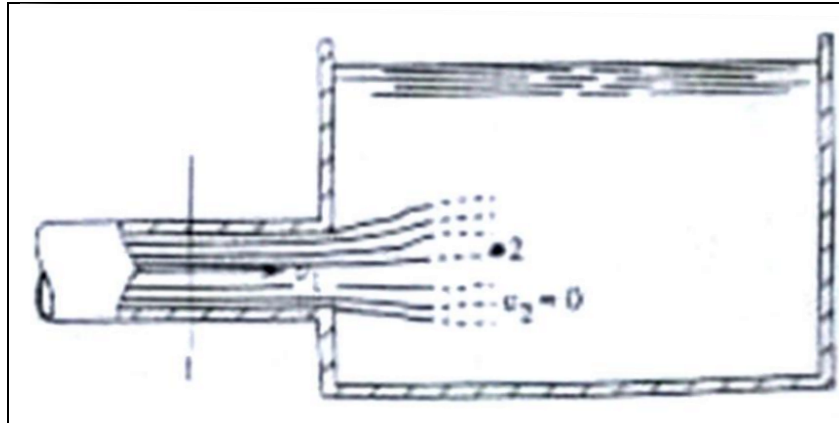


Figura 43. Pérdidas de salida al fluir el fluido de un conducto hacia un depósito estático

#### 1.10.5.4. PERDIDAS DE ENTRADA

Un caso especial de una contracción ocurre cuando un fluido fluye desde un depósito o tanque relativamente grande hacia un conducto. El fluido debe acelerar desde una velocidad relativamente despreciable a la velocidad de flujo del conducto. La facilidad con que se realiza la aceleración determina la cantidad de pérdida de energía y por lo tanto, el valor del coeficiente de resistencia de entrada depende de la geometría de la entrada.

La **Figura 44** muestra cuatro configuraciones diferentes y el valor sugerido de  $K$  para cada una. Las líneas de corriente ilustran el flujo de fluido hacia el conducto y muestran que la turbulencia asociada con la formación de una vena contracta en el tubo es una causa importante de pérdida de energía. Esta condición es más severa para la entrada de proyección hacia adentro, para lo que se recomienda un valor conservador de  $K = 1$ .

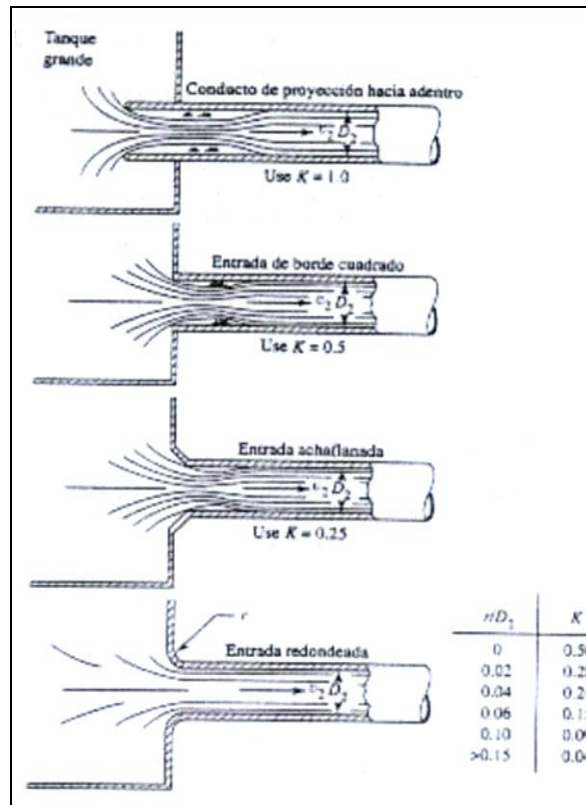


Figura 44. Coeficiente de resistencia de entrada

#### 1.10.5.5. COEFICIENTES DE RESISTENCIA PARA VALVULAS Y JUNTURAS

Se dispone de muchos tipos diferentes de válvulas y juntas de varios fabricantes para especificación e instalación en sistemas de flujo de fluidos. Las válvulas se utilizan para controlar la cantidad de flujo y pueden ser válvulas del globo, de ángulo, de mariposa, otros varios tipos de válvulas de verificación y muchas más como se muestran en las **Figuras 45 a 50**.

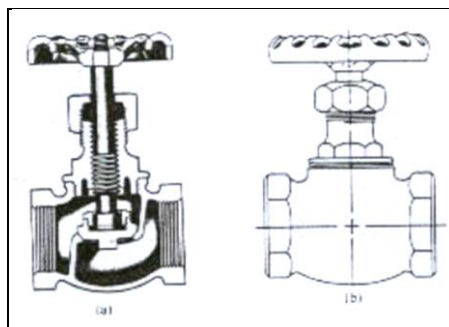
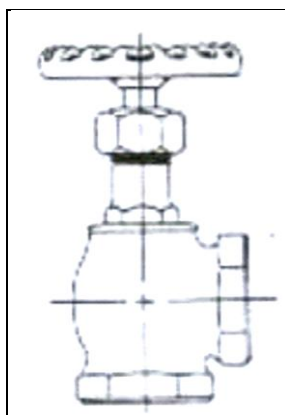
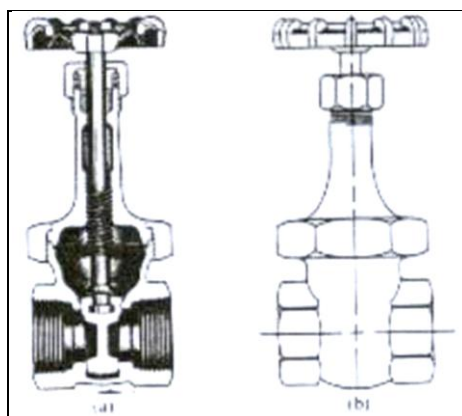


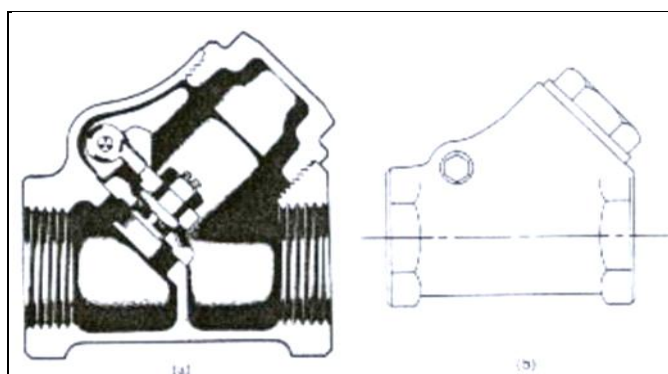
Figura 45. Válvula de globo



**Figura 46. Válvula de ángulo**

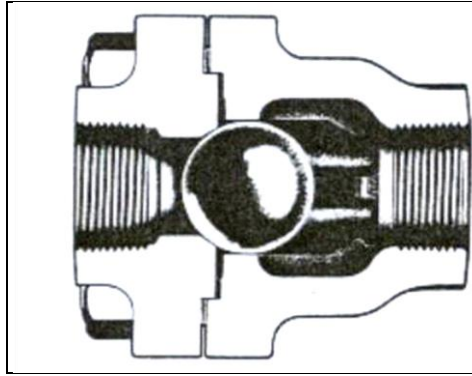


**Figura 47. Válvula de compuerta**

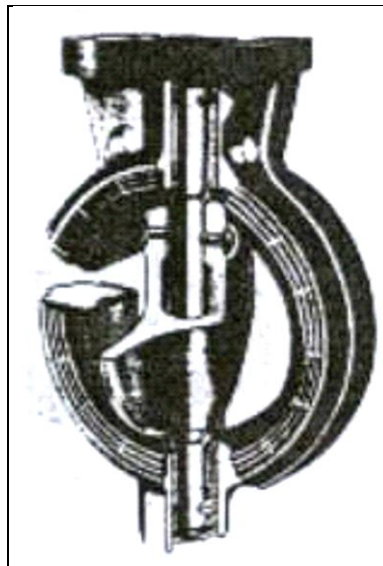


**Figura 48. Válvula de verificación tipo giratorio**





**Figura 49. Válvula de verificación tipo bola**



**Figura 50. Válvula de Mariposa**

Las juntas dirigen la trayectoria de flujo u ocasionan un cambio en el tamaño de la trayectoria del fluido. Se incluyen los codos de varios diseños, tes, reductores, boquillas y orificios, como se muestran en las **Figuras 51 y 52.**

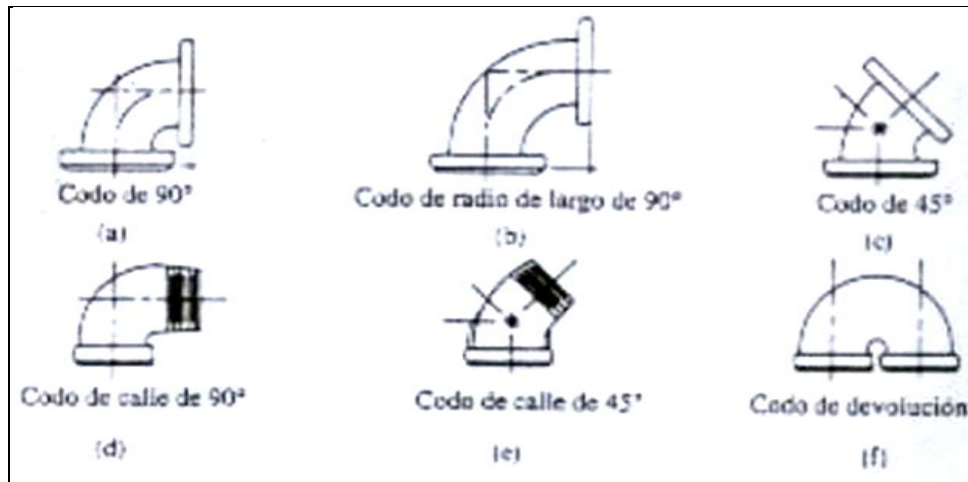


Figura 51. Codos de conducto

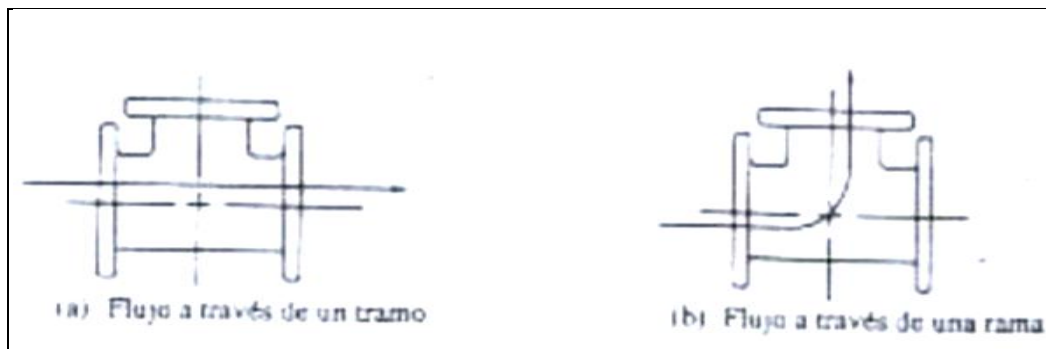


Figura 52. Tes estándar

Es importante determinar los datos de resistencia por el tipo y tamaño particular elegido porque la resistencia depende de la geometría de la válvula para su ajuste. Asimismo, los distintos fabricantes pueden reportar datos en distintas formas. La pérdida de energía incurrida como flujos de fluido a través de una válvula o junta se calcula a partir de la **Ecuación 79**, según su utilización para las pérdidas menores ya analizadas. Sin embargo, el método para determinar el coeficiente de resistencia es diferente. El valor de  $K$  se reporta en la forma:

$$K = f_T \left( \frac{L_e}{D} \right) \quad \text{Ecuación (83)}$$

El valor de  $\frac{L_e}{D}$ , llamado la proporción de longitud equivalente, se reporta en la **Tabla 11**:

<b>TIPO</b>	<b>LONGITUD EQUIVALENTE EN DIAMETROS DE CONDUCTOS</b> $\left[\frac{L_e}{D}\right]$
Válvula de globo – completamente abierta	340
Válvula de ángulo – completamente abierta	150
Válvula de compuerta – completamente abierta	8
Válvula de verificación – tipo giratorio	100
Válvula de verificación – tipo de bola	150
Válvula de mariposa – completamente abierta	45
Codo estándar de 90°	20
Codo estándar de 45°	16
Te estándar – con flujo a través de un tramo	20
Te estándar – con flujo a través de una rama	60

**Tabla 11. Longitud equivalente para distintos diámetros de conducto**

Y se considera que es una constante para un tipo de válvula o junta. El valor de  $L_e$  se denomina la longitud equivalente y es la longitud del conducto recto del mismo diámetro nominal como la válvula que tendría la misma resistencia que ésta. El término  $D$  es el diámetro interno real del conducto. El término  $f_T$  es el factor de fricción en el conducto al cual está conectada la válvula o junta, tomado en la zona de turbulencia completa. Se pudo observar en el diagrama de Moody, que la zona de turbulencia completa cae en el área derecha más alejada, donde el factor de fricción es independiente del número de Reynolds. La línea punteada que corre generalmente en forma diagonal

a través del diagrama divide la zona de turbulencia completa de la zona de transición a la izquierda. Los valores de  $f_T$  varían con el tamaño del conducto y de la válvula, ocasionando que el valor del coeficiente de resistencia también varíe.

En la siguiente tabla se enumera los valores de  $f_T$  para tamaños estándares de conductos de acero comercial, nuevo y limpio:

TAMAÑO DEL CONDUCTO NOMINAL [plg]	FACTOR DE FRICCIÓN	TAMAÑO DEL CONDUCTO NOMINAL [plg]	FACTOR DE FRICCIÓN
½	0.027	4	0.017
¾	0.025	5	0.016
1	0.023	6	0.015
1 ¼	0.022	8 – 10	0.014
1 ½	0.021	12 – 16	0.013
2	0.019	18 – 24	0.012
2 ½, 3	0.018		

**Tabla 12. Factor de fricción para diferentes medidas de conductos**

## 1.11. DISEÑO DE ELEMENTOS POR RESISTENCIA A LA FATIGA

Para obtener las propiedades de materiales relacionadas con diagrama esfuerzo - deformación, la carga se aplica en forma gradual dando suficiente tiempo para que se desarrolle la deformación. En las condiciones usuales la probeta se ensaya hasta que se destruye, de manera que los esfuerzos se aplican sólo una vez. Estas condiciones se conocen como condiciones estáticas y se tienen con alto grado de aproximación en muchas estructuras y elementos de máquinas. Sin embargo, ocurre frecuentemente que los esfuerzos varían o fluctúan entre determinados valores. Por ejemplo, una fibra particular de la superficie de un eje rotatorio, sometida a la acción de cargas de flexión, pasa por esfuerzos de tensión y de compresión en cada revolución del eje. Si este es parte de un motor eléctrico que gira a 1725 rpm, la fibra es esforzada en tensión y compresión 1725 veces por minuto. Si el eje también está cargado axialmente (por ejemplo, en el caso de un engrane helicoidal o de tornillo sin fin), habrá un componente axial de esfuerzo que se superpondrá a la componente de flexión. Esto, en cualquier fibra, ocasionará un esfuerzo que seguirá siendo fluctuante pero que oscilará entre valores diferentes. Estas y otras clases de cargas que ocurren en elementos de máquinas producen esfuerzos que se llaman repetidos, alternantes o fluctuantes.

En muchos casos hay que analizar elementos de máquinas que han fallado bajo la acción de esfuerzos repetidos o fluctuantes y, sin embargo, después de un cuidadoso análisis se descubre que los esfuerzos máximos reales fueron inferiores a la resistencia última del material y muchas veces aún menores que la resistencia de fluencia. La característica más notable de esta falla ha sido que los esfuerzos se repitieron muchas veces. Por lo tanto, la falla se denomina falla por fatiga.

Las fallas por fatiga comienzan con una pequeña grieta, y esta es tan diminuta que no se puede predecir a simple vista y es bastante difícil localizarla por inspección. La grieta se desarrollará en un punto de discontinuidad en el material, tal como un cambio en la sección transversal, un chavetero, o un orificio. Hay otros puntos menos obvios donde es probable que se inicien fallas por fatiga, como las marcas de inspección o de otra clase, grietas internas o irregularidades causadas por el

maquinado. Una vez que se forma una grieta, el efecto de concentración del esfuerzo se hace mayor y se extiende más rápidamente. Como el área esforzada disminuye en tamaño, el esfuerzo aumenta en magnitud hasta que finalmente, el área restante falla de repente. En consecuencia, las fallas por fatiga se caracterizan por dos áreas distintas, la primera se debe al desarrollo progresivo de la grieta, en tanto que la segunda se origina en la ruptura repentina. La zona tiene un aspecto muy parecido al de la fractura de un material frágil como el hierro colado, que ha fallado por tensión.

Cuando las piezas de máquina fallan estáticamente, por lo general sufren una deformación muy grande debido a que el esfuerzo excedió a la resistencia de fluencia. Entonces debe reemplazarse antes de que ocurra la ruptura. Por tanto, muchas fallas estáticas son visibles y se detectan anticipadamente, pero una por fatiga no da señal alguna: es repentina y total y, por lo tanto, peligrosa. El diseño contra fallas estáticas es relativamente sencillo, pues los conocimientos actuales sobre el asunto son bastante completos. Pero la fatiga es un fenómeno mucho más complicado, sólo explicado parcialmente, y si un ingeniero pretende ascender hasta la cima de su profesión deberá adquirir tanto conocimiento de la materia como sea posible. Cualquiera que no sepa lo suficiente sobre fallas por fatiga puede duplicar o triplicar los factores de seguridad y, así, crear un diseño que no fallará. Pero tales diseños no serán competitivos en el mercado actual ni los ingenieros que los hayan realizado.

### **1.11.1. FACTORES QUE MODIFICAN EL LIMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA**

Se ha expresado que toda probeta para ensayo en una máquina de viga rotatoria, utilizada para determinar los límites de resistencia a la fatiga, se elaboran con mucho cuidado y es ensayada en condiciones controladas en forma precisa.

No es realista esperar que el límite de fatiga de un elemento mecánico o estructural resulte igual a uno de los valores obtenidos en el laboratorio.

Marin ha propuesto una clasificación de algunos de los factores que modifican el límite de fatiga, que se describen a continuación:

1. Material: composición química, base de falla, variabilidad.
2. Manufactura: método de fabricación, tratamiento térmico, corrosión por desgaste, condición de la superficie, concentración del esfuerzo.
3. Condición ambiental: corrosión, temperatura, estado de esfuerzo, tiempos de relajación.
4. Diseño: tamaño, configuración, duración, estado del esfuerzo, concentración del esfuerzo, velocidad, desgaste.

Para tener en cuenta las más importantes de estas condiciones se emplea una diversidad de factores de modificación, de los cuales cada uno corresponde a un solo efecto. Con base en lo anterior se tiene:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad \text{Ecuación (84)}$$

Donde:

$S_e$ : Límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico.

$S'_e$ : Límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria.

$k_a$ : Factor de superficie.

$k_b$ : Factor de tamaño.

$k_c$ : Factor de confiabilidad.

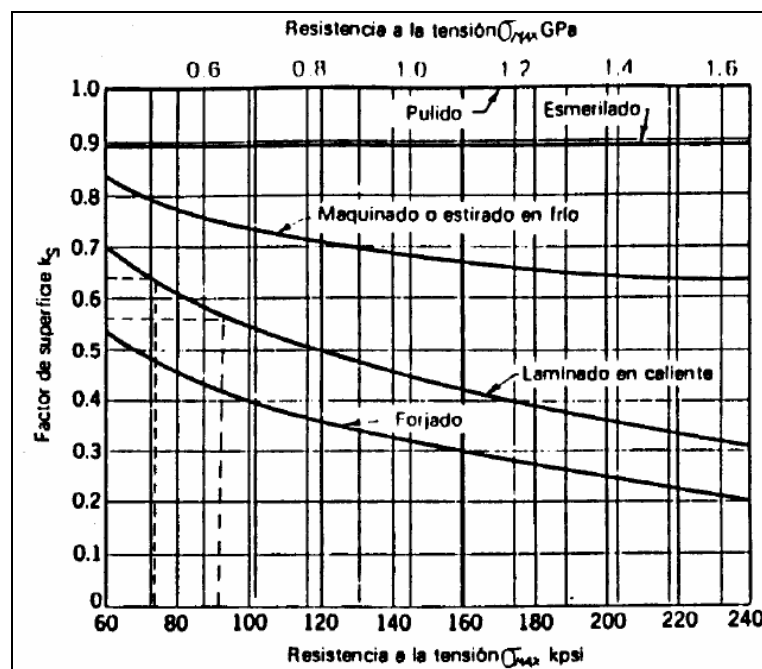
$k_d$ : Factor de temperatura.

$k_e$ : Factor de modificación por concentración del esfuerzo.

$k_f$ : Factor de efectos diversos.

### 1.11.1.1. ACABADO DE SUPERFICIE

La superficie de la probeta de la viga rotatoria está perfectamente pulida y recibe un pulimento final en dirección axial para eliminar cualesquiera rayaduras circunferenciales. Obviamente, la mayor parte de los elementos de máquina no tienen esta alta calidad de acabado. Los factores de modificación  $k_a$ , que se muestran en la **Figura 53**, dependen de la calidad del acabado y de la resistencia a la tensión.



Figuras 53. Factores de modificación de acabado superficial para el acero

Debe examinarse este diagrama con cuidado pues es muy importante tener un buen acabado de superficie cuando existe la posibilidad de falla por fatiga. Los factores que se indican se obtuvieron resumiendo grandes recopilaciones de datos, determinados en ensayos de aceros forjados y, probablemente, también válidos para aceros fundidos e hierros colados de los mejores grados. Una investigación más reciente acerca del efecto de acabado superficial se ha concentrado en la aspereza de la superficie. La medida de la aspereza, se considera en Estados Unidos como el valor de la altura media de las protuberancias, tomada en cuenta desde una línea central que es, aproximadamente, la mitad de la distancia promedio entre cresta y valle. La aspereza de una superficie suele expresarse en micrómetros.



### 1.11.1.2. EFECTOS DE TAMAÑO

La prueba de la viga rotatoria redonda da el límite de fatiga para una probeta generalmente de 0.3 pulgadas de diámetro. En unidades del sistema internacional se utiliza comúnmente 7.5, 10 o 12.5 milímetros. Resulta así que los límites de fatiga de elementos de máquina que tienen un tamaño mayor o diferente sección transversal rara vez se acercan a los valores obtenidos de las pruebas estándar de viga rotatoria. Este efecto, debido a las dimensiones, la forma y el método de carga, se denomina efecto de tamaño. Desafortunadamente, el ensayo de probetas grandes con distintas formas de dimensiones es muy costoso pues requiere de un equipo de laboratorio muy caro. Por esta razón, sólo se dispone de un número limitado de datos.

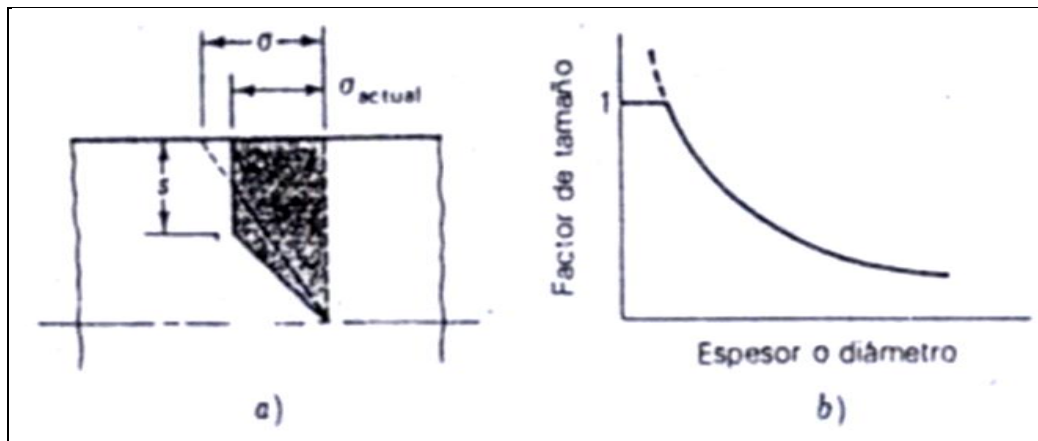
Kuguel ha propuesto una teoría basada en que toda falla está relacionada con la probabilidad de la interacción de un esfuerzo intenso con un desperfecto crítico en un cierto volumen. Cuando es grande el volumen del material sujeto a una alta intensidad de esfuerzo, existe una mayor probabilidad de falla. Kuguel utiliza uno que se somete a un esfuerzo del 95% del máximo o más, y compara esto con el equivalente de viga rotatoria para obtener un factor de tamaño. Desafortunadamente, es difícil determinarlo en las cercanías de una discontinuidad o área de concentración del esfuerzo.

Mischke ha desarrollado un procedimiento estático que produce un valor muy confiable del factor de tamaño. Este método requiere que el diseñador realice pruebas en el material específico a emplear. Sors afirma que la teoría más moderna es la de Von Phillipp, la cual manifiesta buena concordancia con los resultados de prueba. La teoría de Von Phillipp se basa en la hipótesis de que la distribución del esfuerzo en una probeta de viga rotatoria no obedece a la teoría básica. Expresa que las deformaciones elásticas son retrasadas por los granos o fibras de las zonas internas, que tienen menor esfuerzo y proporcionan un cierto soporte a las fibras exteriores. Por lo tanto, la distribución del esfuerzo de fatiga se asemeja a la línea continua de la **Figura 54**. El descubrimiento sorprendente

realizado por Von Phillip es que la distancia  $s$  de la **Figura 54 a**, dentro de la que tienen lugar las deformaciones, es una constante para cada material y bale:

- a. 3.1 mm para el acero.
- b. 1 mm para aleaciones ligeras.

Así se encontró que una gráfica del factor de tamaño consiste en una línea horizontal en el caso de espesores pequeños, seguida de un decrecimiento parabólica, como se muestra en la (**Figura 54 b**). El método es complicado y muy conservador cuando se le compara con los resultados de pruebas reales.



**Figura 54.** (a) Distribución del esfuerzo por flexión elástico y real según Von Phillip. (b) Variación del factor de tamaño con el diámetro

**Figura 55** es una gráfica de los datos de prueba, efectiva para probetas menores de 0.3 pulgadas y hasta 2.2 pulgadas de diámetro. El valor decreciente es sensiblemente uniforme aunque los datos presenten una gran dispersión. Para fines de referencia, los resultados de la teoría de Kuguel se grafica como una línea punteada. La línea continua se obtiene de los resultados de la relación:

$$\text{Si; } 0.3plg < d \leq 10plg \rightarrow k_b = 0.869d^{-0.097}$$

Si;  $d \leq 0.3 \text{plg}$  o bien  $d \leq 8 \text{mm}$   $\rightarrow k_b = 1$

Si;  $8 \text{mm} < d \leq 250 \text{mm}$   $\rightarrow k_b = 1.189d^{-0.097}$

Ecuación (85)

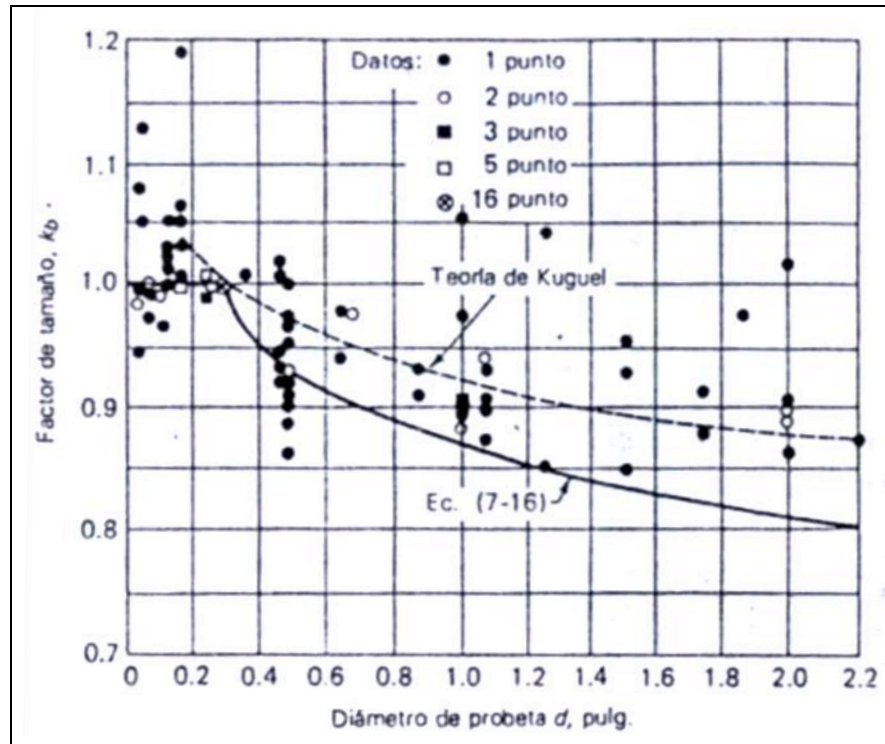


Figura 55. Efecto del tamaño de probeta sobre el límite de fatiga en flexión y torsión con inversiones

Ensayos repetidos han demostrado que no existe un efecto de tamaño aparente en el caso de probetas ensayadas con respecto a fatiga axial simple o con inversión. Esto significa que el límite de fatiga, por ejemplo, de un grupo de probetas de 0.25 pulgadas de diámetro, será el mismo que de otro grupo que tenga 2 pulgadas de diámetro y se someta a ensayos de fatiga axiales con inversión. Parece ser, de cualquier modo, que hay una diferencia definitiva entre límite de fatiga en pruebas de esfuerzo axial simple o con inversión, y el límite de fatiga de la probeta de viga rotatoria.

R. W. Landgraf, ha formado una extensa colección de datos acerca de la fatiga axial. Estos resultados se registraron en términos de la deformación real en vez del esfuerzo verdadero. Cuando se realiza un análisis de regresión en estos datos se determina la intersección en 19.2 KPsi y una

pendiente de 0.314. El coeficiente de correlación es 0.944. Esto da como resultado la siguiente ecuación:

$$S'_e = 19.2 + 0.314S_{uc} \qquad \text{Ecuación (86)}$$

Donde las resistencias están expresadas en *KPsi*. Otros investigadores han hallado que el límite de fatiga axial es significativamente menor que el de fatiga por prueba con la viga rotatoria para resistencias a la tensión de 54 a 170 *KPsi*. Sin embargo, los datos presentan una considerable dispersión que resulta en factores de tamaño de 0.57 a 0.78.

Por ésta razón se recomiendan dos factores axiales de tamaño:

Cuando se efectúan pruebas:

$$k_b = 0.71$$

Cuando no se realizan pruebas:

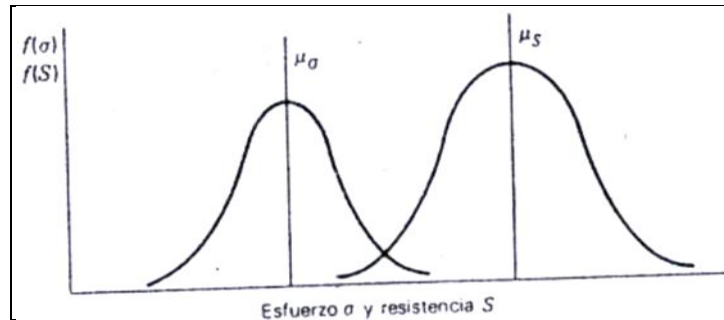
$$k_b = 0.6$$

El valor mayor es un promedio que puede utilizarse cuando se dispone de propiedades mecánicas a partir de resultados de ensayo reales del material a utilizarse. El menor es el límite bajo a usarse cuando no se dispone de resultados de prueba.

### **1.11.1.3. CONFIABILIDAD**

De muchas maneras, la vida y la confiabilidad pueden constituir un método más efectivo para medir la eficiencia de diseño que el uso de un factor de seguridad, porque la vida y la confiabilidad se pueden medir fácilmente. Para definir el significado exacto de la confiabilidad se debe suponer que se tiene un gran grupo o población de partes mecánicas.

Puede asociarse cierta resistencia  $S$  y cierto esfuerzo  $\sigma$  a cada pieza; pero como hay gran número de ellas existe una población de resistencias y una de esfuerzos. Ambas podrían tener distribuciones semejantes a las mostradas en la **Figura 56**.



**Figura 56. Gráficas de distribución de esfuerzo y de resistencia**

Se designará por  $\mu_\sigma$  y  $\hat{\sigma}_\sigma$  a la media y a la desviación estándar del esfuerzo, mientras que se usarán  $\mu_S$  y  $\hat{\sigma}_S$  para denotar la media y la desviación estándar de la resistencia. Aunque la resistencia generalmente es mayor que el esfuerzo, **Figura 56** muestra que el extremo de la derecha de la distribución del esfuerzo puede traslaparse con el extremo de la izquierda de la distribución de las resistencias y, por tanto, originar algunas fallas. La población combinada tendrá entonces un valor medio de una desviación estándar igual a:

$$r = S - \sigma$$

$$\mu_r = \mu_S - \mu_\sigma$$

$$\hat{\sigma}_r = \sqrt{\hat{\sigma}_S^2 + \hat{\sigma}_\sigma^2}$$

**Ecuación (87)**

La variable estandarizada correspondiente  $z$  es:

$$z = \frac{r - \mu_r}{\sigma_r} = \frac{r - (\mu_S - \mu_\sigma)}{\sqrt{\hat{\sigma}_S^2 + \hat{\sigma}_\sigma^2}}$$

**Ecuación (88)**

Luego, realizando simplificaciones matemáticas y sustituyendo ecuaciones se tiene que la confiabilidad  $R$  es:

$$R = P(z) = 1 - Q(z) \quad \text{Ecuación (89)}$$

Estas ecuaciones permiten determinar la confiabilidad de cualquier situación de esfuerzo en un material determinado. Rara vez se dispone de toda la información para realizar un análisis de interferencia detallado. Por lo general no se conocerá la dispersión o distribución de la carga aplicada. Esto significa que no es factible un cálculo con base en la teoría de la interferencia. Debe considerarse, sin embargo, la dispersión conocida de los datos de fatiga. Esto significa que no se llevará a cabo un análisis real de confiabilidad pero responderá en realidad a la pregunta: ¿cuál es la probabilidad de que un esfuerzo conocido exceda la resistencia de un componente seleccionado al azar y realizado a partir de esta población de material.

<b>FACTORES DE CONFIABILIDAD, CORRESPONDIENTES A UNA DESVIACION ESTANDAR DEL 8% DEL LIMITE DE FATIGA</b>		
<i>Confiabilidad [R]</i>	<i>Variable estandarizada [z]</i>	<i>Factor de confiabilidad [k<sub>c</sub>]</i>
0.5	0	1
0.9	1.288	0.897
0.95	1.645	0.868
0.99	2.326	0.814

**Tabla 13. Factores de confiabilidad correspondientes a una desviación estándar del 8% del límite de fatiga**

Observando la tabla presentada anteriormente se notará que no es probable que la desviación estándar del límite de resistencia a la fatiga para aceros exceda del 8%. De hecho, los datos

presentados por Haugen y Wirsching también muestran desviaciones estándar menores que el 8%. Esto significa que, para obtener el límite de resistencia a la fatiga correspondiente a una confiabilidad específica, sólo hay que restar cierto número de desviaciones estándar del límite medio de resistencia a la fatiga. Por lo tanto, el factor de confiabilidad  $k_c$ , es:

$$k_c = 1 - 0.08z$$

**Ecuación (90)**

#### **1.11.1.4. EFECTOS DE LA TEMPERATURA**

Como es de conocimiento general la temperatura cambia todas las propiedades mecánicas de un material, y además la existencia de un esfuerzo estático o medio induce asimismo flujo plástico en el material. El significado del factor  $k_d$  es para recordar al diseñador que deben considerarse los efectos térmicos o de temperatura. Aunque se han hecho muchas pruebas, los valores del factor  $k_d$  son muy evasivos. Por esta razón las pruebas de laboratorio se recomiendan en alto grado cuando se consideran materiales nuevos o no ensayados.

Las altas temperaturas movilizan las dislocaciones y reducen la resistencia a la fatiga de muchos materiales. Esta movilización origina la conversión de un proceso de falla esencialmente independiente del tiempo, en uno que sí depende de él. Existen asimismo interacciones complicadas en las que interviene el flujo plástico debido a un esfuerzo estático o de valor medio, la atmósfera ambiental y el proceso de fatiga.

Forest hizo un buen acopio de datos, algunos de los cuales están graficados en la **Figura 57**, de modo que pueda obtenerse una idea general del defecto de temperatura.

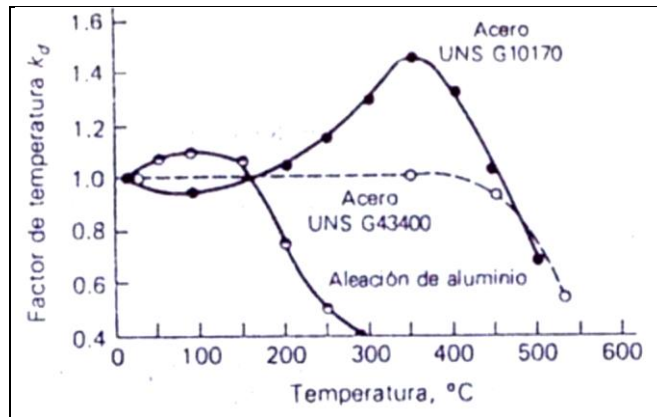


Figura 57. Gráfica del factor de temperatura para dos aceros forjados y una aleación de aluminio del tipo forjado

Se puede observar la gran diferencia en los efectos en un acero de bajo carbono y en un acero de aleación de alta resistencia. El límite de fatiga del acero dulce aumenta al crecer la temperatura hasta aproximadamente 350°C. Éste efecto lo origina el envejecimiento por deformación cíclica. Se conoce que la temperatura tiene aproximadamente el mismo efecto sobre la resistencia última; pero muestra asimismo que la resistencia de fluencia disminuye constantemente con la temperatura. La omisión de este hecho ha originado algunas fallas desastrosas. Se puede observar en la (Figura 57) que el acero de aleación UNS G43400 requiere aproximadamente la misma resistencia a la fatiga hasta una temperatura de 450°C, y que el acero dulce vuelve a la resistencia que posee a la temperatura ambiente cuando alcanza la misma temperatura. Estas observaciones se pueden evaluar mediante la relación:

$$\text{Si; } T \leq 450^{\circ}\text{C} \text{ (849}^{\circ}\text{F)} \Rightarrow k_d = 1$$

$$\text{Si; } 450^{\circ}\text{C} < T \leq 550^{\circ}\text{C} \Rightarrow k_d = 1 - 5.8 \times 10^{-3}(T - 450)$$

$$\text{Si; } 840^{\circ}\text{F} < T \leq 1020^{\circ}\text{F} \Rightarrow k_d = 1 - 3.2 \times 10^{-3}(T - 840) \quad \text{Ecuación (91)}$$

Estas fórmulas pueden ser empleadas para aceros que no son de alta temperatura. A la temperatura máxima permitida por esta relación,  $k_d$  es aproximadamente igual 0.40. Es probable que un elemento falle por fluencia o flujo plástico a esta temperatura elevada, de modo que es de poco valor el intentar predecir este factor para temperaturas más altas.



### 1.11.1.5. EFECTOS DE CONCENTRACION DEL ESFUERZO

Un gran número de elementos mecánicos tienen agujeros, ranuras, u otras clases de discontinuidades que alteran la distribución del esfuerzo. La concentración del esfuerzo tiene que considerarse cuando las partes han de hacerse de materiales frágiles o cuando estarán sometidas a cargas de fatiga. Sin embargo, aun en estas condiciones se encuentra que algunos materiales no son muy sensibles a la existencia de discontinuidades y por lo tanto, no se tienen que usar los valores totales de los factores de concentración de esfuerzo teóricos. Para estos materiales es conveniente utilizar un valor reducido de  $K_T$ . El factor resultante se define por la ecuación:

$$k_f = \frac{\text{límite de fatiga de probetas sin discontinuidades}}{\text{límite de fatiga de probetas con discontinuidades}} \quad \text{Ecuación (92)}$$

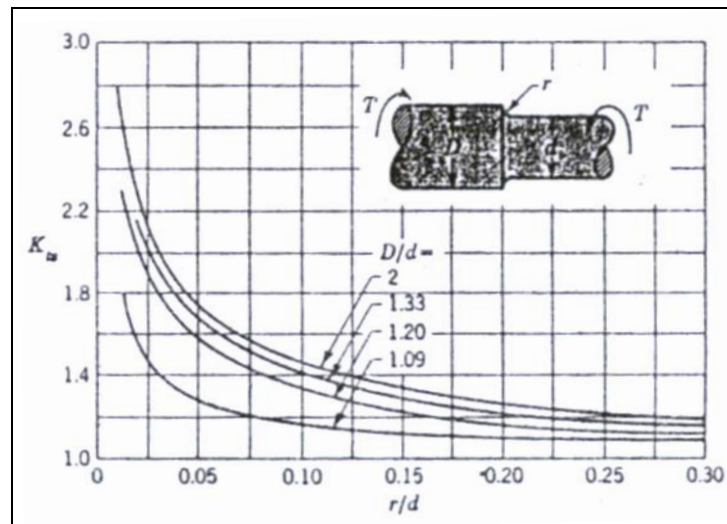
Este factor generalmente se denomina factor de concentración de esfuerzo en el caso de fatiga, aunque también se utiliza para materiales frágiles bajo cargas estáticas. Ahora bien, al utilizar  $k_f$  no importa, algebraicamente, si se emplea como factor para incrementar el esfuerzo o para reducir la resistencia. Esto sólo significa que puede colocarse en uno u otro miembro de la ecuación. Sin embargo, podrán evitarse muchas dificultades si se considera a  $k_f$  como un factor de reducción de la resistencia de un elemento. En consecuencia, se llamará a  $k_f$  factor de reducción de la resistencia en el caso de fatiga y, casi siempre, se empleará en éste sentido. Lo anterior quiere decir que el factor de modificación por concentración del esfuerzo  $k_e$  y  $k_f$  están relacionados como:

$$k_e = \frac{1}{k_f} \quad \text{Ecuación (93)}$$

La sensibilidad a las ranuras  $q$  se define por la ecuación:

$$q = \frac{k_f - 1}{K_T - 1} \quad \text{Ecuación (94)}$$

Donde el valor  $q$  suele estar entre cero y la unidad. La (Ecuación 94) indica que, si  $q = 0$ ,  $k_f = 1$ , el material no tendrá sensibilidad a las ranuras. Por otra parte, si  $q = 1$  entonces  $k_f = K_T$  y el material será completamente sensible. En trabajos de análisis o de diseño primero se determina  $K_T$  a partir de la configuración geométrica de la pieza como se muestra en la **Figura 58**.



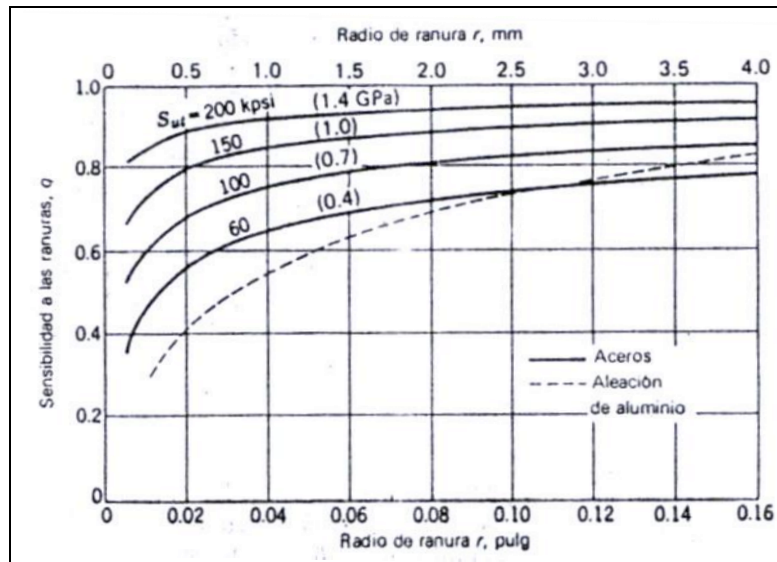
**Figura 58. Barra de sección circular en torsión con estrechamiento y entalle**

Luego, habiéndose especificado el material, se puede hallar  $q$  y despejar  $k_f$ , de tal forma que:

$$k_f = 1 + q(K_T - 1) \quad \text{Ecuación (95)}$$

Cuando se trata de aceros y aleaciones de aluminio se puede emplear la **Figura 59** para determinar el valor de  $q$  cuando las piezas se someten a la acción de la viga rotatoria, o a cargas axiales invertidas alternativamente.

La **Figura 59** muestra el diagrama de sensibilidad a las ranuras para aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024 – T, sometidos a cargas flexionantes o axiales invertidas alternativamente.



**Figura 59.** Diagrama de sensibilidad a las ranuras para aceros y aleaciones de aluminio forjado

Sucede algunas veces que dos discontinuidades, cada una con particular factor de concentración del esfuerzo, ocurren en el mismo punto. Cuando surge esta situación, se debe determinar cada factor de reducción de la resistencia a la fatiga y luego multiplicarlo entre sí para obtener un factor equivalente.

#### 1.11.1.6. EFECTOS DIVERSOS

Uno de los motivos para emplear  $k_f$  es tomar en cuenta la reducción en el límite de resistencia a la fatiga debida a todos los otros efectos; sin embargo, la verdadera razón de usarlo es que sirve como recordatorio de que deben considerarse dichos efectos pues no se dispone de valores reales de  $k_f$ . Los efectos residuales o remanentes pueden servir para mejorar el límite de resistencia a la fatiga, o bien para afectarlo negativamente. Por lo general, si el esfuerzo remanente en la superficie de un elemento es de compresión se mejora el límite mencionado. Las fallas por fatiga resultan fallas por tensión, o al menos causadas por esfuerzos de tensión y, por consiguiente, todo lo que lo reduzca

también disminuirá la posibilidad de una falla por fatiga. Hay operaciones como granado con perdigones, martillado y laminado en frío, las cuales originan estos esfuerzos de compresión de la superficie de una pieza y ayuda en gran medida a mejorar el límite de resistencia a la fatiga. Desde luego, el material no debe trabajarse en excesos.

El límite de resistencia a la fatiga de piezas formadas a partir de barras o láminas provenientes de estirado o laminación, así como aquellas que son de forja, puede resultar afectado por las llamadas características direccionales de la operación. Por ejemplo, en elementos laminados o estirados se tiene un límite de resistencia a la fatiga en la dirección transversal, el cual puede ser del 10 al 20% menor que el límite respectivo en la dirección longitudinal.

#### **1.11.1.6.1. Corrosión**

Es de esperar que en piezas que funcionan en ambientes corrosivos, ocurra una disminución en su resistencia a la fatiga.

Esto sucede y se debe al ataque de la superficie a causa del material corrosivo; pero el problema no es tan simple como el de determinar el límite de fatiga de una probeta que ha sufrido corrosión. La razón de esto es que la acción corrosiva y el esforzamiento se producen en forma simultánea. Básicamente esto significa que, después de cierto tiempo, una pieza fallará cuando sea sometida a esfuerzos repetidos en una atmósfera corrosiva. No existe límite de fatiga. Por consiguiente, el problema en el diseño es intentar minimizar los factores que afectan la duración a la fatiga.

Éstos son:

- a. Esfuerzo medio o estático
- b. Esfuerzo alternante
- c. Concentración de electrolitos
- d. Oxígeno disuelto en el electrólito

- e. Propiedades y composición del material
- f. Temperatura
- g. Frecuencia cíclica
- h. Flujo con movimiento de fluido alrededor de la probeta
- i. Grietas locales

#### **1.11.1.6.2. Corrosión por apriete**

Este fenómeno es el resultado de movimientos microscópicos en la superficie de piezas mecánicas o estructuras estrechamente ajustadas. Lo anterior ocurre en juntas atornilladas, cojinetes, ejes de ruedas y en todo conjunto de piezas de montaje apretado.

El proceso implica cambios de color en la superficie, picadura y, eventualmente, fatiga. El factor de corrosión por apriete  $k_f$  depende del material de las piezas embonantes en contacto y varía de 0.20 a 0.90.

### **1.12. JUNTAS CON EMPAQUETADURA**

En toda junta que esté sometida a presión y no sea una pieza soldada se debe emplear empaquetaduras para formar un sello totalmente hermético, de diferentes materiales según la aplicación como muestra la **Figura 60**, (a) Empaque no colocado en ranura. (b) Anillo en ranura en el que el sellado se realiza por la presión. (c) Empaque en ranura en el que el sellado se efectúa por compresión del mismo).

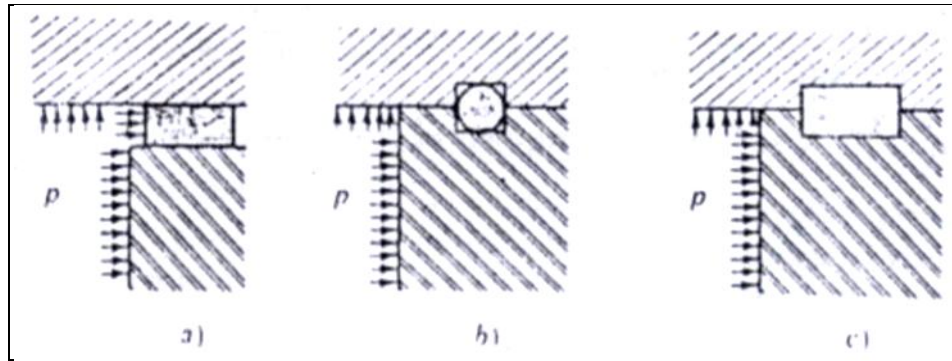


Figura 60. Algunos tipos de empaques utilizados para evitar fugas en juntas.

En las juntas que tienen empaques en ranuras, los elementos están en contacto metálico directo y, por lo tanto, los factores ya descritos anteriormente se aplican en estos casos. A fin de obtener una presión de empaque razonablemente uniforme, los sujetadores deben estar comprendidos entre 3 y 10 diámetros de tornillo, esto quiere decir, que la circunferencia del círculo de posición de los pernos debe mantener una relación uniforme con el número total y el diámetro de los pernos, es decir:

$$\text{Espaciamiento} = \frac{D_{cp} \pi}{N d_p} \quad \text{Ecuación (96)}$$

$$3 \leq \text{Espaciamiento} \leq 10$$

Donde:

$D_{cp}$ : Diámetro de colocación de los sujetadores (pernos)

$N$ : Número de pernos

$d_p$ : Diámetro nominal del sujetador (perno)

## **1.13. MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR**

Existen tres formas de transferencia de calor, llamadas: conducción, convección y radiación. Cada uno de estos modos puede estudiarse separadamente, si bien la mayoría de las aplicaciones en ingeniería son combinaciones de las tres formas. No obstante, un estudio profundo de los mecanismos asociados a cada una de las formas mencionadas anteriormente permite extender fácilmente el análisis al problema combinado.

### **1.13.1. CONDUCCION**

Es la transferencia de calor a través de un material estacionario, tal como un sólido o un fluido en reposo o régimen laminar. Este tipo de transmisión no involucra un movimiento relativo de las partículas del cuerpo y por tanto se define como la difusión de energía debida a un movimiento molecular aleatorio.

### **1.13.2. CONVECCION**

Es la transferencia de calor entre partes relativamente calientes y frías de un fluido por medio de la mezcla. Físicamente puede entenderse como una difusión de energía debida a un movimiento molecular aleatorio más una transferencia de energía debida a un movimiento en todo el volumen. La convección se clasifica a su vez en forzada o natural.

### **1.13.3. RADIACION**

Es la transferencia de calor debida a la energía emitida por todos los cuerpos en forma de ondas electromagnéticas, viajando a la velocidad de la luz y propagándose a aún en el vacío.

### 1.13.4. ECUACION DE LA VELOCIDAD DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONDUCCION: LEY DE FOURIER

Debido a que la transmisión de calor por conducción está asociada a un intercambio de energía cinética a escala molecular, su estudio analítico es muy complicado, razón por la cual las leyes que la rigen se deducen a partir de hechos experimentales. Este es el caso de la ley de Fourier. Consideremos un cuerpo homogéneo e isótropo tal como una pared de superficies isotérmicas. Supongamos que existe una fuente de calor a uno de sus lados y un receptor del otro. Fourier obtuvo experimentalmente que el calor transmitido es directamente proporcional al salto de temperatura a través de la pared, al tiempo durante el cual se efectúa la transmisión, y al área de la pared, e inversamente proporcional al espesor de la misma.

Llamando  $Q$  al calor transmitido a través de la superficie  $F$  durante el tiempo  $t$ ;  $\Delta x$  al espesor de la pared y  $\Delta T$  a la diferencia de temperaturas entre ambas caras de la misma, el efecto colectivo puede escribirse como:

$$Q \propto F t \left( -\frac{\Delta T}{\Delta x} \right) \qquad \text{Ecuación (97)}$$

Donde el signo negativo se introduce para que el término derecho de la ecuación quede positivo ya que siempre  $\Delta T < 0$ . Si cambiamos ahora de material, digamos, en lugar de una pared de ladrillo común, realizamos la experiencia analizando el calor transmitido a través de una pared de hormigón, comprobaremos que la proporcionalidad de la **Ecuación 97** continúa siendo válida. Sin embargo, encontraremos que para los mismos valores del área, espesor, tiempo y diferencial de temperatura, el valor del calor transmitido es mayor en este último caso, lo que sugiere que la proporcionalidad puede ser convertida a una igualdad introduciendo un coeficiente que será una medida del comportamiento del material.



De esta forma podemos escribir:

$$Q = k F t \left( -\frac{\Delta T}{\Delta x} \right) \quad \text{Ecuación (98)}$$

Donde  $k$  se conoce como conductividad térmica del material, y es una importante propiedad termodinámica que depende esencialmente de la temperatura del mismo. Evaluando esta expresión en el límite cuando  $\Delta x \rightarrow 0$ ,  $F \rightarrow dF$ , y  $t \rightarrow dt$  obtenemos la ecuación de Fourier para el calor transmitido en la dirección de la normal a la superficie isotérmica:

$$\delta^2 Q = k dF dt \left( -\frac{\delta t}{\delta n} \right) \quad \text{Ecuación (99)}$$

Ó como una ecuación de la velocidad de la transferencia de calor en la forma:

$$\delta \dot{Q} = \frac{\delta^2 Q}{dt} = k dF \left( -\frac{\delta t}{\delta n} \right) \quad \text{Ecuación (100)}$$

Ó bien expresando la densidad del flujo de calor en la dirección de la normal como:

$$q'' = \frac{\delta \dot{Q}}{dF} = k \left( -\frac{\delta t}{\delta n} \right) \quad \text{Ecuación (101)}$$

El flujo de calor se puede expresar en forma general como:

$$\dot{q}'' = -t \nabla T \quad \text{Ecuación (102)}$$

Donde:

$$\nabla T = \frac{\delta T}{\delta x} \hat{i} + \frac{\delta T}{\delta y} \hat{j} + \frac{\delta T}{\delta z} \hat{k} \quad \text{Ecuación (103)}$$

Es el vector gradiente de la temperatura.

#### 1.13.4.1. COEFICIENTE DE CONDUCTIVIDAD TERMICA

De la ecuación de Fourier, el coeficiente de conductividad de calor  $k$ , puede definirse como la cantidad de calor que atraviesa un cuerpo de superficie y espesor unitarios, en la unidad de tiempo y por grado de diferencia de temperatura entre sus caras. El coeficiente de conductividad térmica es una propiedad de transporte que provee una indicación de la velocidad con la que la energía es transferida por el proceso de difusión. De acuerdo con el modelo molecular discutido anteriormente puede verse que cuanto más rápido se muevan las moléculas, éstas transportarán energía más rápido. Por lo tanto, el factor de conductividad térmica debe depender de la temperatura. En efecto, la conductividad térmica es una propiedad de los cuerpos y, por lo tanto, función de su estado físico, siendo afectada por variables tales como temperatura, presión, estructura interna, contenido de humedad en materiales higroscópicos, etc. Esto se puede expresar en forma general como:

$$k = k(t, p, x, y, z) \quad \text{Ecuación (104)}$$

Debido a que no existe el aislante perfecto, la conductividad térmica nunca es cero, por lo que la transmisión de calor por conducción puede disminuirse pero no anularse.

La dependencia de la conductividad térmica con la temperatura es la más importante y queda reflejada en expresiones de la forma:

$$k = \alpha + \beta T + \gamma T^2 + \dots \quad \text{Ecuación (105)}$$

Las cuales pueden integrarse para obtener el flujo de calor a partir de la **Ecuación 102**. Esta serie puede truncarse evitando términos de orden superior, en otros casos como cuando el rango de temperaturas considerado no es muy grande, puede utilizarse un valor medio del coeficiente de conductividad térmica, lo cual simplifica mucho los cálculos.

En la **Figura 61**, se pueden observar algunos valores de conductividad térmica para diferentes tipos de materiales en función de la temperatura a la cual están expuestos:

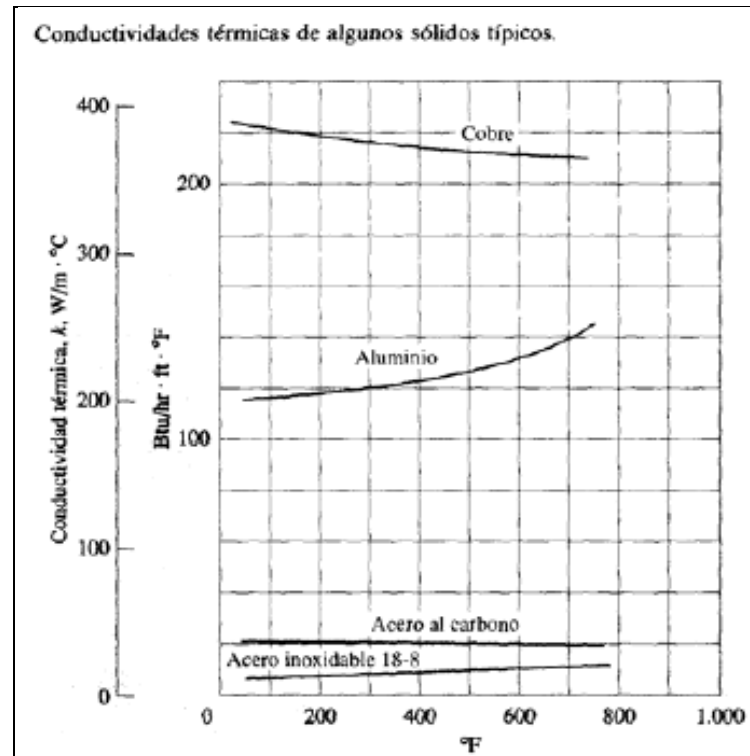


Figura 61. Conductividad térmica de algunos sólidos típicos

### 1.13.5. FLUJO DE CALOR A TRAVÉS DE PAREDES CILÍNDRICAS

Para el caso de transferencia de calor en régimen estacionario con superficies isotérmicas cilíndricas (caños, hornos y secadores rotativos, columnas de destilación, chimeneas, etc.), la dirección de transmisión es exclusivamente radial, es decir, una distribución unidimensional de la temperatura, por lo que conviene utilizar las coordenadas cilíndricas.

Para este caso  $t = t(r)$

$$\frac{d^2t}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dt}{dr} = 0$$

Ecuación (106)

Esta ecuación diferencial se puede reescribir:

$$\frac{d}{dr} \left( r \frac{dt}{dr} \right) = 0$$

$$r \frac{dt}{dr} = C1 \Rightarrow dt = C1 \frac{dr}{r}$$

$$t = C1 \ln(r) + C2 \quad \text{Ecuación (107)}$$

Donde  $C1$  y  $C2$  son constantes de integración que se determinan de acuerdo a las condiciones de borde:

$$r = r_1 \rightarrow t = t_1$$

$$r = r_2 \rightarrow t = t_2 \quad \text{Ecuación (108)}$$

Resolviendo estas condiciones mediante la ecuación característica de  $t$ , se obtiene:

$$C1 = \frac{t_1 - t_2}{\ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right)}$$

$$C1 = \frac{t_1 - t_2}{\ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right)} \ln(r_1) \quad \text{Ecuación (109)}$$

$$\frac{dt}{dr} = - \frac{t_1 - t_2}{\ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right)} \frac{1}{r}$$

$$t = t_1 - \frac{t_1 - t_2}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \ln\left(\frac{r}{r_1}\right) \quad \text{Ecuación (110)}$$

De las expresiones anteriores concluimos que para una pared cilíndrica, régimen estacionario y conductividad térmica constante, la variación de temperatura es no lineal y su gradiente negativo e inversamente proporcional al radio. Reemplazando el gradiente de temperaturas en la **Ecuación 110**, resulta:

$$\delta \dot{Q} = k \frac{dF}{r} \frac{t_1 - t_2}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}$$

$$dF = 2 \pi r dL$$

$$\dot{Q} = \frac{t_1 - t_2}{R}$$

$$R = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi kL}$$

Ecuación (111)

Como puede notarse la ecuación de difusión del calor a través de una pared cilíndrica tiene la misma forma que a través de una pared plana, con la diferencia en el cálculo de la resistencia térmica.

### 1.14. INTERCAMBIADORES DE DOBLE TUBO

En nuestro proyecto hemos adoptado este tipo de intercambiador como base para el cálculo y diseño de nuestro condensador ya que es lo que a nuestro criterio más se ajusta al requerimiento.

La imagen industrial de este aparato es el intercambiador de doble tubo, que se muestra en la **Figura 62**.

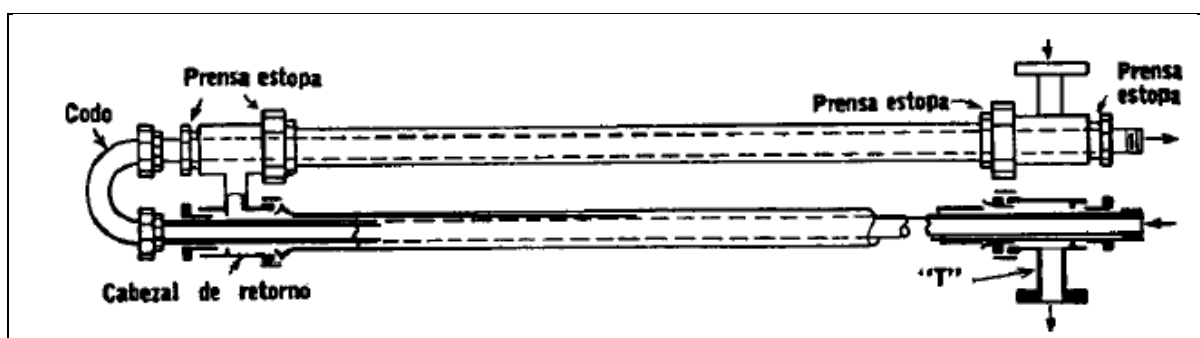


Figura 62. Intercambiador de doble tubo

Las partes principales son dos juegos de tubos concéntricos, dos Tes conectoras, una cabeza de retorno y un codo en U. La tubería interior se soporta en el exterior mediante estoperos y el fluido entra en el tubo interior a través de una conexión roscada localizada en la parte externa del

intercambiador. Las Tes tienen boquilla o conexiones roscadas que permiten la entrada y salida del fluido del anulo que cruza de una sección a otra a través de la cabeza de retorno. La tubería interior se conecta mediante una conexión en U que está generalmente expuesta y que no proporciona superficie de transferencia de calor. Cuando se arregla en dos pasos, como se mostró en la **Figura 62**, la unidad se llama horquilla.

El intercambiador de doble tubo es extremadamente útil, ya que se puede ensamblar en cualquier taller de plomería a partir de partes estándar, proporcionando superficies de transferencia de calor a bajo costo. Los tamaños estándar de tes y cabezales de retorno, se muestran en la **Tabla 63**:

<b>CONEXIONES PARA INTERCAMBIADORES DE DOBLE TUBO</b>	
<i>Tubo exterior IPS</i> [plg]	<i>Tubo interior IPS</i> [plg]
2	1 ¼
2 ½	1 ¼
3	2
4	3

**Tabla 14. Conexiones para intercambiadores de doble tubo**

Los intercambiadores de doble tubo generalmente se ensamblan en longitudes determinadas de 3, 12, 15 o 20 pies, la longitud efectiva es la distancia en cada rama sobre la que ocurre transferencia de calor y excluye la prolongación del tubo interior después de la sección de intercambio. Cuando las horquillas se emplean en longitudes mayores de 20 pies correspondientes a 40 pies lineales efectivos o más de doble tubo, el tubo interior se vence tocando el tubo exterior, por lo que hay una mala

distribución del fluido en el ánulo la principal desventaja en el uso de los intercambiadores de doble tubo es la pequeña superficie de transferencia de calor contenida en una horquilla simple.

Cuando se usa con equipo de destilación en un proceso industrial, se requiere gran número de ellos. Esto requiere considerable espacio, y cada intercambiador de doble tubo introduce no menos de 14 puntos en donde pueden ocurrir fugas. El tiempo y gastos requeridos para desmantelarlos y hacerles limpieza periódica son prohibitivos comparados con otros tipos de equipo. Sin embargo, los intercambiadores de doble tubo encuentran su mayor uso en donde la superficie total de transferencia requerida es pequeña, de 100 a 200 *pies*<sup>2</sup> o menos.

#### **1.14.1. COEFICIENTES DE PELICULA PARA FLUIDOS EN ANULOS**

En intercambiadores de doble tubo es costumbre usar la superficie exterior del tubo interior como la superficie de referencia en  $Q = U A \Delta T$ , y puesto que el coeficiente de convección es determinado para el área interior y no para el área de transferencia de calor total, ésta debe ser corregida. El coeficiente de convección se basa en el área correspondiente al diámetro interior donde la superficie por *pie* de longitud es de  $\pi d_i$ . En el exterior del tubo la superficie por *pie* de longitud es  $\pi d_o$ ; y de nuevo, haciendo  $h_{L_{io}}$  el valor de  $h_L$  referida al diámetro exterior, se obtiene:

$$h_{L_{io}} = h_L \frac{A_i}{A} = h_L \frac{D_i}{D_o} \quad \text{Ecuación (112)}$$

#### **1.14.2. FACTORES DE OBSTRUCCION**

Los coeficientes totales de transferencia de calor requeridos para cumplir con las condiciones del proceso, deben ser determinados de la ecuación de Fourier cuando la superficie es desconocida y el flujo de calor junto a la diferencia de temperaturas son calculados a partir de las condiciones de proceso.

Entonces  $U = \frac{Q}{A \Delta T}$ . Si la superficie no se conoce, el coeficiente de transferencia de calor total puede obtenerse independientemente de la ecuación de Fourier mediante los dos coeficientes de película. Despreciando la resistencia de la pared del tubo, se tiene:

$$\frac{1}{U} = R_{io} + R_o = \frac{1}{h_{Lio}} + \frac{1}{h_L} \quad \text{Ecuación (113)}$$

$$U = \frac{h_{Lio} h_L}{h_{Lio} + h_L} \quad \text{Ecuación (114)}$$

La localización de los coeficientes y temperaturas se muestran en la **Figura 64**.

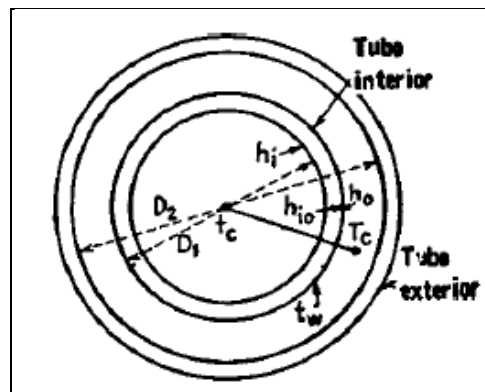


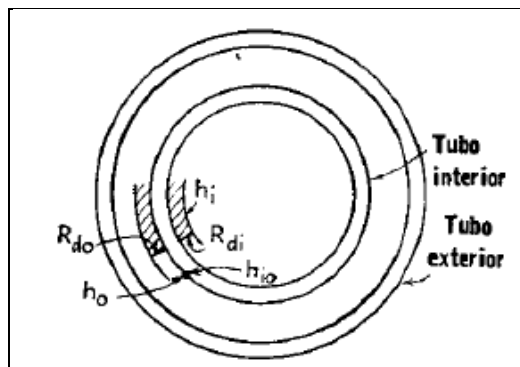
Figura 64. Diámetros de los ánnulos y localización de coeficientes

Cuando el coeficiente de transferencia de calor total ha sido obtenido de los valores de  $h_{Lio}$ ,  $h_L$ , y el flujo de calor junto al diferencial de temperaturas son calculados en las condiciones del proceso, la superficie requerida puede ser computada. Cuando los apartados de transferencia de calor han estado en servicio por algún tiempo, sin embargo, se les depositan incrustaciones y basura en la parte



interior y exterior de las tuberías, añadiendo resistencias más de las que fueron incluidas en el cálculo de  $U$  por la **Ecuación 113**.

La resistencia adicional reduce el valor original de  $U$ , y la cantidad requerida de calor ya no se transfiere por la superficie original;  $T_2$  aumenta, y  $t_2$  disminuye respecto a las temperaturas de salida deseadas. Para auxiliar esta eventualidad es costumbre diseñar el equipo anticipando el depósito de basura e incrustaciones, introduciendo una resistencia  $R_d$  llamadas factor de basura, incrustación o de obstrucción. Supóngase  $R_{di}$  el factor de obstrucción para el fluido del tubo interior a su diámetro interior, y  $R_{do}$  el factor de obstrucción para el fluido del ánulo en el diámetro exterior del tubo interior. Estos factores pueden ser considerados muy delgados para lodos, pero apreciablemente gruesos para incrustaciones, que tienen conductividad térmica mayor que los lodos. Esta resistencia se muestra en la **Figura 65**.



**Figura 65.** Localización de los factores de obstrucción y coeficientes de transferencia de calor

El valor de  $U$  obtenido de la **Ecuación 114**, puede considerarse como coeficiente total limpio designado por  $U_C$  para mostrar que los lodos o basura no se han tomado en cuenta. El coeficiente que incluye la resistencia de los lodos se llama de diseño o coeficiente total de lodos  $U_D$ . La correlación entre los dos coeficientes  $U_C$  y  $U_D$  es:

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{U_C} + R_{di} + R_{do} \quad \text{Ecuación (115)}$$

$$R_{d_i}^* + R_{d_o} = R_d \quad \text{Ecuación (116)}$$

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{U_C} + R_d \quad \text{Ecuación (117)}$$

En general, se puede decir que los factores de incrustación son tomados para un tiempo de duración del dispositivo comprendido entre un año y año y medio, esto quiere decir que el dispositivo deberá limpiarse una vez por año solamente.

Las incrustaciones para diferentes tipos de fluidos se presentan en la siguiente tabla:

<b>FACTORES DE IMPUREZAS</b>		
<i>Tipo de Fluido</i>	$\frac{hpie^{2\circ F}}{BTU}$	$\frac{m^{2\circ K}}{W}$
Agua de mar por debajo de (50 °C)	0.0005	0.0001
Agua de mar por encima de (50 °C)	0.001	0.0002
Vapor, que no transporta aceite	0.0005	0.0001

**Tabla 15. Factores de impurezas**

Una vez conocidos los coeficientes de transferencia de calor se puede llegar a determinar qué cantidad de incrustaciones se han depositados durante el tiempo de trabajo del dispositivo, mediante la ecuación:

$$R_d = \frac{U_C - U_D}{U_C U_D} \quad \text{Ecuación (118)}$$

Cuando las incrustaciones depositadas sean mayor a las incrustaciones permitidas, como sucede después de cierto periodo de servicio, el dispositivo no pasara una cantidad de calor igual a los requerimientos del proceso y debe ser limpiado.

### 1.14.3. SUPERFICIE DE TRANSFERENCIA DE CALOR REQUERIDA

Para obtener un diseño semejante a la realidad es necesario determinar la superficie de transferencia de calor requerida para el sistema o proceso, la cual se encuentra en función del flujo de calor, coeficiente de diseño y un diferencial de temperaturas que viene dado por la **Ecuación 119**:

$$\Delta_t = \frac{(T_{v_i} - T_{am_o}) - (T_{v_o} - T_{am_i})}{2.3 \log \left( \frac{T_{v_i} - T_{am_o}}{T_{v_o} - T_{am_i}} \right)} \quad \text{Ecuación (119)}$$

Una vez determinado el diferencial de temperaturas suministrado al proceso es viable encontrar una superficie requerida para el sistema mediante la **Ecuación 120**:

$$A_r = \frac{q_{cs}}{U_D \Delta_t} \quad \text{Ecuación (120)}$$

### 1.14.4. LONGITUD REQUERIDA

Como se discutió anteriormente, un factor determinante dentro de los intercambiadores de doble tubo es la longitud requerida, la cual está en función de la superficie requerida de transferencia de calor y la superficie por metro lineal que se obtiene mediante tablas según la característica de la conexión IPS que se está utilizando para el proceso. La longitud requerida de transferencia de calor para un cambiata de doble tubo obedece a la (**Ecuación 121**):

$$L_r = \frac{A_r}{a_m} \quad \text{Ecuación (121)}$$

### 1.14.5. NUMERO DE TUBOS Y DE HORQUILLAS REQUERIDOS

Ahora bien, es importante determinar la cantidad de tubos y de horquillas que son necesarios. Estos dos factores son de suma importancia al momento de realizar un diseño, ya que nos proporcionan información necesaria acerca de cuantos elementos se necesita para cumplir los requerimientos del proceso, en cuanto a transferencia de calor se refiere, estos factores responden a las siguientes ecuaciones:

$$N_t = \frac{L_r}{L'} \quad \text{Ecuación (122)}$$

La cual indica el número de tubos necesarios para cumplir con la demanda de energía del sistema.

$$N_o = \frac{N_t}{2} \quad \text{Ecuación (123)}$$

Es el número de horquillas necesarias.

### 1.14.6. SUPERFICIE SUMINISTRADA

La superficie suministrada de transferencia de calor por cada miembro del dispositivo es:

$$A_s = N_t a_m L' \quad \text{Ecuación (124)}$$

### 1.14.7. COEFICIENTE DE DISEÑO CORREGIDO

El coeficiente de diseño corregido para un intercambiador de doble tubo viene dado por:

$$U_{D_c} = \frac{q_{cs}}{A_s \Delta t}$$

Ecuación (125)

## **1.15. TANQUES SOMETIDOS A PRESION**

Antes de hallar el espesor requerido de pared para un determinado tanque el cual se encuentra sometido a presión interna se debe conocer los siguientes conceptos:

### **1.15.1. PRESIÓN DE OPERACIÓN**

Es la presión que se requiere en el proceso del que forma parte el recipiente, es decir, a la cual trabaja normalmente.

### **1.15.2. PRESION DE DISEÑO**

Es la presión que se emplea para diseñar el recipiente. Se recomienda diseñar un recipiente y sus componentes para una presión mayor que la de operación. Este requisito se satisface utilizando una presión de diseño del 10% más que la presión de trabajo o utilizando una presión normalizada de  $30 \text{ lb/plg}^2$ , la que sea mayor. También debe tomarse en consideración la presión del fluido y de cualquier otra sustancia contenida en el recipiente.

### **1.15.3. MAXIMA PRESIÓN PERMITIDA DE OPERACION**

Es la presión interna a la que está sujeto el elemento más débil del recipiente correspondiente al esfuerzo máximo admisible, cuando se supone que el recipiente está:

- a) En estado de desgaste por corrosión
- b) A una temperatura determinada

- c) En posición normal de trabajo
- d) Bajo el efecto de otras cargas (carga de viento, presión externa, presión hidrostática, etc.) que son aditivas a la presión interna

Una práctica común que siguen muchos fabricantes de recipientes sujetos a presión es considerar la presión máxima de trabajo permitida de la cabeza o del casco, y no la de elementos pequeños como bridas, aberturas, etc.

### 1.15.4. EFICIENCIA DE LAS JUNTAS

La eficiencia de los diferentes tipos de juntas soldadas es mostrada en la siguiente tabla:







TIPOS DE JUNTAS SOLDADAS				
TIPOS NORMA UW – 12		EFICIENCIA DE LA JUNTA		
		Radiografiada totalmente	Examinada por zonas	No examinada
1	 <p>Junta a tope hechas por doble cordón de soldadura o por otro medio con el que se obtenga la misma calidad de metal de soldadura depositada sobre las superficies interior y exterior de la pieza</p>	1	0.85	0.7
2	 <p>En juntas circunferenciales únicamente</p> <p>Junta a tope de un solo cordón con tira de respaldo que queda en su lugar después de soldar</p>	0.9	0.8	0.65
3	 <p>Junta a tope de un solo cordón sin tira de respaldo</p>	-	-	0.60
4	 <p>Junta a traslape de doble filete completo</p>	-	-	0.55
5	 <p>Junta a traslape de un solo filete completo con soldaduras de tapón</p>	-	-	0.5
6	 <p>Junta a traslape de un solo filete completo sin soldaduras de tapón</p>	-	-	0.45

Tabla 16. Tipos de juntas soldadas

<b>TIPOS DE JUNTAS SOLDADAS</b>	
<i>Limitaciones al aplicar los distintos tipos de soldadura</i>	<i>Notas</i>
<b>Para el tipo 1, NINGUNA</b>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. En esta tabla se indican los tipos de juntas soldadas que son permitidas por las normas en procesos de soldadura por arco y con gas.</li> <li>2. La forma de los bordes por unir mediante soldadura a tope deberá ser tal que permita lograr una fusión y penetración completas.</li> <li>3. Las juntas a tope deberán estar libres de socavaciones, traslapes y lomos. Para asegurarse de que se llenen completamente de soldadura las ranuras, el metal de soldadura puede acumularse como refuerzo. El espesor del refuerzo no debe exceder de las medidas siguientes:               <ol style="list-style-type: none"> <li>a) Para espesores de placa hasta <math>\frac{1}{2}</math> plg el refuerzo máximo es de <math>\frac{3}{32}</math> plg.</li> <li>b) Para espesores de placa desde <math>\frac{1}{2}</math> plg hasta 1 plg el refuerzo máximo es de <math>\frac{1}{8}</math>.</li> <li>c) Para espesores de placa superiores a 1 plg el refuerzo máximo es de <math>\frac{3}{16}</math>.</li> </ol> </li> <li>4. Antes de soldar el segundo lado de una junta a tope de doble cordón, las impurezas de la soldadura del primer lado deben separarse por rebabeo, a esmeril. Para la soldadura de arco sumergido se recomienda formar por rebabeo una ranura en el cráter.</li> </ol>
<b>Para el tipo 2, NINGUNA</b> Excepto soldadura a tope con una placa desplazada; para uniones circunferenciales únicamente.	
<b>Para el tipo 3</b> Para uniones circunferenciales únicamente, no más de $\frac{5}{8}$ de plg de espesor y no más de 24 plg de diámetro exterior.	
<b>Para el tipo 4</b> Uniones longitudinales de no más de $\frac{3}{8}$ de plg de espesor. Uniones circunferenciales de no más de $\frac{5}{8}$ de plg de espesor.	
<b>Para el tipo 5</b> a) Uniones circunferenciales juntas de cabezas de no más de 24 plg de diámetro exterior a cascos de no más de $\frac{1}{2}$ de plg de espesor.  b) Uniones circunferenciales para juntas a cascos de no más de $\frac{5}{8}$ de plg de espesor nominal, cuando la distancia del centro de la soldadura de tapón a la orilla de la placa no sea menor de $1\frac{1}{2}$ veces el diámetro del orificio para el tapón.	
<b>Padre tipo 6</b> a) Para la unión de cabezas convexas hacia la presión a cascos de no más de $\frac{5}{8}$ de plg de espesor requerido, sólo aplicando soldadura de filete en el interior del casco.  b) Para la unión de cabezas con la presión en cualquiera de sus lados, a cascos de no más de 24 plg de diámetro interior y no más de $\frac{1}{4}$ de plg de espesor requerido con soldadura de filete en el exterior de la brida de la cabeza solamente.	

**Tabla 17. Limitaciones al aplicar distintos tipos de soldadura**



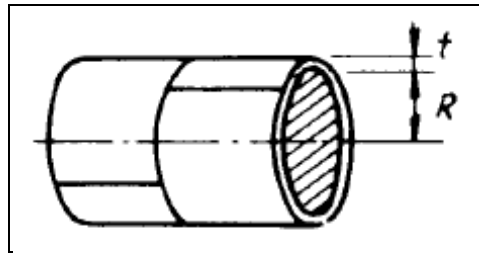
## 1.15.5 DISEÑO DE TANQUES SOMETIDOS A PRESION INTERNA

Hemos seleccionado este método ya que en el evaporador de nuestro proyecto existe presión que aunque no es demasiado grande se debe tomar en cuenta todos los pasos para un perfecto y seguro diseño.

### 1.15.5.1 FORMULAS EXPRESADAS EN FUNCION DE LAS DIMENSIONES INTERIORES

A continuación se muestran las formulas para las partes principales que forman un tanque sometido a presión.

#### 1.15.5.1.1 Casco cilíndrico (costura longitudinal)



$$t = \frac{PR}{SE - 0.6P}$$

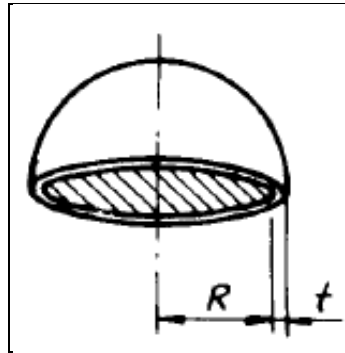
$$t' = t + C.A.$$

Ecuación (126)

$$P = \frac{SEt'}{R + 0.6t'}$$

Ecuación (127)

### 1.15.5.1.2 Esfera y cabeza hemisférica



$$t = \frac{PR}{2SE - 0.2P}$$

$$t' = t + C.A.$$

Ecuación (128)

$$P = \frac{2SEt'}{R + 0.2t'}$$

Ecuación (129)

Donde:

**P**: Presión de diseño o presión máxima de trabajo permitida.

**S**: Valor del esfuerzo del material.

**E**: Eficiencia de la junta.

**R**: Radio interior.

**t**: Espesor de pared.

**t'**: Espesor con margen por corrosión.

**C. A.**: Margen por corrosión.

### 1.15.5.2. REGLAS DE LAS NORMAS RELACIONADAS CON DIVERSOS SERVICIOS

En esta sección se toman en cuenta los efectos del vapor, agua, corrosión para dimensionar con seguridad el espesor de las placas que conforman los tanques.

#### **1.15.5.2.1. Corrosión**

Los recipientes o partes de los mismos que estén sujetos a corrosión, erosión o abrasión mecánica deben tener un margen de espesor para lograr la vida deseada, aumentando convenientemente el espesor del material respecto al determinado por las fórmulas de diseño, o utilizando algún método adecuado de protección. (Norma UG – 25 b). Las normas no prescriben la magnitud del margen por corrosión excepto para recipientes con espesor mínimo requerido menor de 0.25 pulgadas que han de utilizarse para servicios de vapor de agua, agua o aire comprimido, para los cuales indica un margen por corrosión no menor de la sexta parte del espesor de placa calculado. No es necesario que la suma del espesor calculado más el margen por corrosión exceda de 0.25 pulgadas. (Norma UCS – 25).

Para otros recipientes en los que sea predecible el desgaste por corrosión, la vida esperada de recipientes será la que determine el margen y si el efecto de la corrosión es indeterminado, el margen lo definirá el diseñador. Un desgaste por corrosión de 5 milésimas de pulgada por año ( $\frac{1}{16}$  de pulgada en 12 años), generalmente es satisfactorio para recipientes y tuberías. La vida deseada de un recipiente es una cuestión económica. Los recipientes principales o mayores se diseñan generalmente para una vida larga de servicio comprendida entre 15 a 20 años, mientras que los secundarios o menores para periodos más cortos comprendidos entre 8 a 10 años.

#### **1.15.5.2.2. Vapor de agua**

Los recipientes con espesor mínimo requerido menor de  $\frac{1}{4}$  de pulgada que hayan de usarse para vapor de agua deberán tener un margen por corrosión no menor de  $\frac{1}{6}$  del espesor de placa calculada. Espesor mínimo, de cascos y cabezas  $\frac{3}{32}$  pulgadas. Estas limitaciones se rigen mediante los párrafos de las normas:

- UCS – 25
- UG – 16 (b) (6)

### 1.15.5.2.3. Agua

Los recipientes con espesor mínimo requerido menor de  $\frac{1}{4}$  de pulgada que hayan de usarse para servicios de agua deberán tener un margen por corrosión no menor de  $\frac{1}{6}$  del espesor de placa calculada. Espesor mínimo, de cascos y cabezas  $\frac{3}{32}$  pulgadas. Estas limitaciones se rigen mediante los párrafos de las normas:

- UCS – 25
- UG – 16 (b) (6)

### 1.15.5.3. PROPIEDADES DE LOS MATERIALES

PROPIEDADES DE LOS MATERIALES				
Forma	Composición nominal	Especificación		Aplicación
		Número	Grado	
PLACA	C	SA – 283	C	Calidad estructural. Para recipientes de presión puede usarse con limitaciones
	C	SA – 285	C	Calderas para servicio estacionario y otros recipientes de presión
	C – Si	SA – 515	55	Principalmente para servicio a temperaturas medias y altas
	C – Si	SA – 515	60	“
	C – Si	SA – 515	65	“
	C – Si	SA – 515	70	“
	C – Si	SA – 516	55	Para servicio a temperaturas moderadas y bajas
	C – Si	SA – 516	60	“
	C – Mn – Si	SA – 516	65	“
	C – Mn – Si	SA – 516	70	“

Tabla 18. Propiedades de los materiales

PROPIEDADES DE LOS MATERIALES VALORES MÁXIMOS DE ESFUERZO PERMITIDO A TENSIÓN $1000 \frac{lb}{ptg^2}$									
<i>Especificación</i>		<i>Para temperatura del metal no mayor de, grados F</i>							
Número	Grado	-20 a 650	700	750	800	850	900	950	1050
SA – 283	C	12.7	-	-	-	-	-	-	-
SA – 285	C	13.8	13.3	12.1	10.2	8.4	6.5	-	-
SA – 515	55	13.8	13.3	12.1	10.2	8.4	6.5	4.5	2.5
SA – 515	60	15	14.4	13	10.8	8.7	6.5	4.5	2.5
SA – 515	65	16.3	15.5	13.9	11.4	9	6.5	4.5	2.5
SA – 515	70	17.5	16.6	14.8	12	9.3	6.5	4.5	2.5
SA – 516	60	15	14.4	13	10.8	8.7	6.5	4.5	2.5
SA – 516	65	16.3	15.5	13.9	11.4	9	6.5	4.5	2.5
SA – 516	70	17.5	16.6	14.8	12	9.3	6.5	4.5	2.5

Tabla 19. Valores máximos de esfuerzo permitido a tensión

## 1.16. SOLDADURAS EN TANQUES DE ALMACENAMIENTO

El estándar A.P.I. 650, se auxilia del Código A.S.M.E. sección IX para dar los alineamientos que han de seguirse en la unión y/o soldado de materiales.

El Código A.S.M.E. sección IX, establece que toda junta soldada deberá realizarse mediante un procedimiento de soldadura de acuerdo a la clasificación de la junta y que, además, el operador deberá contar con un certificado que lo acredite como soldador calificado, el cual le permite realizar cierto tipo de soldaduras de acuerdo con la clasificación de ésta. Una vez realizada la soldadura o soldaduras, éstas se someterán a pruebas y ensayos como: ultrasonido, radiografiado, líquidos penetrantes, dureza, etc., donde la calidad de la soldadura es responsabilidad del fabricante.

Al efectuar el diseño se deberán preparar procedimientos específicos de soldadura para cada caso.

Los procedimientos de soldadura serán presentados para su aprobación y estudio antes de aplicar cualquier cordón de soldadura para cada caso en particular. Este procedimiento debe indicar la preparación de los elementos a soldar, así como la temperatura a la que se deberá precalentar tanto el material de aporte (electrodo, si lo hubiera), como los materiales a unir.

Todas las soldaduras serán aplicadas mediante el proceso de arco eléctrico sumergido, arco con gas inerte o electrodos recubiertos. Estos procesos pueden ser manuales o automáticos. En cualquiera de los dos casos, deberán tener penetración completa, eliminando la escoria dejada al aplicar un cordón de soldadura antes de aplicar sobre éste el siguiente cordón.

Las soldaduras típicas entre elementos, se muestran en las figuras 1 y 2. La cara ancha de las juntas en "V" y en "U" podrán estar en el exterior o en el interior del cuerpo del tanque dependiendo de la facilidad que se tenga para realizar el soldado de la misma. El tanque deberá ser diseñado de tal forma que todos los cordones de soldadura sean verticales, horizontales y paralelos, para el cuerpo y fondo, en el caso del techo, podrán ser radiales y/o circunferenciales.

### 1.16.1. JUNTAS VERTICALES DEL CUERPO

A) Las juntas verticales deberán ser de penetración y fusión completa, lo cual se podrá lograr con soldadura doble, de tal forma que se obtenga la misma calidad del metal depositado en el interior y el exterior de las partes soldadas para cumplir con los requerimientos del procedimiento de soldaduras.

B) Las juntas verticales no deberán ser colineales, pero deben ser paralelas entre sí en una distancia mínima de 5 veces el espesor de la placa (5t).

### JUNTAS VERTICALES



Figura 66. Detalles típicos de soldaduras longitudinales

## JUNTAS HORIZONTALES

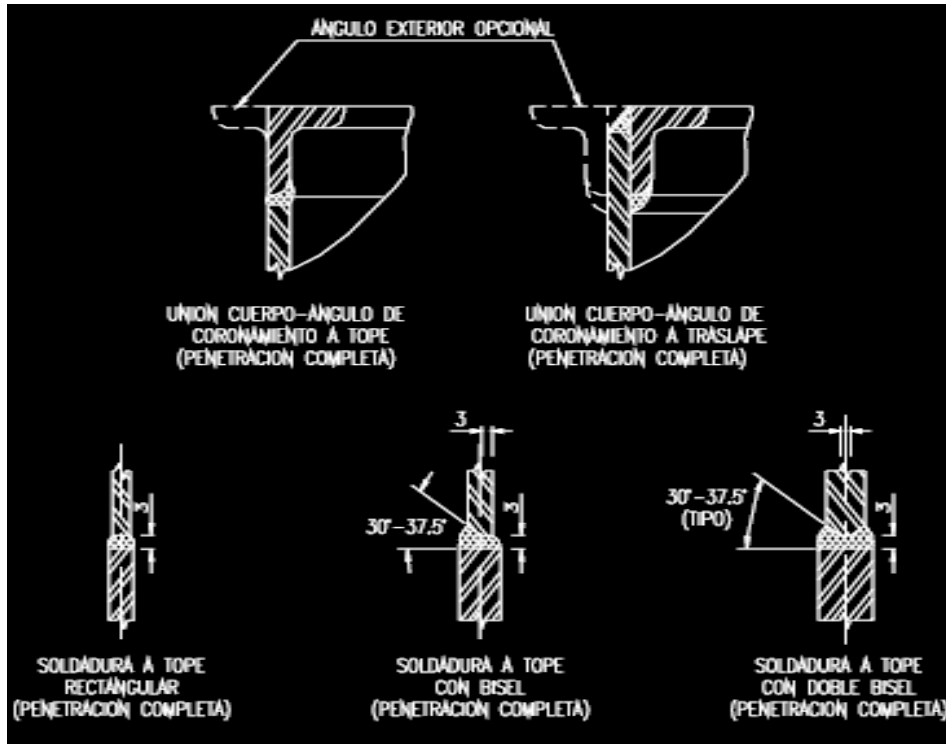


Figura 67. Detalles típicos de soldaduras circunferenciales

### 1.16.2. JUNTAS HORIZONTALES

A) Las juntas horizontales, deberán ser de penetración y fusión completa, excepto la que se realiza entre el ángulo de coronamiento y el cuerpo, la cual puede ser unida por doble soldadura a traslape, cumplimiento con el procedimiento de soldadura.

B) A menos que otra cosa sea especificada, la junta a tope con o sin bisel entre las placas del cuerpo, deberán tener una línea de centros o fibra media común.

### 1.16.3. SOLDADURA DEL FONDO

A) SOLDADURAS A TRASLAPE.- Las placas del fondo deberán ser rectangulares y estar escuadradas. El traslape tendrá un ancho de, por lo menos,



32mm. (1-1/4 pulg.) para todas las juntas: las uniones de dos o tres placas, como máximo que estén soldadas, guardarán una distancia mínima de 305mm. (1 pie) con respecto a cualquier otra junta y/o a la pared del tanque. Cuando se use placa anular, la distancia mínima a cualquier cordón de soldadura del interior del tanque o del fondo, será de 610mm. (2 pie). Las placas del fondo serán soldadas con un filete continuo a lo largo de toda la unión. A menos que se use un anillo anular, las placas del fondo llevarán bayonetas para un mejor asiento de la placa del cuerpo que son apoyadas sobre el fondo.

B) SOLDADURAS A TOPE.- Las placas del fondo deberán tener sus cantos preparados para recibir el cordón de soldadura, ya sea escuadrando éstas o con biseles en "V". Si se utilizan biseles en "V", la raíz de la abertura no deberá ser mayor a 6.3 mm. (1/4 pulg). Las placas del fondo deberán tener punteada una placa de respaldo de 3.2 mm. (1/8 pulg) de espesor o mayor que la abertura entre placas, pudiéndose usar un separador para conservar el espacio entre las placas.

Cuando se realicen juntas entre tres placas en el fondo del tanque, éstas deberán conservar una distancia mínima de 305 mm. (1 pie) entre sí y/o con respecto a la pared del tanque.

#### **1.16.4. JUNTAS DE LA PLACA ANULAR DEL FONDO**

La junta radial del fondo de la placa anular deberá ser soldada con las mismas características expuestas en el punto "B" del párrafo anterior y tener penetración y fusión completa. El material de la placa anular será de las mismas características que el material del fondo.

#### **1.16.5. JUNTA DEL CUERPO-FONDO**

A) Para espesores de placa del fondo o de placas anulares que sean de 12.7mm. (1/2 pulg.) o menores son incluir corrosión, la unión entre el fondo y el canto de las placas del cuerpo tendrá que ser hecha con un filete continuo de soldadura que descansa de ambos lados de la placa del cuerpo.

El tamaño de cada cordón, sin tomar en cuenta la corrosión permisible, no será mayor que 12.7mm. (1/2") y no menor que el espesor nominal de la más delgada de las placas a unir, o menor que los siguientes valores:

<b>MÁXIMO ESPESOR DEL TANQUE (mm.)</b>	<b>DIMENSIÓN MÍNIMA DEL FILETE (mm.)</b>
4.76	4.76
> 4.76 - 19.05	6.35
> 19.05 - 31.75	7.93
> 31.75 - 44.45	9.52

**Tabla 20. Dimensiones de filetes de soldadura en función del espesor de la placa**

B) Para placas anulares de un espesor mayor de 12.7 mm. (1/2 pulg), la junta soldada deberá ser de una dimensión tal que la pierna del filete o la profundidad del bisel más la pierna del filete de una soldadura combinada sean del mismo espesor que la placa anular.

C) El filete entre cuerpo y fondo para materiales en los grupos IV, IVA, V ó VI debe realizarse con un mínimo de dos cordones de soldadura Ver **Tabla 19**.

### **1.16.6. JUNTAS PARA ANILLOS ANULARES**

A) Las soldaduras para unir secciones anulares que conformen todo el anillo tendrán penetración y fusión completa.

B) Se usarán soldaduras continuas para todas las juntas que por su localización puedan ser objeto de corrosión por exceso de humedad o que puedan causar oxidaciones en la pared del tanque.

### 1.16.7. JUNTAS DEL TECHO Y PERFIL DE CORONAMIENTO

A) Las placas del techo deberán soldarse a traslape por el lado superior con un filete continuo igual al espesor de las mismas.

B) Las placas del techo serán soldadas al perfil de coronamiento del tanque con un filete continuo por el lado superior únicamente y el tamaño del filete será igual al espesor más delgado.

C) Las secciones que conformen el perfil de coronamiento para techos auto soportados estarán unidas por cordones de soldadura que tengan penetración y fusión completa.

D) Como una opción del fabricante para techos auto soportados, del tipo domo y sombrilla, las placas perimetrales del techo podrán tener un dobléz horizontal, a fin de que descansen las placas en el perfil de coronamiento.



Figura 68. Detalles típicos de soldadura de fondo

## CUANDO EL FONDO ESTA SOLDADO A TRASLAPE

Este tipo de sueldas se presentan cuando uno de los lados de la pieza a soldar en este caso un tanque se encuentra detrás del otro y normalmente no se usa bisel.

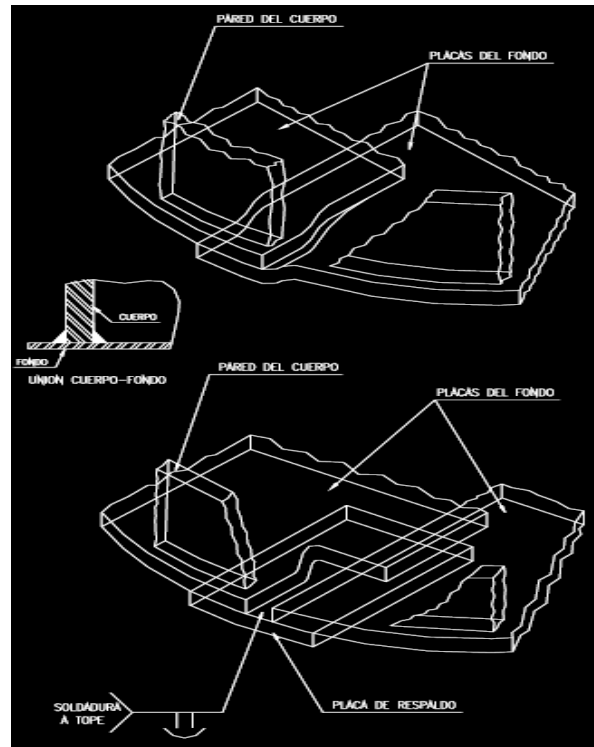


Figura 69. Preparación del material a soldar entre cuerpo-fondo

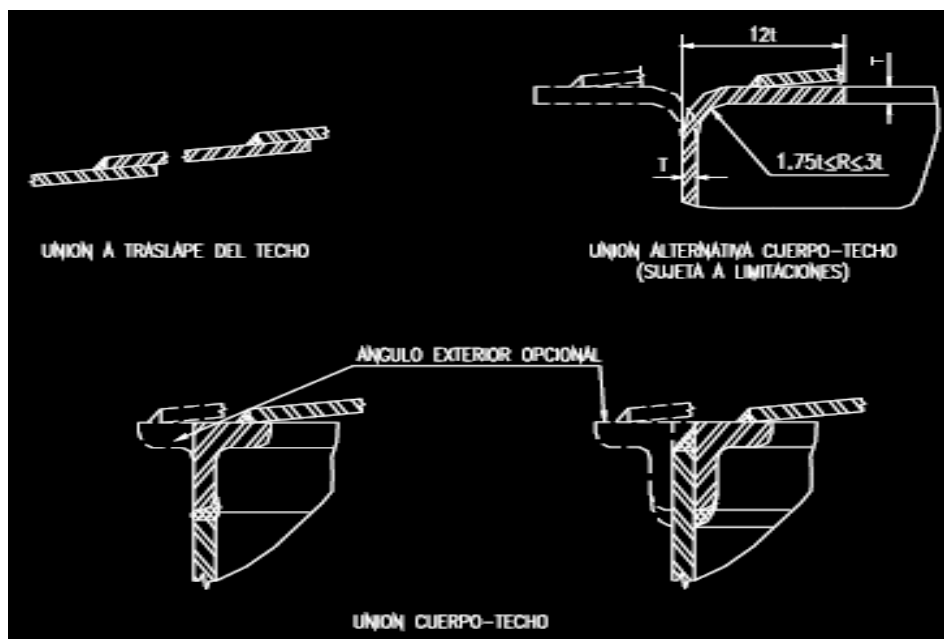


Figura 70. Detalles típicos de soldadura de techo

### **1.16.8. RECOMENDACIONES PARA PROCEDIMIENTOS DE SOLDADURAS**

Uno de los factores determinantes para el proceso de soldadura son las dilataciones térmicas porque, al soldar las placas de acero del fondo, casco y techo, se presentan deformaciones, debido a que el incremento de temperatura es del orden de 2204°C a 13870°C (4,000°F a 2,500°F) dependiendo del proceso que se utilice.

Como el coeficiente de expansión o contracción térmica del material es del orden de 0.01651 mm para cada 38°C (100°F) se encogerá 1.6 mm. (1/16 pulg).

Por tanto, si sumamos estas contracciones al diámetro del fondo para tanques de grandes dimensiones o las que se requieran en el casco de un tanque, la magnitud ya es considerable. Debido a ello, nos vemos obligados a considerar un procedimiento de soldadura que permita evitar las deformaciones que se presentan, recomendando que la secuencia de soldado se inicie en el centro del tanque y avance hacia la periferia del fondo, soldando juntas longitudinales y, a continuación, las placas del anillo anular, si éstas existieran, dejando pendientes las soldaduras transversales del fondo, mismas que serán terminadas cuando se haya avanzando en las soldaduras del primer anillo del casco.

Las pequeñas deformaciones que se permitan en el primer anillo deben ser las mínimas dentro de las tolerancias permitidas por el estándar, de lo contrario, se reflejarán en los últimos anillos, pero amplificando más o menos diez veces, por lo que las soldaduras verticales del casco deben ser alternadas y por el procedimiento de retroceso para obtener una verticalidad y circularidad aceptable. El procedimiento debe llevar un estricto control de las dimensiones del casco, a medida que se van montando las placas de cada anillo, pero tomando en cuenta que las últimas soldaduras de cierre deberán ser siempre a una hora tal del día que se tenga la misma temperatura medida directamente sobre la superficie del material, a fin de controlar la expansión térmica que en grandes tanques puede llegar a ser del orden de 38mm. (1 1/2 pulg). Por supuesto que se usarán todos los herrajes que

requiera el procedimiento con el objeto de mantener correctas las dimensiones y llevando un registro minucioso de las mismas para decidir, en el momento, oportuno, las correcciones pertinentes, debido a alguna desviación fuera de tolerancia.

También se recomienda dejar una placa del primer anillo sin soldar para ser utilizada como puerta, la cual sólo se removerá en caso absolutamente necesario para acceso de material o equipo, con la condición de que esté hecha la primera soldadura horizontal, excepto tres pies, mínimo a cada lado de dicha puerta y que lateralmente se tengan instaladas canales de refuerzo de 304.8 mm (12 pulg) de longitud. Para su terminación, se seguirá el método explicado para las placas principales.

Para aplicar la soldadura de filete entre el primer anillo y la placa anular o la placa del fondo, se debe precalentar una longitud de 304.8mm. (12 pulg.) Hacia arriba del primer anillo a una temperatura de 100° C a 150° C.

Las soldaduras de traslape de las placas del techo sólo se harán por la parte exterior y solamente donde existan zonas de flexión se recomendarán puntos de soldadura a cada 304.8mm. (12 pulg.)

En su parte interior, porque la doble soldadura es más perjudicial que benéfica, ya que, por el tipo de soldadura a realizar (posición sobre cabeza), será muy difícil evitar el socavado que reduce el espesor de la placa.

Con el fin de verificar si una soldadura ha sido bien aplicada, se utilizarán varias formas de inspección. Entre ellas están el radiografiado, la prueba de líquidos penetrantes y, en ocasiones, el ultrasonido. La prueba más comúnmente utilizada es la de radiografiado, la cual puede ser total o por puntos.

También es necesario realizar pruebas de dureza en las soldaduras horizontales y verticales que se efectúan durante la construcción del tanque y, muy especialmente, en las soldaduras reparadas, así como también en las zonas cercanas a estos cordones.

### 1.16.9. SIMBOLOS A UTILIZAR EN SOLDADURAS

A continuación se muestran cuadros, conteniendo, simbología de soldadura tal como se puede apreciar en la norma ANSI/AWS A2.4.

Importante:

EXISTEN OTRAS NORMAS VINULADAS CON ESTE TEMA:

BS 499 Pt 2 el cual ha sido reemplazado por BS EN 22553.

BS EN 22553 corresponde a la Norma ISO 2553

Se utiliza una flecha dirigida a la zona de soldadura que recoge toda la información de la unión.

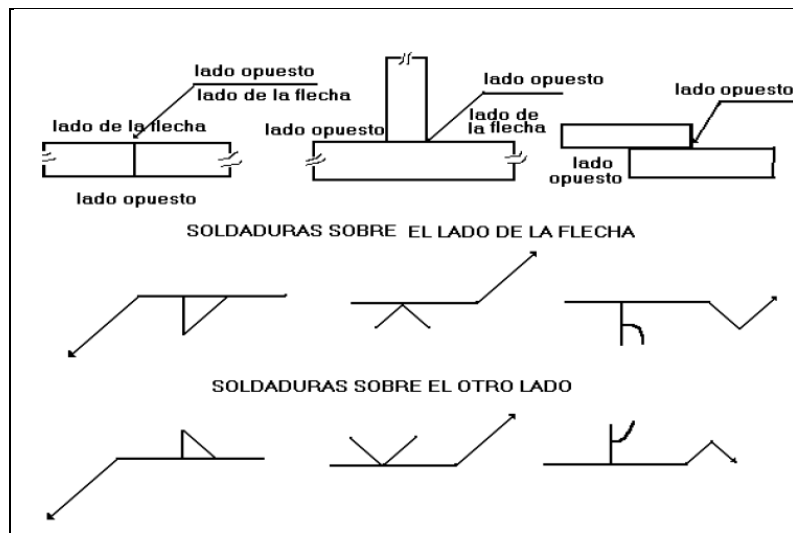


Figura 71. Símbolos básicos en la representación de soldadura

La flecha con quiebre indica que solo una de las piezas de la unión estará biselada.

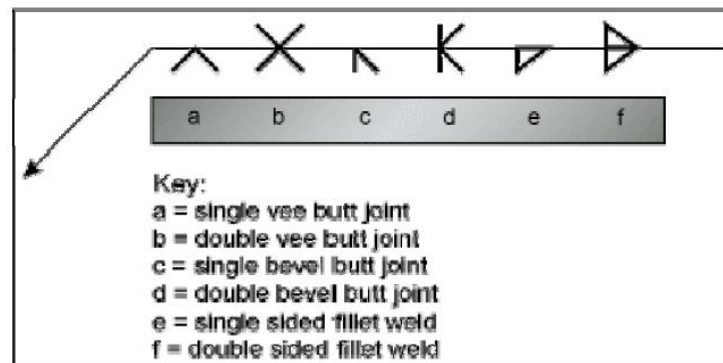


Figura 72. Símbolos de diferentes tipos de filetes de soldadura

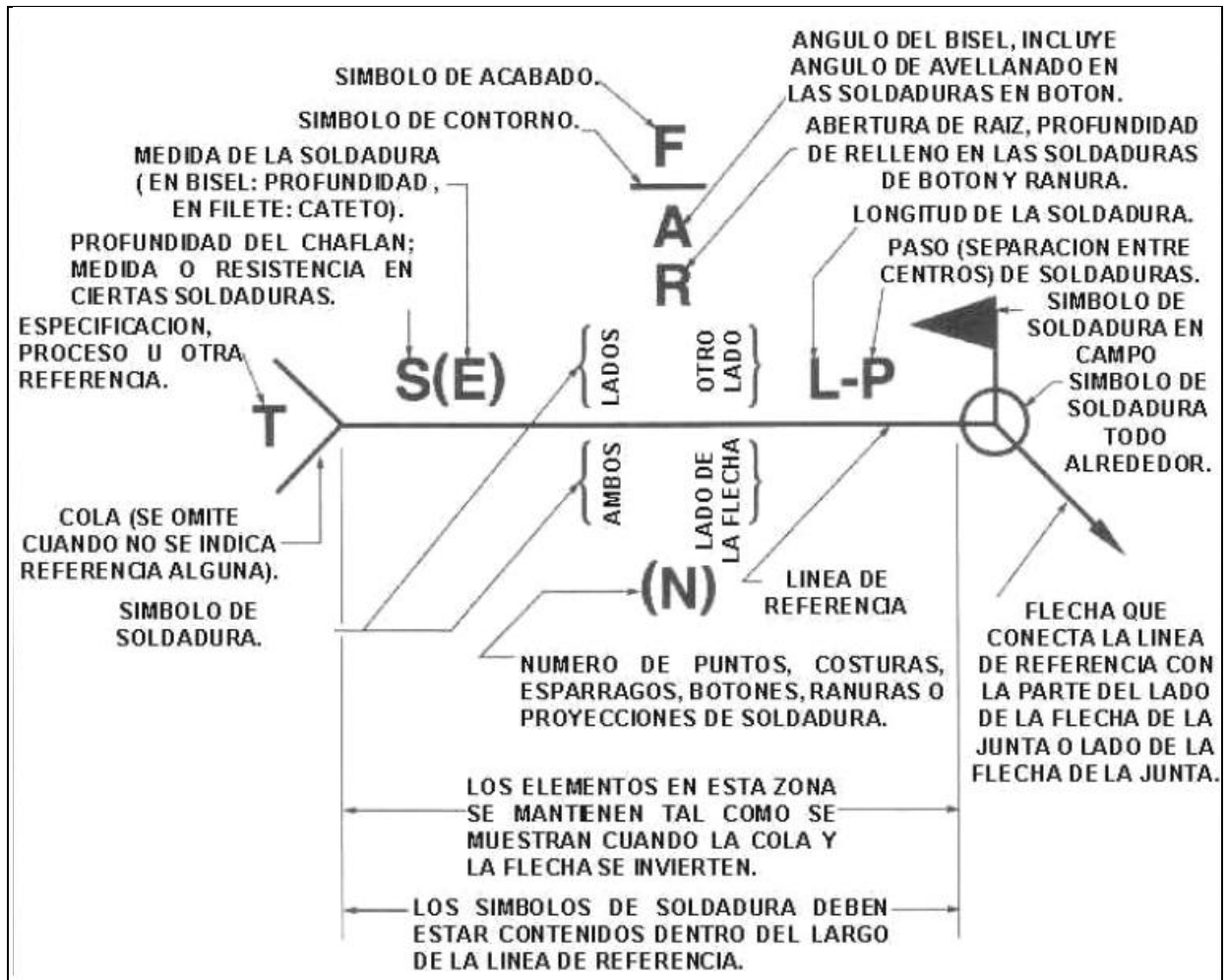


Figura 73. Nomenclatura estándar de soldadura



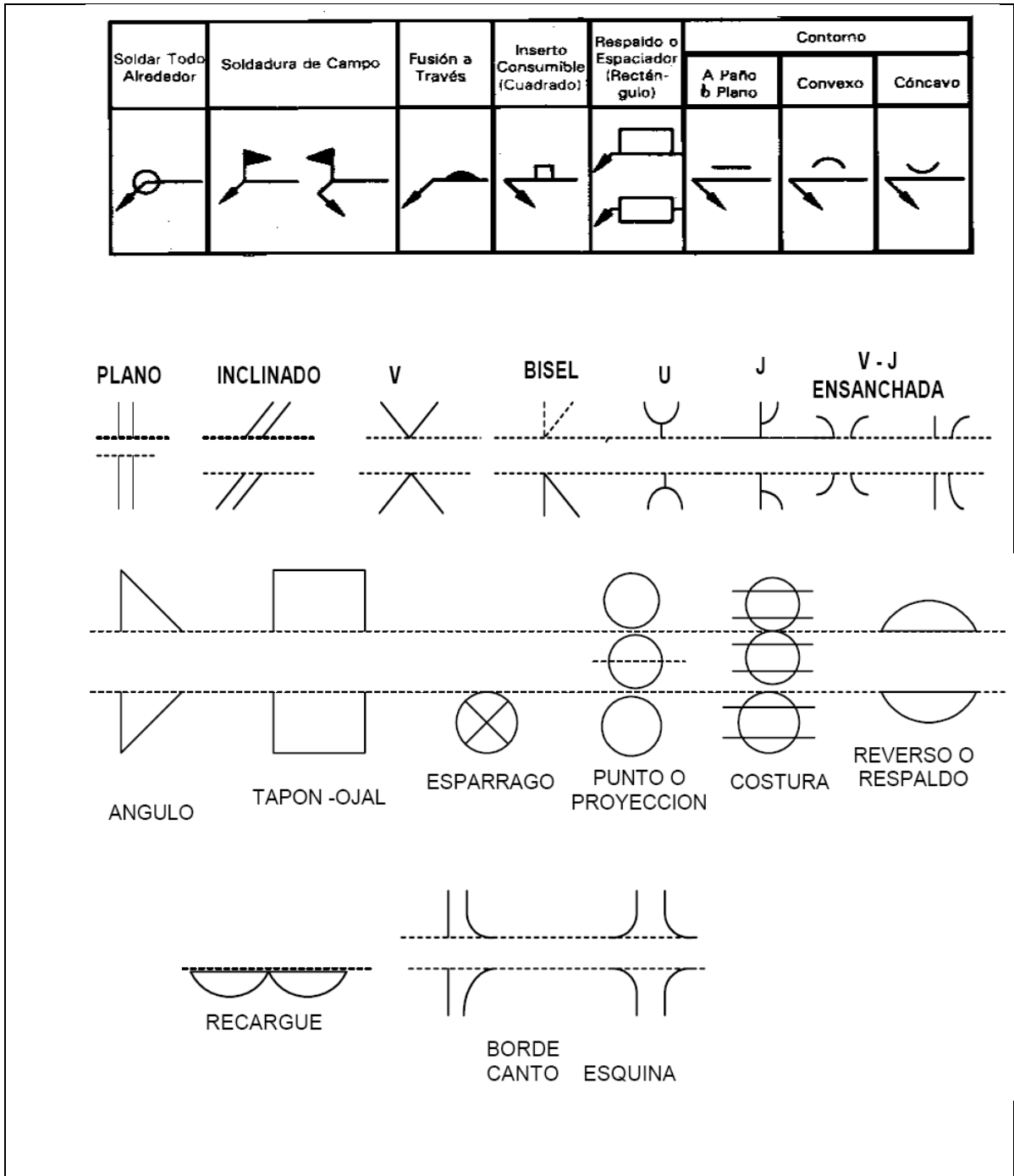
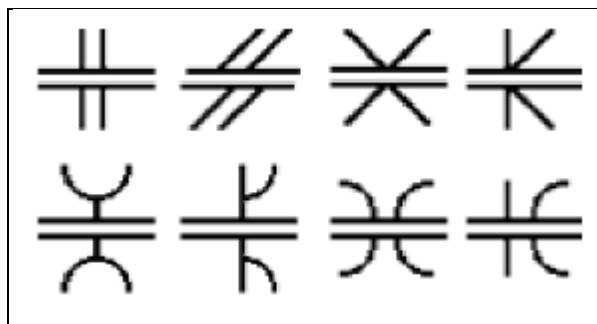


Figura 74. Símbolos constructivos de soldadura

### 1.16.9.1. SIMBOLOS PARA LAS SOLDADURAS DE CANAL

Las soldaduras de Canal son usadas comúnmente para hacer juntas de bordes con bordes, aunque también son usadas frecuentemente en esquinas, juntas "T", juntas curvas y piezas planas. Como lo sugiere la variedad de símbolos para estas soldaduras, hay muchas maneras de hacer soldaduras de Canal y la diferencia principal dependerá de la geometría de las partes que serán unidas y la preparación de sus bordes **Figura 75**.



**Figura 75**

El metal soldado es depositado entre el canal penetrando y fundiéndose con el metal base para formar la junta, por limitaciones de dibujo grafico la penetración no es indicada en los símbolos pero en este tipo de soldaduras la penetración es sumamente importante para la buena calidad de la soldadura.

La soldadura de canal cuadrado, en la cual el canal es creado por una separación específica o ninguna separación, incluyendo hasta cierta presión de oposición, la distancia de la separación (si existe) es dada en el símbolo **Figura 76**.

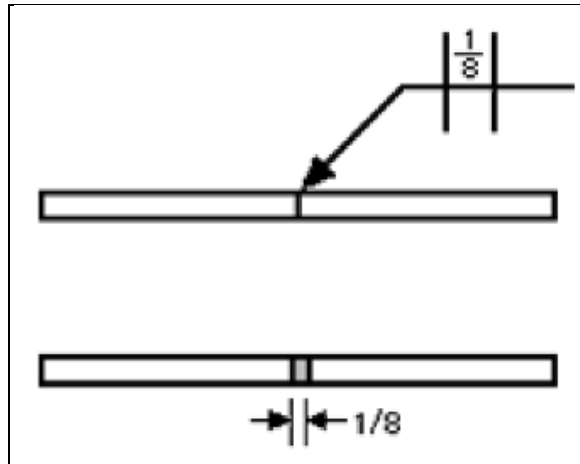


Figura 76

Las soldaduras de canal "V", en la que los bordes son biselados, a veces por un lado o por los dos lados, para crea el canal, el ángulo del bisel es dado en el símbolo así como la luz de separación o separación de la raíz (si existiera) **Figura 77.**

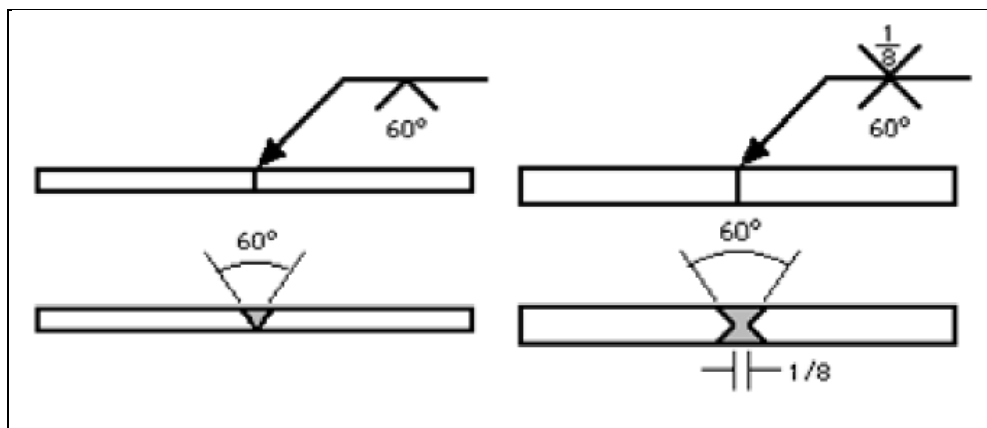


Figura 77

Si la profundidad de la "V" no fuera igual al espesor o a la mitad (en el caso de doble "V") del espesor de la lámina o plancha a soldar, entonces la profundidad es dada a la izquierda del símbolo de la soldadura **Figura 78.**

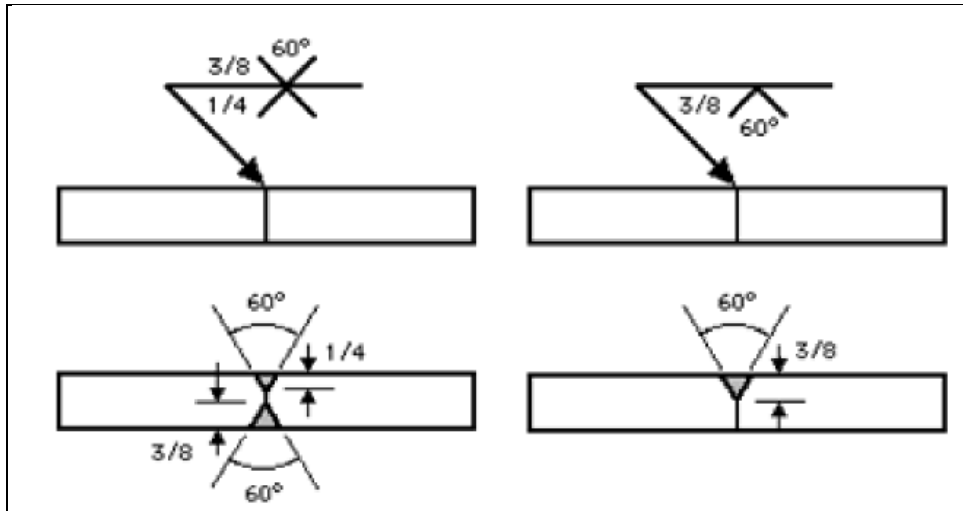


Figura 78

Si la penetración de la soldadura fuer a mayor que la profundidad del canal, la profundidad de la "garganta efectiva" es dada entre paréntesis después de la profundidad de la "V" **Figura 79**.

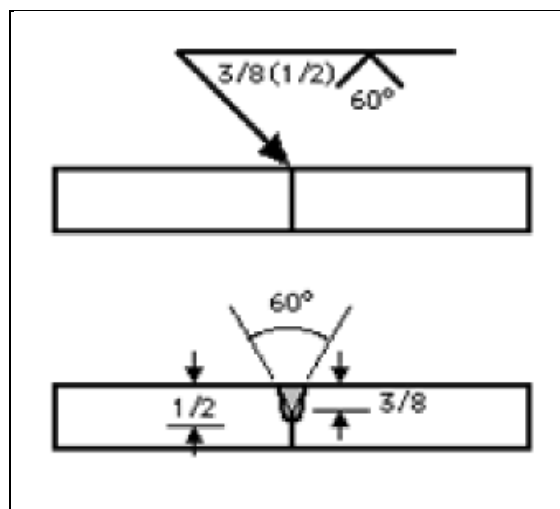
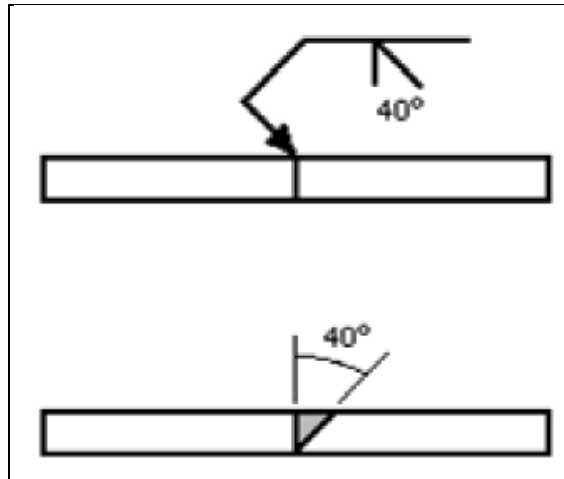


Figura 79

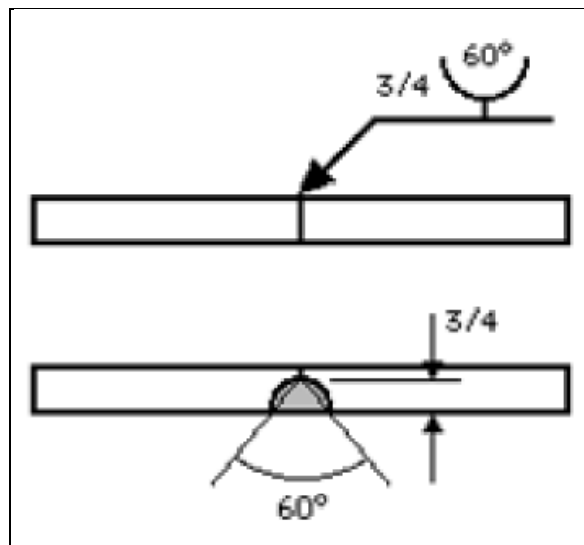
En el bisel del canal de soldadura, en el cual el borde de una de las laminas es biselado y la otra es cuadrada, el símbolo de la línea perpendicular siempre es dibujada en el lado izquierdo sea cual sea la orientación de la soldadura, la flecha apunta la cara de la pieza que debe ser biselada y en este caso la flecha es cortada y doblada en ángulo para hacer énfasis en su importancia (este corte de ángulo no es necesario si el proyectista no tiene preferencias en cual lado debe ser biselado o si el dibujo es

interpretado por un soldador calificado que reconoce la diferencia de cual lado debe ser tratado), las condiciones de ángulo, preparación del borde, garganta efectiva y la luz de separación de la separación de raíz son descritas en las soldaduras de canal "V" **Figura 80**.



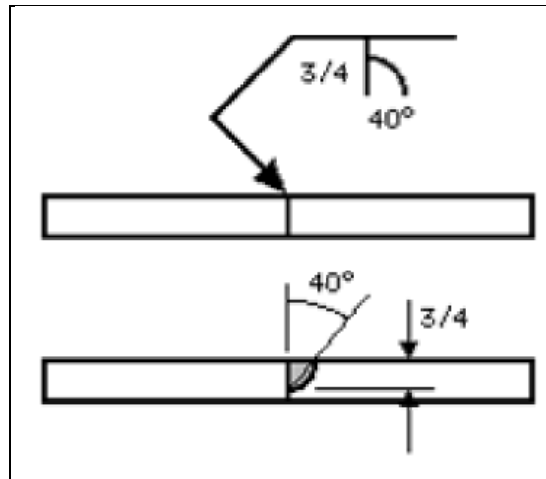
**Figura 80**

En la soldadura de canal "U", en la cual ambos bordes son tratados para crear un canal cóncavo, la profundidad de este canal, la garganta efectiva y la separación de la raíz o luz de la separación son descritas usando el método del canal "V" en esta sección **Figura 81**.



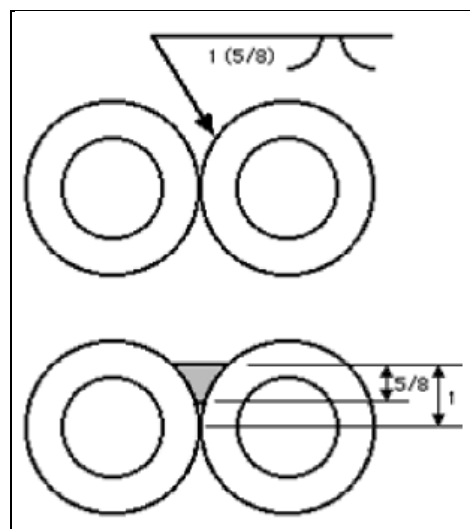
**Figura 81**

En la soldadura de canal "J", en la cual en uno de las laminas tiene un biselado cóncavo y la otra es dejada cuadrada, como con el bisel de la media "V" la línea perpendicular siempre aparecerá dibujada a la izquierda y la flecha (con un dobléz si fuera necesario) apuntando la pieza que recibirá el tratamiento de bisel cóncavo, la profundidad de este canal, la garganta efectiva y la separación de la raíz o luz de separación son descritas usando el método del canal "V" en esta sección **Figura 82**.



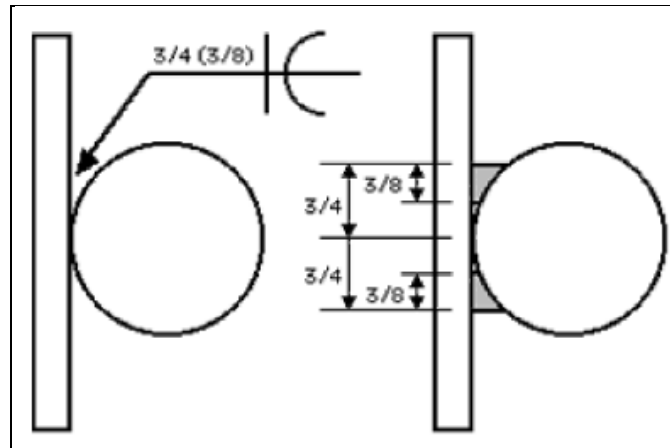
**Figura 82**

En la soldadura de "V" curva, comúnmente usada para unir dos partes curvas o dos partes tubulares la profundidad propuesta de la soldadura es dada a la izquierda del símbolo, con la profundidad de la garganta efectiva entre paréntesis **Figura 83**.



**Figura 83**

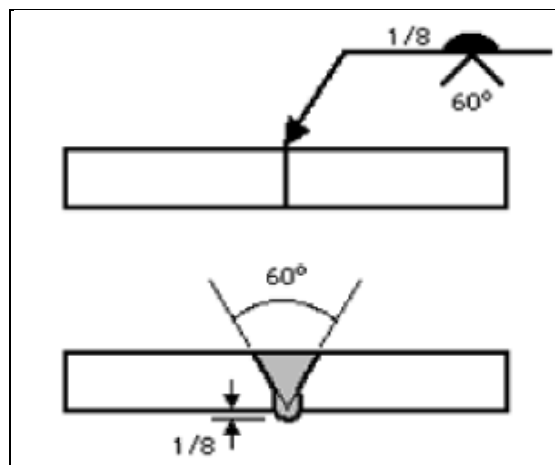
En la soldadura de canal con bisel curvo, comúnmente usada para unir una pieza curva o tubular a una pieza plana, como con la V curva (anterior), formada por dos superficies curvas o tubulares, la profundidad propuesta de la soldadura es dada a la izquierda del símbolo, con la profundidad de la garganta efectiva entre paréntesis. La línea perpendicular es dibujada siempre al lado izquierdo del símbolo sea cual sea la orientación de la soldadura **Figura 84**.



**Figura 84**

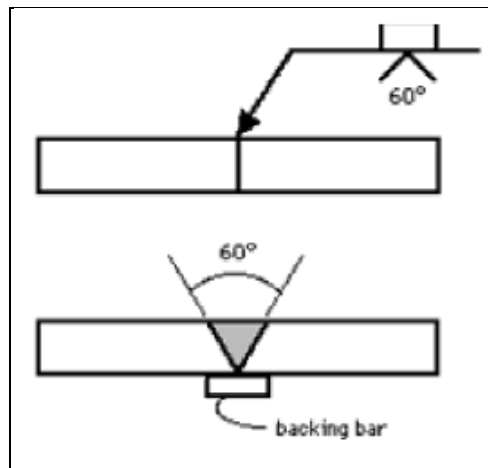
Otros símbolos suplementarios son usados con la soldadura de canal como:

Penetración saliente y Barra o elemento de respaldo, ambos símbolos son indicación de que la penetración de la junta se efectúa desde un solo lado de la junta. El alto del refuerzo (si fuera crítico) es indicado a la izquierda del símbolo de penetración saliente, el cual está situado **Figura 85**.



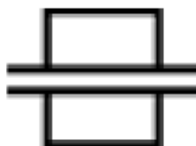
**Figura 85**

Cuando una barra o elemento de respaldo es usado para lograr la penetración necesaria de la junta, su símbolo es situado encima de la línea de referencia sobre el símbolo de la soldadura, si la barra es provisional y será removida al final de la soldadura, entonces la letra "R" es situada dentro del símbolo de la barra de respaldo, esta barra tiene el mismo símbolo que la soldadura de conexión y óvalos pero su contexto debe hacer siempre la clara intención del símbolo **Figura 86**.



**Figura 86**

### 1.16.9.2. SÍMBOLOS PARA LA SOLDADURA DE CONEXION Y OVALOS



Soldadura de conexión y de óvalos es usada para unir láminas sobrepuestas una de las cuales tienen perforaciones (redondas para conexiones y ovaladas o alargadas para Óvalos).

Metal soldado es depositado en estas perforaciones penetrando y fundiéndose con el metal base de las dos partes formando la junta, por limitaciones de dibujo grafico, la penetración no es indicada en los símbolos pero en este tipo de soldadura la penetración es sumamente importante para la buena calidad de la soldadura **Figura 87**.



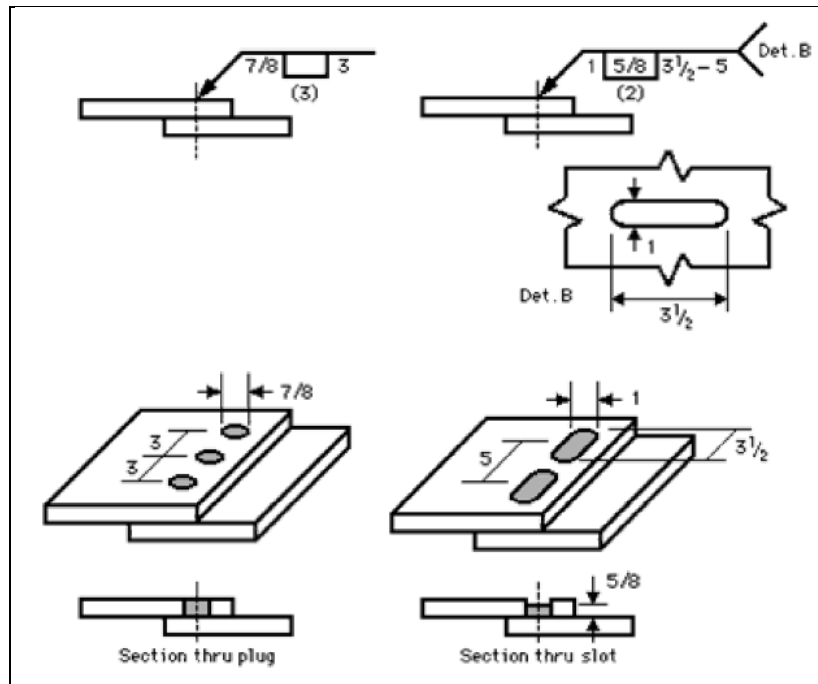


Figura 87

En la soldadura de conexión el diámetro de cada conector es dado a la izquierda del símbolo y el espacio entre los conectores es dado a la derecha, en la soldadura de óvalos el ancho de cada ovalo es dado a la izquierda del símbolo, el largo y la distancia entre espacios (separados por un guión "-") son dados a la derecha del símbolo y la referencia del detalle en la cola. El número de conectores u óvalos es dado entre paréntesis por encima o por debajo del símbolo de la soldadura, la indicación del "lado de la flecha" y "el otro lado" indican cual pieza tiene la(s) perforación(s); Si no está en las especificaciones el llenado total de esta perforación, entonces la profundidad es dada dentro del símbolo de la soldadura.

## CAPITULO II

# DISEÑO Y SIMULACION DE LA MAQUINA DESALINIZADORA DE AGUA DE MAR, MEDIANTE LA UTILIZACION DE (*Crystal Ball*).

### INTRODUCCION:

En este capítulo desarrollaremos el diseño de los componentes que conforman nuestra máquina, para el efecto utilizaremos una herramienta muy poderosa (*Crystal Ball*) que sirve para la simulación de modelos matemáticos en base a Excel.

Esta herramienta nos ayuda a resolver mediante simulación modelos muy complejos, iterativos que normalmente nos tomarían mucho tiempo o simplemente no podríamos resolverlos.

Primeramente hemos construido nuestro modelo matemático en base a las ecuaciones que constan en el marco teórico y otras que las hemos realizado nosotros mismo, después aplicamos el software de simulación para obtener los resultados esperados, para el efecto esta simulación se ha realizado en el modo determinístico ya que el programa escogerá los resultados de variables únicas es decir que cada variable tiene un rango y solo en ese rango se podrán encontrar las respuestas.

A continuación se detalla una síntesis de cómo funciona el programa:

### 2.1 SIMULACION.

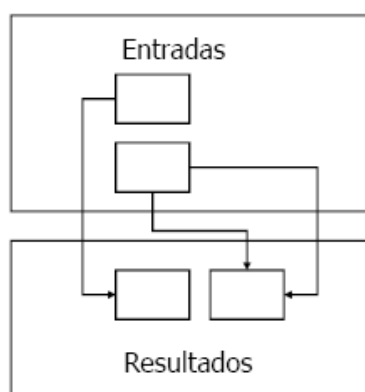
Consiste en obtener aleatoriamente valores de las variables de entrada, introducirlos al modelo de valoración y calcular resultados

Es un proceso iterativo que normalmente requiere el soporte de programas informáticos, debido a la gran cantidad de ensayos requeridos para que los resultados tengan significación estadística.

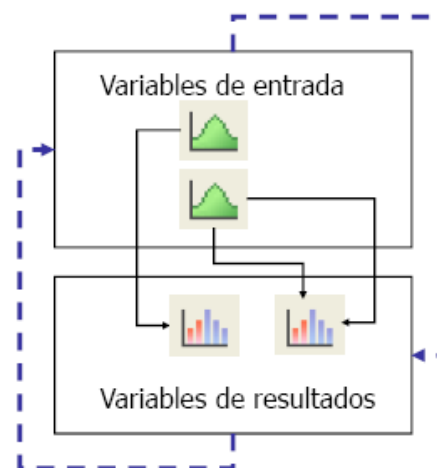
## 2.2. QUE ES CRYSTAL BALL

- *Crystal Ball* es el software de simulación líder a nivel mundial para aplicaciones que incluyen incertidumbre, variabilidad y riesgo.
- Permite asociar probabilidades a los resultados pronosticados.
- *Crystal Ball* es un programa de simulación, optimización y pronósticos para modelos construidos en Excel.
- Dispone de un conjunto de botones y de menús específicos para la modelación.  
Modelos de simulación.

Un modelo de simulación con Crystal Ball se construye a partir de un modelo básico en la hoja electrónica Excel.



Modelo  
Determinista



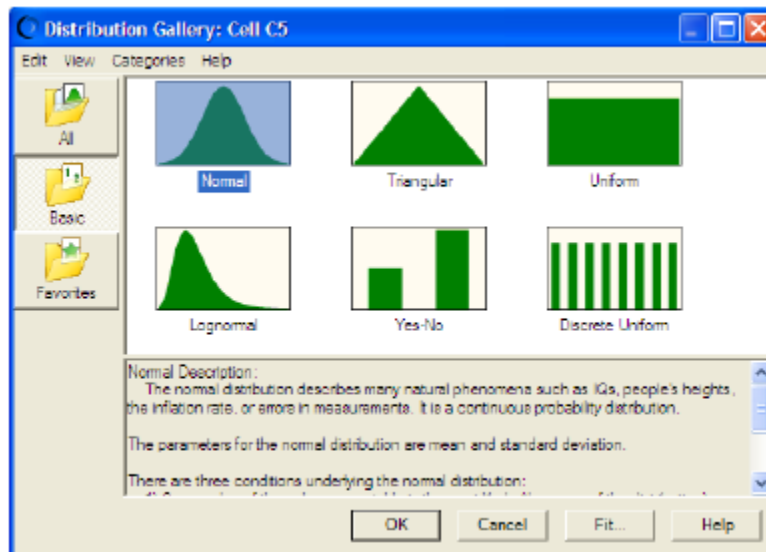
Modelo de  
Simulación

Crystal Ball potencia la creación de modelos de simulación con dos elementos básicos:

1. Variables de entrada: se caracterizan con distribuciones de probabilidad y se definen en celdas específicas que no deben contener fórmulas.
2. Variables de resultados: corresponden a celdas que contienen fórmulas relacionadas con las variables de entrada.

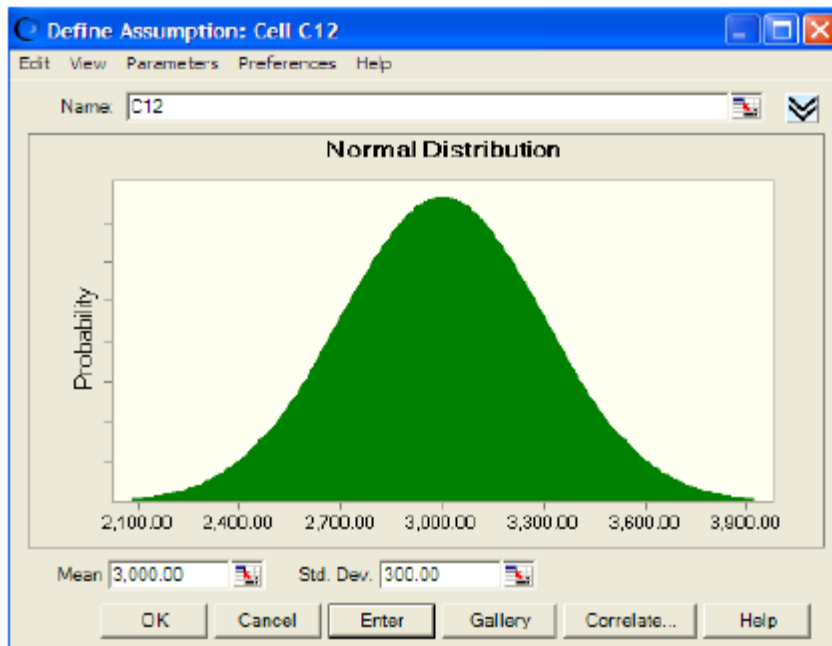
### 2.3. CARACTERIZACION DE VARIABLES DE ENTRADA

1. Elegir la celda adecuada (no debe contener fórmulas)
2. Escoger Define/Assumption (aparecerá un cuadro de galería de distribuciones de probabilidad)



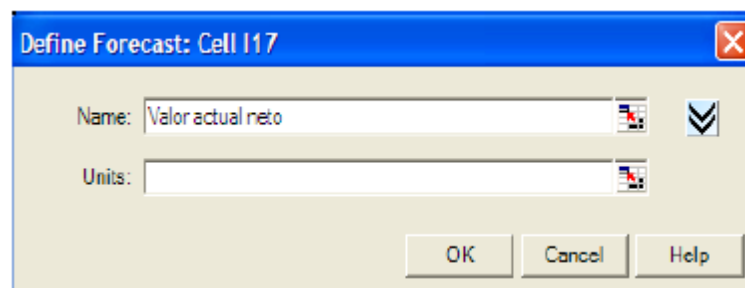
3. Seleccionar la distribución de probabilidad

4. Ingresar los parámetros de la distribución escogida



## 2.4. DEFINICION DE VARIABLES DE RESULTADOS

1. Elegir la celda adecuada (debe contener fórmulas con referencias a una o más variables de entrada)
2. Escoger Define/Forecast
3. Ingresar la información solicitada por el cuadro de diálogo



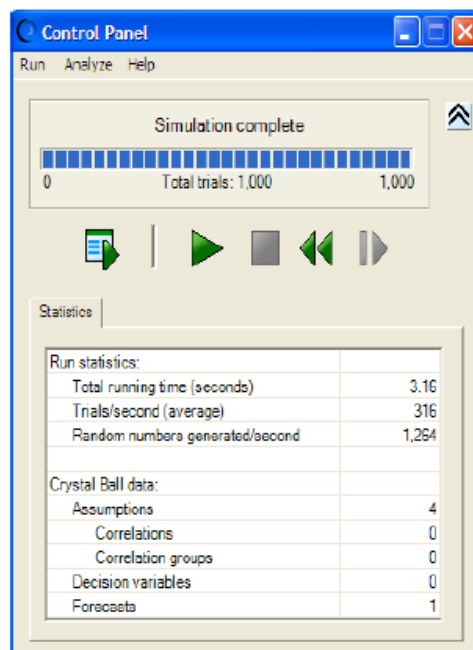
## 2.5. ENTORNO DE SIMULACION

VARIABLES DE CONTROL DE LA SIMULACIÓN:

- a. Número de ensayos
- b. Método de muestreo
- c. Velocidad
- d. Opciones de simulación
- e. Estadísticas de simulación

### 2.5.1. EJECUCION DE LA SIMULACION

Corresponde a la fase en la cual se realizan ensayos o corridas definidas en el entorno de simulación con el propósito de indagar el funcionamiento del modelo. Para ejecutar la simulación basta con escoger Run/Start.



Durante la simulación, Crystal Ball presenta un diagrama (Forecast Chart) que contiene la distribución de probabilidad del resultado esperado

A través del diagrama de resultados se puede obtener la probabilidad de que la variable pronosticada esté dentro de ciertos límites.

## **2.6 OPTIMIZACION CON OPTQUEST**

Qué es un modelo de optimización

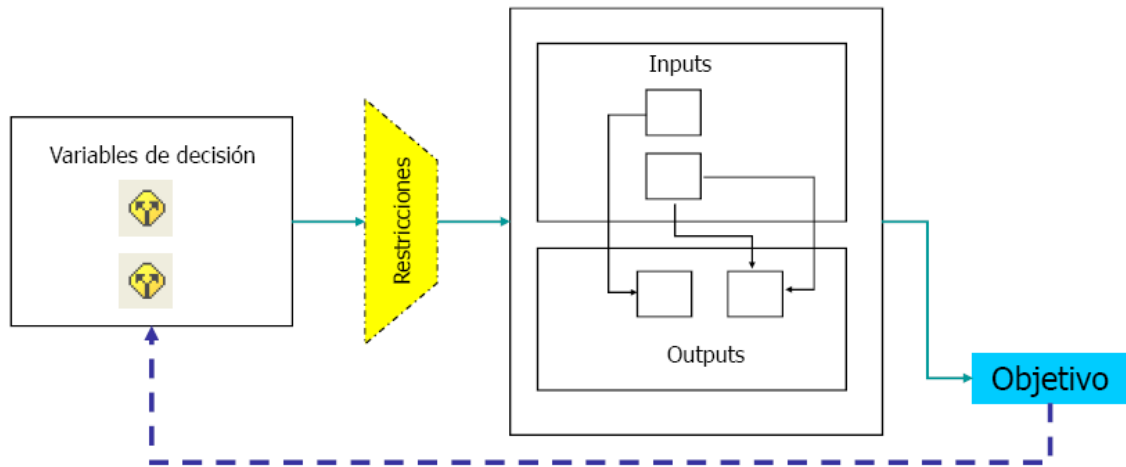
Un modelo de optimización es un modelo de decisión que tiene tres elementos básicos:

- a. Variables de decisión: corresponden a aquellas variables bajo control del decisor
- b. Restricciones: son condiciones que limitan los valores de las variables de decisión
- c. Objetivo: es la meta del modelo expresado en términos matemáticos y generalmente corresponde a maximizar o minimizar una cantidad de interés

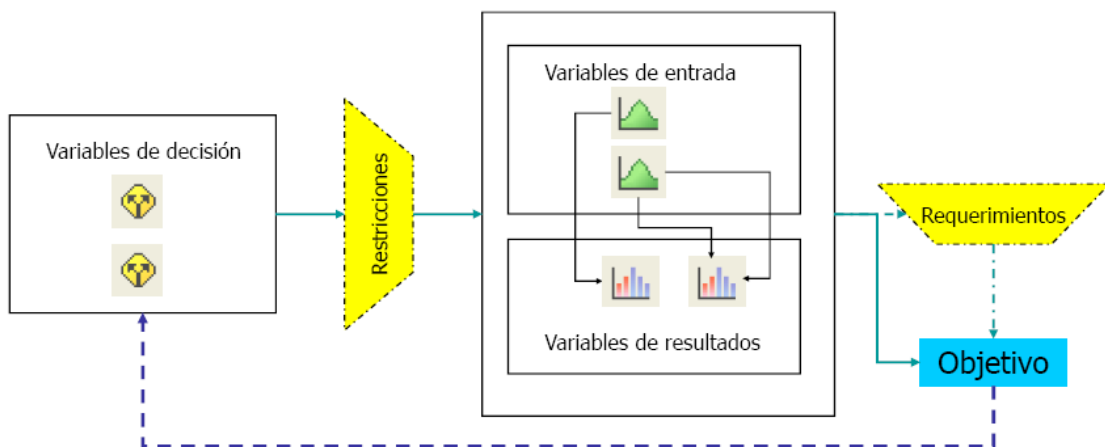
### **2.6.1. TIPOS DE MODELOS DE OPTIMIZACION**

- Determinista: aquel modelo que no maneja incertidumbre
- Estocástico: el modelo que sólo puede ser configurado en términos probabilísticos y en el cual el objetivo se expresa mediante una distribución de probabilidad

## Modelo Determinista



## Modelo Estocástico



### 2.6.2. COMO CONSTRUIR UN MODELO DE OPTIMIZACION

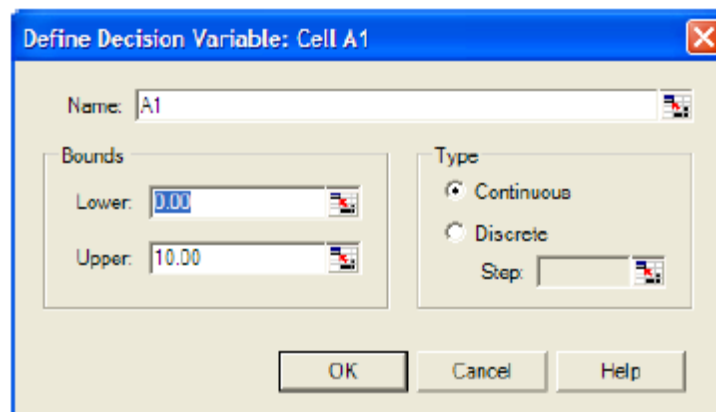
1. Construir el modelo básico en hoja electrónica
2. Transformar el modelo de Excel en modelo de simulación con *Crystal Ball*
3. Identificar aquellas variables bajo control del decisor y definir las como variables de decisión
4. Establecer restricciones (opcional)
5. Definir el objetivo a maximizar o minimizar



### 2.6.3. VARIABLES DE DECISION

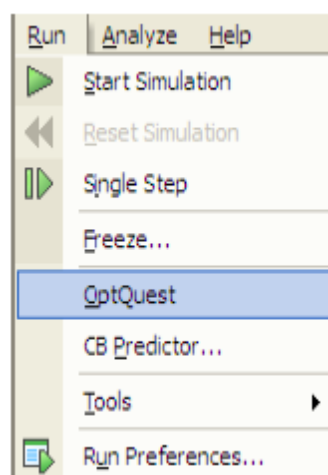
Para definir una celda como variable de decisión, se requiere:

1. Elegir la celda adecuada (no debe contener fórmulas)
2. Escoger Define/Decision
3. Definir los límites de la variable y el tipo (continua o discreta)



### 2.6.4. EJECUCION

1. Escoger Run/OptQuest



2. Seleccionar las variables de decisión
3. Definir las restricciones del modelo mediante relaciones matemáticas entre las variables de decisión
4. Seleccionar el objetivo a maximizar o minimizar
5. Definir el entorno de optimización incluyendo el tiempo de duración de la simulación
6. Finalmente generamos reportes y comparamos respuestas

A continuación se detalla todo el proceso de cálculo, el modelo matemático fue construido en Excel, optimizado y simulado con *Crystal Ball*.

## 2.7. CONDENSADOR

A continuación se presentan los cálculos que corresponden al modelo matemático para el condensador.

### 2.7.1. DIAMETRO INTERIOR DEL TUBO

El diámetro interior es la mínima dimensión que debe tener el tubo interior del condensador para que se produzca el intercambio de calor necesario entre el vapor de agua y el agua de refrigeración que para nuestro caso es agua de mar.

*Fórmula:*

$$D_i' = 2(D_o' - e')$$

*Datos:*

$$D_o' = 3,27 \times 10^{-2} m \text{ (Ver Anexo 1 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$e' = 2,73 \times 10^{-3} m \text{ (Ver Anexo 1 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

*Solución:*

$$D_i' = 2 \left( \frac{3,27 \times 10^{-2} m}{2} - 2,73 \times 10^{-3} m \right)$$

$$\boxed{D_i' = 2,72 \times 10^{-2} m}$$

## 2.7.2. TEMPERATURA DE EVALUACION PARA PROPIEDADES DE LIQUIDO SATURADO

REF. Ecuación (12)

Un punto de gran importancia en el presente estudio son las temperaturas a las cuales deben ser evaluadas cada una de las propiedades termodinámicas, es decir, se debe considerar que las propiedades del líquido se evaluarán a la temperatura de película  $T_f$ , que para nuestro caso es la temperatura a la cual se encuentra una lámina fina de condensado en un determinado tiempo sobre la superficie exterior del tubo interior, y el coeficiente evaporativo se evaluará a la temperatura de saturación  $T_{sat}$ , que es la temperatura a la cual se encuentra el vapor de agua en un determinado tiempo.

*Fórmula:*

$$T_{fc} = \frac{T_{sat} + T_{s_c}}{2}$$

*Datos:*

$$T_{s_c} = 82,27^\circ\text{C} \text{ (Ver Anexo 1 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$T_{sat} = 105,74^\circ\text{C} \text{ (Ver Anexo 1 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

*Solución:*

$$T_{fc} = \frac{105,74^\circ\text{C} + 82,27^\circ\text{C}}{2}$$

$$\boxed{T_{fc} = 94,01^\circ\text{C}}$$

### 2.7.3. NUMERO DE JAKOB

El número de Jakob se define como la razón de la energía sensible máxima absorbida por el líquido (vapor) a la energía latente absorbida por el líquido (vapor) durante la condensación (ebullición).

*Fórmula:*

$$Ja = \frac{Cp_f (T_{sat} - T_{s_c})}{h_{fg}}$$

*Datos:*

$$T_{s_c} = 82,27^\circ\text{C} \text{ (Ver Anexo 1 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$T_{sat} = 105,74^\circ\text{C} \text{ (Ver Anexo 1 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$Cp_f = 4,21 \times 10^{-3} \frac{J}{Kg \cdot ^\circ K}$$

$$h_{fg} = 2,24 \times 10^6 \frac{J}{Kg}$$

*Solución:*

$$Ja = \frac{4,21E^{-3} \frac{J}{Kg \cdot ^\circ K} \cdot (105,74 - 82,27)^\circ K}{2,24 \times 10^6 \frac{J}{Kg}}$$

$$\boxed{Ja = 4,41 \times 10^{-2}}$$

### 2.7.4. CALOR LATENTE MODIFICADO DE CONDENSACION

REF. Ecuación (35)

El calor latente modificado  $h'_{fg}$  explica la energía sensible que se requiere para mantener temperaturas dentro del manto de vapor por arriba de la temperatura de vaporización.

*Fórmula:*

$$h'_{fg} = h_{fg} (1 + 0,68 Ja)$$

*Datos:*

$$h_{fg} = 2,24 \times 10^6 \frac{J}{Kg}$$

$$Ja = 4,41 \times 10^{-2}$$

*Solución:*

$$h'_{fg} = 2,24 \times 10^6 \frac{J}{Kg} (1 + 0,68 \cdot 4,41 \times 10^{-2})$$

$$\boxed{h'_{fg} = 2,31 \times 10^6 \frac{J}{Kg}}$$

### **2.7.5. FACTOR DE CORRECCION**

Para disminuir el error que se presenta al momento de realizar un balance energético en el dispositivo de condensación con la finalidad de obtener el flujo másico necesario de agua de mar para enfriar el vapor de agua considerando el calor latente modificado  $h'_{fg}$ , es de gran importancia determinar el valor de un factor de corrección mediante la relación entre el calor latente modificado y el calor latente determinado en tablas termodinámicas según la temperatura a la cual se encuentra el vapor de agua, lo cual disminuye el error producido.

*Fórmula:*

$$FC = \frac{h'_{fg}}{h_{fg}}$$

*Datos:*

$$h'_{fg} = 2,31 \times 10^6 \frac{J}{Kg}$$

$$h_{fg} = 2,24 \times 10^6 \frac{J}{Kg}$$

Solución:

$$FC = \frac{2,31 \times 10^6 \frac{J}{Kg}}{2,24 \times 10^6 \frac{J}{Kg}}$$

$$\boxed{FC = 1,03}$$

A continuación se supone la existencia de condensación de película laminar sobre la superficie vertical del tubo interior del dispositivo de condensación, de lo cual se obtiene:

## 2.7.6. COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR DE CONDENSACION

REF. Ecuación (39)

Este coeficiente explica la cantidad de energía que se requiere para lograr el cambio de fase en el agua de mar en función del área de transferencia de calor y el diferencial de temperaturas presente al momento de producirse el intercambio de calor.

Fórmula:

$$h_{L,fl} = 0,943 \left( \frac{g \delta_f (\delta_f - \delta_g) k_f^3 h'_{fg}}{\mu_f L' (T_{sat} - T_{sc})} \right)^{\frac{1}{4}}$$

Datos:

$L' = 0,9m$  (Ver Anexo 1 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)

$T_{sc} = 82,27^\circ C$  (Ver Anexo 1 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)

$T_{sat} = 105,74^\circ C$  (Ver Anexo 1 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)

$$g = 9,8 \frac{m}{s^2}$$

$$\delta_f = 962,28 \frac{Kg}{m^3}$$

$$\delta_g = 0,705 \frac{Kg}{m^3}$$

$$k_f = 6,78 \times 10^{-1} \frac{W}{m \text{ } ^\circ K}$$

$$h'_{fg} = 2,31 \times 10^6 \frac{J}{Kg}$$

$$\mu_f = 2,99 \times 10^{-4} \frac{N \text{ } s}{m^2}$$

Solución:

$$h_{L_{fl}} = 0,943 \left( \frac{9,8 \frac{m}{s^2} \cdot 962,28 \frac{Kg}{m^3} \cdot (962,28 - 0,705) \frac{Kg}{m^3} \cdot \left(6,78 \times 10^{-1} \frac{W}{m \text{ } ^\circ K}\right)^3 \cdot 2,31 \times 10^6 \frac{J}{Kg}}{2,99 \times 10^{-4} \frac{N \text{ } s}{m^2} \cdot 0,9m (105,74 - 82,27)^\circ K} \right)^{\frac{1}{4}}$$

$$h_{L_{fl}} = 5345,5 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ K}$$

## 2.7.7. FLUJO LAMINAR DE CALOR

REF. Ecuación (42)

El flujo de calor explica la cantidad de energía liberada en el proceso de condensación en un determinado tiempo.

Fórmula:

$$q_c = h_{L_{fl}} \pi D_o' L' (T_{sat} - T_{s_c})$$

Datos:

$$h_{L_{fl}} = 5345,5 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ K}$$

$$D'_o = 3,27 \times 10^{-2} m \text{ (Ver Anexo 1 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$L' = 0,9 m \text{ (Ver Anexo 1 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$T_{s_c} = 82,27^\circ C \text{ (Ver Anexo 1 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$T_{sat} = 105,74^\circ C \text{ (Ver Anexo 1 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

Solución:

$$q_c = 5345,5 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ K} \cdot \pi \cdot 3,27 \times 10^{-2} m \cdot 0,9 m \cdot (105,74 - 82,27)^\circ K$$

$$\boxed{q_c = 11584,82 W}$$

## 2.7.8. FLUJO MASICO DE AGUA

REF. Ecuación (43)

El flujo másico de agua explica la cantidad de masa de agua que se puede llegar a condensar en un determinado tiempo.

Fórmula:

$$\dot{m}c = \frac{qc}{h'_{fg}}$$

Datos:

$$qc = 11584,82 W$$

$$h'_{fg} = 2,31 \times 10^6 \frac{J}{Kg}$$

Solución:



$$\dot{m}c = \frac{11584,82W}{2,31 \times 10^6 \frac{J}{Kg}}$$

$$\dot{m}c = 0,00501 \frac{W \text{ Kg}}{J} \cdot \left| \frac{J}{W} \right|$$

$$\boxed{\dot{m}c = 5,01 \times 10^{-3} \frac{Kg}{s}}$$

## 2.7.9. NUMERO DE REYNOLDS

REF. Ecuación (47)

El número de Reynolds se define como el cociente de la fuerza de inercia sobre un elemento de fluido, entre la fuerza viscosa, lo cual determina la forma de condensación que se presenta en el dispositivo.

Fórmula:

$$Re = \frac{4 \dot{m}c}{\mu_f \pi D_o'}$$

Datos:

$$D_o' = 3,27 \times 10^{-2}m \text{ (Ver Anexo 1 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$\dot{m}c = 5,01 \times 10^{-3} \frac{Kg}{s}$$

$$\mu_f = 2,99 \times 10^{-4} \frac{N \text{ s}}{m^2}$$

Solución:

$$Re = \frac{4 \cdot 5,01 \times 10^{-3} \frac{Kg}{s}}{2,99 \times 10^{-4} \frac{N \text{ s}}{m^2} \cdot \pi \cdot 3,27 \times 10^{-2}m}$$

$$Re = 653,18 \frac{Kg \ m^2}{N \ s^2 \ m} \cdot \left| \frac{N}{\frac{Kg \ m}{s^2}} \right|$$

$$\boxed{Re = 653,18}$$

Como  $30 < Re < 1800$ , en consecuencia, una gran parte del condensado se encuentra en flujo laminar ondulado. Por ende suponemos un número de Reynolds para flujo laminar ondulado:

$$Re_c = 812,81 \text{ (Ver Anexo 1 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

## 2.7.10. ESTIMACION DEL NUMERO DE REYNOLDS

REF. Ecuación (49)

A continuación se comprobará si el número de Reynolds asumido cumple las condiciones de condensación en flujo laminar ondulado, mediante un procedimiento de prueba y error el cual fue realizado mediante simulación determinística en *Crystal Ball*.

Fórmula:

$$\frac{Re_c \ u_f \ \pi \ h'_{fg}}{4 \ \pi \ L' (T_{sat} - T_{s_c})} = \frac{Re_c}{1,08 \ Re_c^{1,22} - 5,2} \frac{k_f}{\left(\frac{v_f^2}{g}\right)^{1/3}}$$

Datos:

$$L' = 0,9m \text{ (Ver Anexo 1 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$T_{s_c} = 82,27^\circ\text{C} \text{ (Ver Anexo 1 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$T_{sat} = 105,74^\circ\text{C} \text{ (Ver Anexo 1 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$Re_c = 812,81$$

$$\mu_f = 2,99 \times 10^{-4} \frac{N s}{m^2}$$

$$h'_{fg} = 2,31 \times 10^6 \frac{J}{Kg}$$

$$k_f = 6,78 \times 10^{-1} \frac{W}{m \text{ } ^\circ K}$$

$$v_f = 3,15 \times 10^{-7} \frac{m^2}{s}$$

$$g = 9,8 \frac{m}{s^2}$$

Solución:

$$\frac{812,81 \cdot 2,99 \times 10^{-4} \frac{N s}{m^2} \cdot \pi \cdot 2,31 \times 10^6 \frac{J}{Kg}}{4 \cdot \pi \cdot 0,9m \cdot (105,74 - 82,27)^\circ K} = \frac{812,81}{1,08 \cdot 812,81^{1,22} - 5,2} \cdot \frac{6,78 \times 10^{-1} \frac{W}{m \text{ } ^\circ K}}{\left( \frac{(3,15 \times 10^{-7} \frac{m^2}{s})^2}{9,8 \frac{m}{s^2}} \right)^{1/3}}$$

$$6651,86 \frac{N s J}{m^3 Kg \text{ } ^\circ K} \cdot \left| \frac{Kg m}{s^2} \right| \cdot \left| \frac{W}{J} \right| = 6651,86 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ K}$$

$$\boxed{6651,86 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ K} = 6651,86 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ K}}$$

## 2.7.11. COEFICIENTE TOTAL DE CONDENSACION

REF. Ecuación (49)

El coeficiente total de condensación explica la cantidad de energía que se necesita para lograr el cambio de fase en el agua de mar en función del área de transferencia de calor y el diferencial de temperaturas para cumplir con la demanda de transferencia de calor en flujo laminar ondulado.

Fórmula:

$$h_{Lc} = \frac{Re_c \mu_f h'_{fg}}{4 L' (T_{sat} - T_{sc})}$$

Datos:

$$L' = 0,9m \text{ (Ver Anexo 1 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$T_{sc} = 82,27^\circ\text{C} \text{ (Ver Anexo 1 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$T_{sat} = 105,74^\circ\text{C} \text{ (Ver Anexo 1 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$Re_c = 812,81$$

$$\mu_f = 2,99 \times 10^{-4} \frac{Ns}{m^2}$$

$$h'_{fg} = 2,31 \times 10^6 \frac{J}{Kg}$$

Solución:

$$h_{Lc} = \frac{812,81 \cdot 2,99 \times 10^{-4} \frac{Ns}{m^2} \cdot \pi \cdot 2,31 \times 10^6 \frac{J}{Kg}}{4 \cdot \pi \cdot 0,9m \cdot (105,74 - 82,27)^\circ K}$$

$$h_{Lc} = 6651,86 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$$

## 2.7.12. FLUJO DE CALOR

REF. Ecuación (42)

El flujo de calor explica la cantidad de energía liberada en el proceso de condensación de flujo laminar ondulado en un determinado tiempo.

Fórmula:

$$qcs = h_{Lc} \pi D_o' L' (T_{sat} - T_{sc})$$

Datos:

$$D_o' = 3,27 \times 10^{-2}m \text{ (Ver Anexo 1 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$L' = 0,9m \text{ (Ver Anexo 1 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$T_{s_c} = 82,27^\circ\text{C} \text{ (Ver Anexo 1 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$T_{sat} = 105,74^\circ\text{C} \text{ (Ver Anexo 1 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$h_{L_c} = 6651,86 \frac{W}{m^2 \text{ }^\circ\text{K}}$$

Solución:

$$qcs = 6651,86 \frac{W}{m^2 \text{ }^\circ\text{K}} \cdot \pi \cdot 3,27 \times 10^{-2}m \cdot 0,9m \cdot (105,74 - 82,27)^\circ\text{K}$$

$$qcs = 1442W \cdot \left| \frac{KW}{1000W} \right|$$

$$\boxed{qcs = 14,42KW}$$

### 2.7.13. FLUJO DE CALOR POR UNIDAD DE LONGITUD

El flujo de calor por unidad de longitud explica la cantidad de energía liberada en el proceso de condensación de flujo laminar ondulado en un determinado tiempo en función de la longitud del tubo interior del dispositivo condensador.

Fórmula:

$$qc' s = \frac{qcs}{L'}$$

Datos:

$$L' = 0,9m \text{ (Ver Anexo 1 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$qcs = 14,42KW$$

Solución:

$$qc' s = \frac{14,42KW}{0,9m}$$

$$qc' s = 16,02 \frac{KW}{m}$$

## 2.7.14. FLUJO DE CALOR POR UNIDAD DE AREA

REF. Ecuación (4)

El flujo de calor por unidad de área explica la cantidad de energía liberada en el proceso de condensación de flujo laminar ondulado en un determinado tiempo en función del área de transferencia de calor del tubo interior del dispositivo condensador.

Fórmula:

$$qc'' s = \frac{qcs}{\pi D_o' L}$$

Datos:

$$D_o' = 3,27 \times 10^{-2}m \text{ (Ver Anexo 1 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$L' = 0,9m \text{ (Ver Anexo 1 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$qcs = 14,42KW$$

Solución:

$$qc'' s = \frac{14,42KW}{\pi \cdot 3,27 \times 10^{-2}m \cdot 0,9m}$$

$$qc'' s = 156,10 \frac{KW}{m^2}$$

### 2.7.15. FLUJO MASICO DE AGUA CONDENSADA

REF. Ecuación (43)

El flujo másico de agua condensada explica la cantidad de vapor de agua que se pudo condensar para la obtención de agua desalinizada, es decir, pasar al vapor de fase gaseosa a fase líquida dentro de todo el proceso de condensación en función del tiempo transcurrido.

*Fórmula:*

$$\dot{m}_{ac} = \frac{q_{cs}}{h'_{fg}}$$

*Datos:*

$$h'_{fg} = 2,31 \times 10^6 \frac{J}{Kg}$$

$$q_{cs} = 14,42KW$$

*Solución:*

$$\dot{m}_{ac} = \frac{14,42KW}{2,31 \times 10^6 \frac{J}{Kg}}$$

$$\dot{m}_{ac} = 6,24 \times 10^{-6} \frac{KW \ Kg}{J} \cdot \left| \frac{1000 \frac{J}{s}}{KW} \right|$$

$$\boxed{\dot{m}_{ac} = 6,24 \times 10^{-6} \frac{Kg}{s}}$$

### 2.7.16. FLUJO MASICO DE VAPOR

Mediante un balance energético se puede llegar a determinar el flujo másico de vapor de agua necesario para cumplir con la demanda de agua desalinizada, cabe recalcar que por ser un proceso en

el cual las pérdidas de energía y masa son insignificantes el flujo másico de vapor de agua debe igualarse al flujo másico de agua desalinizada.

*Fórmula:*

$$\dot{m}_{vc} = FC \left( \frac{qcs}{h_g - h_f} \right)$$

*Datos:*

$$qcs = 14,42KW$$

$$FC = 1,03$$

$$h_g = 2,68 \times 10^6 \frac{J}{Kg}$$

$$h_f = 4,4 \times 10^5 \frac{J}{Kg}$$

*Solución:*

$$\dot{m}_{vc} = 1,03 \left( \frac{14,42KW}{(2,68 \times 10^6 - 4,4 \times 10^5) \frac{J}{Kg}} \right)$$

$$\dot{m}_{vc} = 6,24 \times 10^{-6} \frac{KW \ Kg}{J} \cdot \left| \frac{1000 \frac{J}{s}}{Kw} \right|$$

$$\boxed{\dot{m}_{vc} = 6,24 \times 10^{-3} \frac{Kg}{s}}$$

*Para nuestro caso se supone un tiempo de operación igual a:*

$$t = 17 \text{ h (Ver Anexo 1 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$



## 2.7.17. CAUDAL DE AGUA DESALINIZADA

El caudal de agua desalinizada explica el volumen de agua desalinizada que se obtiene en función del tiempo de operación para cumplir con la demanda en la población de estudio.

*Fórmula:*

$$Q_{ac} = \frac{m_{\dot{a}c}}{\delta_f} t$$

*Datos:*

$$m_{\dot{a}c} = 6,24 \times 10^{-6} \frac{Kg}{s}$$

$$\delta_f = 962,28 \frac{Kg}{m^3}$$

$$t = 17 \text{ h (Ver Anexo 1 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

*Solución:*

$$Q_{ac} = \frac{6,24 \times 10^{-3} \frac{Kg}{s}}{962,28 \frac{Kg}{m^3}} \cdot 17h$$

$$Q_{ac} = 1,11 \times 10^{-4} \frac{m^3 h}{s} \cdot \left| \frac{1000 l}{m^3} \right| \cdot \left| \frac{3600s}{h} \right|$$

$$\boxed{Q_{ac} = 400 \frac{l}{día}}$$

## 2.7.18. TEMPERATURA EN EL INTERIOR DEL TUBO

Mediante un análisis de resistencias en la pared del tubo interior obtenemos la temperatura a la cual se encuentra el agua de enfriamiento del dispositivo de condensación para cumplir con la demanda de transferencia de calor, esta temperatura está comprendida entre 22 – 27 °C que es el promedio de la temperatura del mar en las costas ecuatorianas.

*Fórmula:*

$$T_i = T_{s_c} - \left[ \frac{qcs}{2 \pi L'} \left( \frac{1}{h_{L_c} r'_i} + \frac{1}{k} \ln \left| \frac{D'_o}{D'_i} \right| \right) \right]$$

*Datos:*

$$T_{s_c} = 82,27^\circ\text{C} \text{ (Ver Anexo 1 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$L' = 0,9\text{m} \text{ (Ver Anexo 1 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$D'_o = 3,27 \times 10^{-2}\text{m} \text{ (Ver Anexo 1 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$D'_i = 2,72 \times 10^{-2}\text{m} \text{ (Ver Anexo 1 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$h_{L_c} = 6651,86 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{K}}$$

$$r'_i = \frac{D'_i}{2}$$

$$k = 15 \frac{\text{W}}{\text{m }^\circ\text{K}}$$

$$qcs = 14,42\text{KW}$$

*Solución:*

$$T_i = 82,27^\circ\text{C} - \left[ \frac{14,42\text{KW}}{2 \cdot \pi \cdot 0,9\text{m}} \left( \frac{1}{6651,86 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{K}} \cdot \left( \frac{2,72 \times 10^{-2}\text{m}}{2} \right)} + \frac{1}{15 \frac{\text{W}}{\text{m }^\circ\text{K}}} \cdot \ln \left| \frac{2,72 \times 10^{-2}\text{m}}{2,72 \times 10^{-2}\text{m}} \right| \right) \right]$$

$$T_i = 82,27^\circ\text{C} - \left[ 2,55 \frac{\text{KW}}{\text{m}} \cdot \left( 2,33 \times 10^{-2} \frac{\text{m}^\circ\text{C}}{\text{W}} \left| \frac{1000\text{W}}{\text{KW}} \right| \right) \right]$$

$$\boxed{T_i = 23^\circ\text{C}}$$

## 2.7.19. ESPESOR DE PELICULA DE CONDENSADO

REF. Ecuación (33)

Mediante el espesor de película de condensado se puede llegar a determinar el óptimo proceso de simulación y por ende el de diseño, si se cumple la relación  $\partial(L) \ll \frac{D_o'}{2}$ , quiere decir, que el dispositivo cumple con todas las condiciones de condensación y de dimensionamiento para la demanda propuesta.

Fórmula:

$$\partial(L) = \left( \frac{4 k_f u_f (T_{sat} - T_{s_c}) L'}{g \delta_f (\delta_f - \delta_g) h'_{fg}} \right)^{1/4}$$

Datos:

$$L' = 0,9\text{m} \text{ (Ver Anexo 1 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$T_{s_c} = 82,27^\circ\text{C} \text{ (Ver Anexo 1 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$T_{sat} = 105,74^\circ\text{C} \text{ (Ver Anexo 1 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$g = 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$\delta_f = 962,28 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$\delta_g = 0,705 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$k_f = 6,78 \times 10^{-1} \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{K}}$$

$$h'_{fg} = 2,31 \times 10^6 \frac{J}{Kg}$$

$$\mu_f = 2,99 \times 10^{-4} \frac{Ns}{m^2}$$

Solución:

$$\partial(L) = \left( \frac{4 \cdot 6,78 \times 10^{-1} \frac{W}{m^{\circ}K} \cdot 2,99 \times 10^{-4} \frac{Ns}{m^2} \cdot 0,9m \cdot (105,74 - 82,27)^{\circ}K}{9,8 \frac{m}{s^2} \cdot 962,28 \frac{Kg}{m^3} \cdot \left( 962,28 \frac{Kg}{m^3} - 0,705 \frac{Kg}{m^3} \right) \cdot 2,31 \times 10^6 \frac{J}{Kg}} \right)^{1/4}$$

$$\boxed{\partial(L) = 1,69 \times 10^{-4} m}$$

Además con esta relación se justifica el uso de la correlación de placa vertical para cilindro vertical.

## 2.8. EVAPORADOR

A continuación se presentan los cálculos que corresponden al modelo matemático para el evaporador.

### 2.8.1. TEMPERATURA DE EVALUACION PARA PROPIEDADES DE VAPOR DE AGUA SATURADA

REF. Ecuación (12)

Se debe considerar que las propiedades del vapor se evaluarán a la temperatura de película  $T_f$ , que para nuestro caso es la temperatura a la cual se encuentra un manto fino de vapor de agua en un determinado tiempo sobre la superficie exterior del elemento calentador (resistencia), y la densidad del líquido se evaluará a la temperatura de saturación  $T_{sat}$ , que es la temperatura que debe alcanzar el agua de mar para que se produzca el cambio de fase esperado.

*Fórmula:*

$$T_{fe} = \frac{T_{se} + T_{sat}}{2}$$

*Datos:*

$$T_{se} = 258,25^{\circ}\text{C} \text{ (Ver Anexo 2 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$T_{sat} = 105,74^{\circ}\text{C} \text{ (Ver Anexo 1 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

*Solución:*

$$T_{fe} = \frac{258,25^{\circ}\text{C} + 105,74^{\circ}\text{C}}{2}$$

$$\boxed{T_{fe} = 182^{\circ}\text{C}}$$

## 2.8.2. TEMPERATURA DE EXCESO

REF. Figura 19. (Curva típica para agua a 1 atm)

La temperatura de exceso se encarga de comparar el régimen de ebullición que se presenta al momento de producirse la evaporización del agua de mar. Si  $\Delta T_e \geq 120$  (ebullición por película).

*Fórmula:*

$$\Delta T_e = T_{se} - T_{sat}$$

*Datos:*

$$T_{se} = 258,25^{\circ}\text{C} \text{ (Ver Anexo 2 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$T_{sat} = 105,74^{\circ}\text{C} \text{ (Ver Anexo 1 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

*Solución:*

$$\Delta T_e = (258,25 - 105,74) \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\boxed{\Delta T_e = 152,52^\circ\text{C}}$$

### 2.8.3. DENSIDAD RELATIVA DEL AGUA DE MAR

La densidad relativa determina el cociente entre la densidad del agua y la densidad del agua de mar en condiciones normales de presión y temperatura.

*Fórmula:*

$$DR_{fmar} = 1035 \frac{Kg}{m^3} v_f$$

*Datos:*

$$v_f = 1 \times 10^3 \frac{m^3}{Kg}$$

*Solución:*

$$DR_{fmar} = 1035 \frac{Kg}{m^3} \cdot 1 \times 10^{-3} \frac{m^3}{Kg}$$

$$\boxed{DR_{fmar} = 1,038}$$

### 2.8.4. DENSIDAD DEL AGUA DE MAR

La densidad de agua de mar o *densidad absoluta* es la magnitud que expresa la relación entre la masa y el volumen del agua de mar.

Fórmula:

$$\delta_{fmar} = \delta_{H2O} @T_{sat} DR_{fmar}$$

Datos:

$$DR_{fmar} = 1,038$$

$$\delta_{H2O} @T_{sat} = 954,2 \frac{Kg}{m^3}$$

Solución:

$$\delta_{fmar} = 954,2 \frac{Kg}{m^3} \cdot 1,038$$

## 2.8.5. COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCION

REF. Ecuación (16)

Se debe considerar en la práctica el coeficiente de transferencia de calor por convección, ya que el intercambio de calor se produce por intermedio de un fluido, en nuestro caso agua de mar, la cual transporta el calor entre zonas con diferentes temperaturas, puesto que al calentarse aumenta de volumen y, por lo tanto, disminuye su densidad y asciende desplazando el fluido que se encuentra en la parte superior y que está a menor temperatura.

Fórmula:

$$h_{conv} = 0,62 \left[ \frac{k_g^3 \delta_g (\delta_{fmar} - \delta_g) g (h_{fg} + 0,8 C_p g \Delta T_e)}{u_g D \Delta T_e} \right]^{1/4}$$

Datos:

$$D = 8,49 \times 10^{-3} m \text{ (Ver Anexo 2 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$g = 9,8 \frac{m}{s^2}$$

$$\Delta T_e = 152,52^\circ\text{C}$$

$$\delta_g = 5,26 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$\delta_{fmar} = 990,16 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$h_{fg} = 2,69 \times 10^6 \frac{\text{J}}{\text{Kg}}$$

$$Cp_g = 2,61 \times 10^3 \frac{\text{J}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}}$$

$$u_g = 1,5 \times 10^{-5} \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2}$$

*Solución:*

$$h_{conv} = 0,62 \left[ \frac{\left( 3,37 \times 10^{-2} \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{K}} \right)^3 \cdot 5,26 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \cdot \left( 990,16 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} - 5,26 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right) \cdot 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \left( 2,69 \times 10^6 \frac{\text{J}}{\text{Kg}} + 0,8 \cdot 2,61 \times 10^3 \frac{\text{J}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}} \cdot 152,52^\circ\text{K} \right)}{1,5 \times 10^{-5} \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2} \cdot 8,49 \times 10^{-3} \text{m} \cdot 152,52^\circ\text{K}} \right]^{1/4}$$

$$h_{conv} = 459,22 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K}}$$

## 2.8.6. COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR RADIACION

REF. Ecuación (15)

Otro punto de gran importancia es el fenómeno de la radiación, consiste en la propagación de energía en forma de ondas electromagnéticas o partículas subatómicas a través del vacío o de un medio material, de esta manera, a medida que el agua de mar alcanza la temperatura de cambio de fase establecida, se produce un manto fino de vapor de agua sobre la superficie del elemento calentador (resistencia) debido a la temperatura de exceso existente y sobre todo a la temperatura a la cual se encuentra la superficie exterior del elemento calentador (resistencia), dicho manto irradia calor hacia el fluido que se encuentra en la parte superior.



Fórmula:

$$h_{rad} = \frac{\varepsilon \gamma (T_{s_e}^4 - T_{sat}^4)}{T_{s_e} - T_{sat}}$$

Datos:

$$T_{s_e} = 258,25 \text{ °C (Ver Anexo 2 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$T_{sat} = 105,74 \text{ °C (Ver Anexo 1 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$\varepsilon = 8,71 \times 10^{-1}$$

$$\gamma = 5,67 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 \text{ °K}^4}$$

Solución:

$$h_{rad} = \frac{8,71 \times 10^{-1} \cdot 5,67 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 \text{ °K}^4} [(258,25 + 273)^4 - (105,74 + 273)^4] \text{ °K}^4}{[(258,25 + 273) - (105,74 + 273)] \text{ °K}}$$

$$h_{rad} = 19,14 \frac{W}{m^2 \text{ °K}}$$

Suponiendo un coeficiente evaporativo para ebullición por película igual a:

$$\bar{h} = 473,66 \frac{W}{m^2 \text{ °K}} \text{ (Ver Anexo 2 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

## 2.8.7. COEFICIENTE TOTAL DE EVAPORIZACION

REF. Ecuación (13)

A continuación se ha comprobado si el coeficiente evaporativo asumido cumple con las condiciones presentes en función del coeficiente convectivo y de radiación, dicha comparación se la realizo mediante prueba y error en *Crystal Ball*.

Fórmula:

$$\bar{h}^{4/3} = h_{conv}^{4/3} + h_{rad} \bar{h}^{1/3}$$

Datos:

$$h_{conv} = 459,22 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ K}$$

$$h_{rad} = 19,14 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ K}$$

$$\bar{h} = 473,66 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ K}$$

Solución:

$$\left(473,66 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ K}\right)^{4/3} = \left(459,22 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ K}\right)^{4/3} + 19,14 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ K} \left(473,66 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ K}\right)^{1/3}$$

$$3692,28 \left(\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ K}\right)^{4/3} = 3543,03 \left(\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ K}\right)^{4/3} + 149,19 \left(\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ K}\right)^{4/3}$$

$$\boxed{3692,28 \left(\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ K}\right)^{4/3} = 3692,28 \left(\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ K}\right)^{4/3}}$$

## 2.8.8. FLUJO DE CALOR

REF. Ecuación (42)

El flujo de calor explica la cantidad de energía necesaria para evaporar el agua de mar en un determinado tiempo.

Fórmula:

$$qes = \bar{h} \pi D L \Delta T_e$$

Datos:

$$D = 8,49 \times 10^{-3}m \text{ (Ver Anexo 2 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$L = 8,69m \text{ (Ver Anexo 2 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$\Delta T_e = 152,52^\circ\text{C}$$

$$\bar{h} = 473,66 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$$

Solución:

$$q_{es} = 473,66 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K} \cdot \pi \cdot 8,49 \times 10^{-3}m \cdot 8,69m \cdot 152,52^\circ\text{C}$$

$$q_{es} = 16732,15W \left| \frac{KW}{1000W} \right|$$

$$\boxed{q_{es} = 16,73KW}$$

### 2.8.9. FLUJO DE CALOR POR UNIDAD DE LONGITUD

El flujo de calor por unidad de longitud explica la cantidad de energía necesaria para evaporar el agua de mar en un determinado tiempo, en función de la longitud del elemento calentador (resistencia).

Fórmula:

$$qe's = \frac{q_{es}}{L}$$

Datos:

$$q_{es} = 16,73KW$$

$$L = 8,69m \text{ (Ver Anexo 2 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

Solución:

$$qe' s = \frac{16,73KW}{8,69m}$$

$$qe' s = 1,93 \frac{KW}{m}$$

## 2.8.10. FLUJO DE CALOR POR UNIDAD DE AREA

El flujo de calor por unidad de área explica la cantidad de energía necesaria para evaporar el agua de mar en un determinado tiempo, en función del área de transferencia de calor del elemento calentador.

Fórmula:

$$qe'' s = \frac{qes}{\pi D L}$$

Datos:

$$qes = 16,73KW$$

$$L = 8,69m \text{ (Ver Anexo 2 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$D = 8,49 \times 10^{-3}m \text{ (Ver Anexo 2 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

Solución:

$$qe'' s = \frac{16,73KW}{\pi \cdot 8,49 \times 10^{-3}m \cdot 8,69m}$$

$$qe'' s = 72,24 \frac{KW}{m^2}$$

## 2.8.11. FLUJO MASICO DE VAPOR

REF. Ecuación (43)

Mediante un balance energético se puede llegar a determinar el flujo másico de vapor de agua necesario para cumplir con la demanda de agua desalinizada en el condensador.

*Fórmula:*

$$m\dot{v}e = \frac{qes}{h_{fg}}$$

*Datos:*

$$qes = 16,73KW$$

$$h_{fg} = 2,69 \times 10^6 \frac{J}{Kg}$$

*Solución:*

$$m\dot{v}e = \frac{16,73KW}{2,69 \times 10^6 \frac{J}{Kg}}$$

$$m\dot{v}e = 6,23 \times 10^{-6} \frac{KW \quad Kg}{J} \left| \frac{1000J}{s} \right| \left| \frac{KW}{KW} \right|$$

$$\boxed{m\dot{v}e = 6,23 \times 10^{-3} \frac{Kg}{s}}$$

## BALANCE DE MASA

*Consideraciones:*

- Se modelará el sistema como un sistema abierto, es decir, existe transferencia de masa por las fronteras del sistema.

- b. Por ser un sistema abierto no existe acumulación de materia dentro del sistema de análisis.
- c. No existen reacciones químicas que formen diferentes compuestos o derivados dentro del sistema de análisis.
- d. La relación de densidades entre impurezas y agua es de  $\frac{35}{1000}$ .

### 2.8.12. FLUJO MASICO DE AGUA DE MAR

Mediante un balance de materia se ha llegado a determinar el flujo másico de agua de mar necesario para cumplir con la demanda de  $400 \frac{l}{dia}$ , cabe recalcar que el flujo másico de agua de mar necesario debe ser ligeramente mayor al flujo másico de agua desalada debido a las impurezas presentes en el agua de mar.

*Fórmula:*

$$\dot{m}_{ae} = \dot{m}_{ve} + \frac{35 \dot{m}_{ve}}{1000}$$

*Datos:*

$$\dot{m}_{ve} = 6,23 \times 10^{-3} \frac{Kg}{s}$$

*Solución:*

$$\dot{m}_{ae} = 6,23 \times 10^{-3} \frac{Kg}{s} + \frac{35 \cdot 6,23 \times 10^{-3} \frac{Kg}{s}}{1000}$$

$$\boxed{\dot{m}_{ae} = 6,45 \times 10^{-3} \frac{Kg}{s}}$$

## COMPONENTES DE ENTRADA

Los flujos máxicos de cada componente fueron calculados mediante un balance de materia tomando en cuenta las consideraciones anteriormente mencionadas y sobre todo los porcentajes presentes de cada componente en el agua de mar. A continuación se presentan los respectivos balances de materia de los compuestos más representativos del agua de mar.

### 2.8.13. CLORURO DE SODIO

$$NaCl_e = m_{ae} 0,0232$$

$$NaCl_e = 6,45 \times 10^{-3} \frac{Kg}{s} \cdot 0,0232$$

$$NaCl_e = 1,5 \times 10^{-4} \frac{Kg}{s}$$

### 2.8.14. CLORURO DE MAGNESIO

$$MgCl_{2e} = m_{ae} 0,0048$$

$$MgCl_{2e} = 6,45 \times 10^{-3} \frac{Kg}{s} \cdot 0,0048$$

$$MgCl_{2e} = 3,09 \times 10^{-5} \frac{Kg}{s}$$

### 2.8.15. SULFATO NEUTRO DE SODIO

$$Na_2SO_{4e} = m_{ae} 0,0039$$

$$Na_2SO_{4e} = 6,45 \times 10^{-3} \frac{Kg}{s} \cdot 0,0039$$

$$Na_2SO_{4e} = 2,51 \times 10^{-5} \frac{Kg}{s}$$

## 2.2.16. CLORURO DE CALCIO

$$\dot{CaCl}_{2e} = \text{m}ae \ 0,0011$$

$$\dot{CaCl}_{2e} = 6,45 \times 10^{-3} \frac{Kg}{s} \cdot 0,0011$$

$$\boxed{\dot{CaCl}_{2e} = 7,09 \times 10^{-6} \frac{Kg}{s}}$$

## COMPONENTES DE SALIDA

Como una forma de comparación se ha calculado el porcentaje de cada componente luego del proceso de desalinización, en función del residuo total.

## 2.8.17. CLORURO DE SODIO

*Fórmula:*

$$\%NaCl_s = \frac{1000 \dot{NaCl}_e}{35 \text{ m}ve} \times 100\%$$

*Datos:*

$$\dot{NaCl}_e = 1,5 \times 10^{-4} \frac{Kg}{s}$$

*Solución:*

$$\%NaCl_s = \left( \frac{1000 \cdot 1,5 \times 10^{-4} \frac{Kg}{s}}{35 \cdot 6,23 \times 10^{-3} \frac{Kg}{s}} \right) \times 100\%$$

$$\boxed{\%NaCl_s = 68,61\%}$$



### 2.8.18. CLORURO DE MAGNESIO

Fórmula:

$$\%MgCl_{2s} = \frac{1000 MgCl_{2e}}{35 mve} \times 100\%$$

Datos:

$$MgCl_{2e} = 3,09 \times 10^{-5} \frac{Kg}{s}$$

Solución:

$$\%MgCl_{2s} = \left( \frac{1000 \cdot 3,09 \times 10^{-5} \frac{Kg}{s}}{35 \cdot 6,23 \times 10^{-3} \frac{Kg}{s}} \right) \times 100\%$$

$$\boxed{\%MgCl_{2s} = 14,19\%}$$

### 2.8.19. SULFATO NEUTRO DE SODIO

Fórmula:

$$\%Na_2SO_{4s} = \frac{1000 Na_2SO_{4e}}{35 mve} \times 100\%$$

Datos:

$$Na_2SO_{4e} = 2,51 \times 10^{-5} \frac{Kg}{s}$$

Solución:

$$\%Na_2SO_{4s} = \left( \frac{1000 \cdot 2,51 \times 10^{-5} \frac{Kg}{s}}{35 \cdot 6,23 \times 10^{-3} \frac{Kg}{s}} \right) \times 100\%$$

$$\boxed{\%Na_2SO_{4s} = 11,53\%}$$

## 2.8.20. CLORURO DE CALCIO

Fórmula:

$$\%CaCl_{2s} = \frac{1000 CaCl_{2e}}{35 mve} \times 100\%$$

Datos:

$$CaCl_{2e} = 7,09 \times 10^{-6} \frac{Kg}{s}$$

Solución:

$$\%CaCl_{2s} = \left( \frac{1000 \cdot 7,09 \times 10^{-6} \frac{Kg}{s}}{35 \cdot 6,23 \times 10^{-3} \frac{Kg}{s}} \right) \times 100\%$$

$$\boxed{\%CaCl_{2s} = 3,25\%}$$

## CANTIDAD DE COMPONENTES A LA SALIDA

A continuación se determinara que cantidad de masa se obtiene luego del proceso de desalinización en función del tiempo de operación.

Datos generales:

$$t = 17h \text{ (Ver Anexo 1 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$w = 2,18 \times 10^{-4} \frac{Kg}{s}$$

## 2.8.21. CLORURO DE SODIO

Fórmula:

$$NaCl = \%NaCl \cdot w \cdot t$$

Datos:

$$\%NaCl = 0,6861$$

*Solución:*

$$NaCl = \%NaCl \cdot 2,18 \times 10^{-4} \frac{Kg}{s} \cdot 17h$$

$$NaCl = 2,56 \times 10^{-3} \frac{Kg h}{s} \cdot \left| \frac{3600 s}{h} \right|$$

$$\boxed{NaCl = 9,23Kg}$$

## 2.8.22. CLORURO DE MAGNESIO

*Fórmula:*

$$MgCl_2 = \%MgCl_2 \cdot w \cdot t$$

*Datos:*

$$\%MgCl_2 = 0,1419$$

*Solución:*

$$MgCl_2 = 0,1419 \cdot 2,18 \times 10^{-4} \frac{Kg}{s} \cdot 17h$$

$$MgCl_2 = 5,30 \times 10^{-4} \frac{Kg h}{s} \cdot \left| \frac{3600 s}{h} \right|$$

$$\boxed{MgCl_2 = 1,91Kg}$$

## 2.8.23. SULFATO NEUTRO DE SODIO

*Fórmula:*

$$Na_2SO_4 = \%Na_2SO_4 \cdot w \cdot t$$

Datos:

$$\%Na_2SO_4 = 0,1153$$

Solución:

$$Na_2SO_4 = 0,1153 \cdot 2,18 \times 10^{-4} \frac{Kg}{s} \cdot 17h$$

$$Na_2SO_4 = 4,31 \times 10^{-4} \frac{Kg h}{s} \cdot \left| \frac{3600 s}{h} \right|$$

$$\boxed{Na_2SO_4 = 1,55Kg}$$

#### 2.8.24. CLORURO DE CALCIO

Fórmula:

$$CaCl_2 = \%CaCl_2 \cdot w \cdot t$$

Datos:

$$CaCl_2 = 0,0325$$

Solución:

$$CaCl_2 = 0,0325 \cdot 2,18 \times 10^{-4} \frac{Kg}{s} \cdot 17h$$

$$CaCl_2 = 1,22 \times 10^{-4} \frac{Kg h}{s} \cdot \left| \frac{3600 s}{h} \right|$$

$$\boxed{CaCl_2 = 4,38 \times 10^{-1} Kg}$$

## 2.8.25. CAUDAL DE AGUA DE MAR

Como se explico anteriormente el flujo másico de agua de mar es ligeramente mayor al flujo másico de agua desalinizada, por ende, el caudal necesario de agua de mar cumple la misma condición, es decir, el caudal de agua desalinizada es menor al caudal necesario de agua de mar.

*Fórmula:*

$$Q_{ae} = \frac{\dot{m}_{ae}}{\delta_f} t$$

*Datos:*

$$t = 17h \text{ (Ver Anexo 1 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$\dot{m}_{ae} = 6,45 \times 10^{-3} \frac{Kg}{s}$$

$$\delta_f = 990,16 \frac{Kg}{m^3}$$

*Solución:*

$$Q_{ae} = \frac{6,45 \times 10^{-3} \frac{Kg}{s}}{990,16 \frac{Kg}{m^3}} \cdot 17h$$

$$Q_{ae} = 1,12 \times 10^{-4} \frac{m^3 h}{s} \cdot \left| \frac{1000 l}{m^3} \right| \cdot \left| \frac{3600 s}{h} \right|$$

$$\boxed{Q_{ae} = 401,74 \frac{l}{dia}}$$

## 2.9. TANQUE CONDENSADOR

A continuación presentamos los cálculos para en diseño del tanque del condensador.

### 2.9.1. CAUDAL DE AGUA DE MAR

Se ha determinado el caudal de agua de mar que circulara dentro del tubo interior del dispositivo condensador, tomando en cuenta el diámetro interior del tubo y la velocidad del fluido.

*Fórmula:*

$$Q_{am} = \frac{V_{fr} \pi D_i'^2}{4}$$

*Datos:*

$$V_{fr} = 8,8 \times 10^{-1} \frac{m}{s} \text{ (Ver Anexo 3 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$D_i' = 2,72 \times 10^{-2} m \text{ (Ver Anexo 1 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

*Solución:*

$$Q_{am} = \frac{8,8 \times 10^{-1} \frac{m}{s} \cdot \pi (2,72 \times 10^{-2} m)^2}{4}$$

$$Q_{am} = 5,11 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s} \cdot \left| \frac{1000l}{m^3} \right| \cdot \left| \frac{3600s}{h} \right|$$

$$Q_{am} = 1840,64 \frac{l}{h}$$

## 2.9.2. FLUJO MASICO DE AGUA DE MAR

Una vez obtenido el caudal de agua de mar que se necesita para cumplir con la demanda de transferencia de calor dentro del dispositivo condensador, se puede haber determinado la cantidad de masa que circula por el interior del tubo en un determinado tiempo.

*Fórmula:*

$$\dot{m}_{am} = Q_{am} \delta_{fmar} @T_{amb}$$

*Datos:*

$$Q_{am} = 1840,64 \frac{l}{h}$$

$$\delta_{fmar} @T_{amb} = 1035 \frac{Kg}{m^3}$$

*Solución:*

$$\dot{m}_{am} = 1840,64 \frac{l}{h} \cdot 1035 \frac{Kg}{m^3}$$

$$\boxed{\dot{m}_{am} = 5,29 \times 10^{-1} \frac{Kg}{s}}$$

*A continuación se ha modelado el sistema de condensación como un intercambiador de calor a contra flujo, puesto que este brinda un mejor rendimiento en cuanto a transferencia de calor se refiere. Por lo tanto se tiene:*

- a.  $T_{vi} > T_{vo}$
- b.  $T_{amo} > T_{ami}$
- c.  $T_{vo} > T_{ami}$
- d.  $T_{vi} > T_{amo}$

e.  $T_{vo} > T_{amo}$

f.  $T_{vi} > T_{ami}$

### 2.9.3. TEMPERATURA DE SALIDA DEL AGUA DE MAR

Mediante la utilización de la ecuación general de la energía, se ha llegado a determinar la temperatura de salida del agua de mar.

*Fórmula:*

$$T_{amo} = \frac{qcs}{\dot{m}am \cdot Cp_{fmar} @T_{amb}} + T_{ami}$$

*Datos:*

$$qcs = 14,42KW$$

$$\dot{m}am = 5,29 \times 10^{-1} \frac{Kg}{s}$$

$$Cp_{fmar} @T_{amb} = 3,87 \frac{KJ}{Kg \text{ } ^\circ C}$$

$$T_{ami} = 23^\circ C$$

*Solución:*

$$T_{amo} = \frac{14,42KW}{5,29 \times 10^{-1} \frac{Kg}{s} \cdot 3,87 \frac{KJ}{Kg \text{ } ^\circ C}} + 23^\circ C$$

$$\boxed{T_{amo} = 30^\circ C}$$

### 2.9.4. COEFICIENTE DE CONVECCION CORREGIDO

REF. Ecuación (112)



El coeficiente de convección corregido explica la cantidad de energía liberada para que se produzca la condensación del vapor de agua en función de las dimensiones del anulo y del tubo interior en el dispositivo condensador.

*Fórmula:*

$$h_{Lio} = \bar{h}_L \left( \frac{D_i'}{D_o'} \right)$$

*Datos:*

$$D_o' = 3,27 \times 10^{-2} m \text{ (Ver Anexo 1 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$D_i' = 2,72 \times 10^{-2} m \text{ (Ver Anexo 1 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$\bar{h}_L = 6,65 \frac{KW}{m^2 \text{ } ^\circ K}$$

*Solución:*

$$h_{Lio} = 6,65 \frac{KW}{m^2 \text{ } ^\circ K} \cdot \left( \frac{2,72 \times 10^{-2} m}{3,27 \times 10^{-2} m} \right)$$

$$h_{Lio} = 5,54 \frac{KW}{m^2 \text{ } ^\circ K}$$

## 2.9.5. COEFICIENTE TOTAL LIMPIO

**REF. Ecuación (114)**

El coeficiente total limpio explica la cantidad de energía que se transmite en una determinada área de transferencia de calor libre de incrustaciones en función del diferencial de temperaturas existente en el proceso para cumplir con el intercambio de calor requerido.

*Fórmula:*

$$U_c = \frac{h_{Lio} \bar{h}_L}{h_{Lio} + \bar{h}_L}$$

*Datos:*

$$h_{Lio} = 5,54 \frac{KW}{m^2 \text{ } ^\circ K}$$

$$\bar{h}_L = 6,65 \frac{KW}{m^2 \text{ } ^\circ K}$$

*Solución:*

$$U_c = \frac{5,54 \frac{KW}{m^2 \text{ } ^\circ K} \cdot 6,65 \frac{KW}{m^2 \text{ } ^\circ K}}{5,54 \frac{KW}{m^2 \text{ } ^\circ K} + 6,65 \frac{KW}{m^2 \text{ } ^\circ K}}$$

$$U_c = 3,02 \frac{KW}{m^2 \text{ } ^\circ K}$$

## 2.9.6. COEFICIENTE DE DISEÑO

**REF. Ecuación (117)**

El coeficiente de diseño explica la cantidad de energía que se transfiere en una determinada área de transferencia de calor luego de haberse producido incrustaciones en función del diferencial de temperaturas existente en el proceso para cumplir con el intercambio de calor requerido.

*Fórmula:*

$$U_D = \frac{1}{\frac{1}{U_c} + R_f}$$

*Datos:*

$$U_c = 3,02 \frac{KW}{m^2 \text{ } ^\circ K}$$

$$R_f = 1 \times 10^{-1} \frac{m^2 \cdot ^\circ K}{KW}$$

Solución:

$$U_D = \frac{1}{\frac{1}{3,02 \frac{KW}{m^2 \cdot ^\circ K}} + 1 \times 10^{-1} \frac{m^2 \cdot ^\circ K}{KW}}$$

$$\boxed{U_D = 2,32 \frac{KW}{m^2 \cdot ^\circ K}}$$

## 2.9.7. DIFERENCIAL DE TEMPERATURAS

REF. Ecuación (119)

Fórmula:

$$A_{tem} = \frac{(T_{vi} - T_{amo}) - (T_{vo} - T_{ami})}{2,3 \log \left( \frac{T_{vi} - T_{amo}}{T_{vo} - T_{ami}} \right)}$$

Datos:

$$T_{vo} = 41,63^\circ C \text{ (Ver Anexo 3 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$T_{vi} = 105,74^\circ C$$

$$T_{ami} = 23^\circ C$$

$$T_{amo} = 30^\circ C$$

Solución:

$$A_{tem} = \frac{(105,74 - 30)^\circ C - (41,63 - 23)^\circ C}{2,3 \cdot \log \left( \frac{(105,74 - 30)^\circ C}{(41,63 - 23)^\circ C} \right)}$$

$$\boxed{A_{tem} = 40,76^\circ C}$$

## 2.9.8. SUPERFICIE REQUERIDA

REF. Ecuación (120)

La superficie requerida explica la mínima área necesaria para que se produzca el intercambio de calor que se debe cumplir mediante las condiciones de condensación establecidas.

*Fórmula:*

$$A_{re} = \frac{q_{es}}{U_D A_{tem}}$$

*Datos:*

$$q_{es} = 14,42KW$$

$$U_D = 2,32 \frac{KW}{m^2 \cdot ^\circ K}$$

$$A_{tem} = 40,76^\circ C$$

*Solución:*

$$A_{re} = \frac{14,42KW}{2,32 \frac{KW}{m^2 \cdot ^\circ K} \cdot 40,76^\circ C}$$

$$\boxed{A_{re} = 0,15m^2}$$

## 2.9.9. LONGITUD REQUERIDA

REF. Ecuación (121)

La longitud requerida explica la mínima longitud necesaria para que se produzca el intercambio de calor que se debe cumplir mediante las condiciones de condensación establecidas.

*Fórmula:*

$$L_{re} = \frac{A_{re}}{a_m}$$

Datos:

$$A_{re} = 0,15m^2$$

$$a_m = 1,90 \times 10^{-1} \frac{m^2}{m}$$

Solución:

$$L_{re} = \frac{0,15m^2}{1,90 \times 10^{-1} \frac{m^2}{m}}$$

$$\boxed{L_{re} = 0,8 m}$$

## 2.9.10. NUMERO DE TUBOS

REF. Ecuación (122)

A continuación se ha determinado la cantidad de tubos necesarios para cumplir con la demanda de condensación.

Fórmula:

$$N_t = \frac{L_{re}}{L'}$$

Datos:

$$L' = 0,9 m \text{ (Ver Anexo 1 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$L_{re} = 0,8 m$$

Solución:

$$N_t = \frac{0,8 m}{0,9 m}$$

$$\boxed{N_t = 0,89 \approx 1 tubo}$$

### 2.9.11. NUMERO DE HORQUILLAS

REF. Ecuación (123)

Una vez que se ha determinado el número de tubos necesarios para el proceso de condensación se ha calculado la cantidad de horquillas necesarias para la unión de los tubos, cabe recalcar que si el número de tubos calculados es igual a uno el número de horquillas es cero, puesto que no existe la necesidad de unir tubería en forma de  $U$ .

*Fórmula:*

$$N_o = \frac{N_t}{2}$$

*Datos:*

$$N_t = 1$$

*Solución:*

$$N_o = \frac{1}{2}$$

$N_o = 0,5 \rightarrow$  no son necesarias las horquillas para el sistema de estudio.

### 2.9.12. SUPERFICIE SUMINISTRADA

REF. Ecuación (124)

La superficie suministrada expresa la relación existente entre el número de tubos, la superficie del tubo por metro lineal y la longitud del cambiador de calor.

*Fórmula:*

$$A_s = N_t a_m L'$$

Datos:

$$L' = 0,9 \text{ m (Ver Anexo 1 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$N_t = 1$$

$$a_m = 1,90 \times 10^{-1} \frac{\text{m}^2}{\text{m}}$$

Solución:

$$A_s = 1 \cdot 1,90 \times 10^{-1} \frac{\text{m}^2}{\text{m}} \cdot 0,9 \text{ m}$$

$$\boxed{A_s = 0,17\text{m}^2}$$

### 2.9.13. COEFICIENTE DE DISEÑO CORREGIDO

REF. Ecuación (125)

Como se explico anteriormente es importante corregir los coeficientes de diseño en función de las características de transferencia de calor, el área suministrada y el diferencial de temperaturas presente en un cambista de calor de doble tubo.

Fórmula:

$$U_{dc} = \frac{qes}{A_s A_{tem}}$$

Datos:

$$qes = 14,42\text{KW}$$

$$A_s = 0,17\text{m}^2$$

$$A_{tem} = 40,76^\circ\text{C}$$

Solución:

$$U_{dc} = \frac{14,42KW}{0,17m^2 \cdot 40,76^{\circ}C}$$

$$U_{dc} = 2,07 \frac{KW}{m^2 \cdot ^{\circ}K}$$

## 2.9.14. FACTOR DE IMPUREZAS CORREGIDO

REF. Ecuación (118)

Como una forma de comparación se ha determinado el factor de impurezas corregido, el cual debe cumplir con la siguiente condición:

Si  $R_{fc} \gg R_f \rightarrow OK$

Fórmula:

$$R_{fc} = \frac{U_c - U_{dc}}{U_c U_{dc}}$$

Datos:

$$U_c = 3,02 \frac{KW}{m^2 \cdot ^{\circ}K}$$

$$U_{dc} = 2,07 \frac{KW}{m^2 \cdot ^{\circ}K}$$

Solución:

$$R_{fc} = \frac{(3,02 - 2,07) \frac{KW}{m^2 \cdot ^{\circ}K}}{(3,02 \cdot 2,07) \left(\frac{KW}{m^2 \cdot ^{\circ}K}\right)^2}$$

$$R_{fc} = 1,52 \times 10^{-1} \frac{m^2 \cdot ^{\circ}K}{KW}$$



### 2.9.15. RAZON DE CAPACIDAD CALORIFICA DE VAPOR

La razón de capacidad calorífica de vapor explica el producto existente entre el calor específico del fluido caliente (vapor de agua) a presión constante y el flujo másico de dicho fluido.

*Fórmula:*

$$C_h = C_{p_v} \dot{m}_{vc}$$

*Datos:*

$$C_{p_v} = 2,05 \frac{KJ}{Kg \text{ } ^\circ K}$$

$$\dot{m}_{vc} = 6,24 \times 10^{-3} \frac{Kg}{s}$$

*Solución:*

$$C_h = 2,05 \frac{KJ}{Kg \text{ } ^\circ K} \cdot 6,24 \times 10^{-3} \frac{Kg}{s}$$

$$C_h = 0,01 \frac{KW}{^\circ K}$$

### 2.9.16. RAZON DE CAPACIDAD CALORIFICA DE AGUA DE MAR

La razón de capacidad calorífica de agua de mar explica el producto existente entre el calor específico del fluido frío (agua de mar) a presión constante y el flujo másico de dicho fluido.

*Fórmula:*

$$C_c = C_{p_{fmar}} @T_{amb} \dot{m}_{am}$$

Datos:

$$\dot{m}_{\text{am}} = 5,29 \times 10^{-1} \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

$$C_{p_{f_{\text{mar}}}} @ T_{\text{amb}} = 3,87 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg } ^\circ\text{C}}$$

Solución:

$$C_c = 3,87 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg } ^\circ\text{C}} \cdot 5,29 \times 10^{-1} \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

$$C_c = 2,05 \frac{\text{KW}}{^\circ\text{K}}$$

Como  $C_c \gg C_h$ , se cumplen las consideraciones para un intercambiador de calor a contra flujo.

## 2.9.17. EFICIENCIA DEL CONDENSADOR

A continuación se ha determinado la eficiencia térmica del dispositivo condensador, según B. V.

Karlekar la eficiencia térmica de un dispositivo condensador está comprendida entre 75 – 80%.

Fórmula:

$$\epsilon_{fc} = \frac{T_{vi} - T_{vo}}{T_{vi} - T_{ami}} \cdot 100\%$$

Datos:

$$T_{vi} = 105,74^\circ\text{C}$$

$$T_{vo} = 41,63^\circ\text{C}$$

$$T_{ami} = 23^\circ\text{C}$$

Solución:

$$\epsilon_{fc} = \frac{(105,74 - 41,63)^{\circ}\text{C}}{(105,74 - 23)^{\circ}\text{C}} \cdot 100\%$$

$$\boxed{\epsilon_{fc} = 77,5\%}$$

## 2.10. TANQUE EVAPORADOR

A continuación presentamos los cálculos para el diseño del tanque que corresponde al evaporador.

### 2. 10.1. DIAMETRO NORMAL DEL CALENTADOR

Llamaremos calentador a toda la resistencia previamente desarrollada cuyo diámetro normal está comprendido entre los límites del diámetro interior del tanque evaporador.

*Fórmula:*

$$Dn_c = Dt_c - D$$

*Datos:*

$$D = 8,49 \times 10^{-3}m \text{ (Ver Anexo 2 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$Dt_c = 0,15m$$

*Solución:*

$$Dn_c = 0,15m - 8,49 \times 10^{-3}m$$

$$\boxed{Dn_c = 1,42 \times 10^{-1}m}$$

## 2. 10.2. PASO DEL ELEMENTO CALENTADOR

El paso del elemento calentador representa la medida existente entre el centro de dos envolventes pertenecientes al desarrollo del elemento calentador.

*Fórmula:*

$$P_c = \tan\left(\frac{\alpha \pi}{180}\right) \cdot Dn_c \pi$$

*Datos:*

$$\alpha = 5^\circ$$

$$Dn_c = 1,42 \times 10^{-1}m$$

*Solución:*

$$P_c = \tan\left(\frac{5^\circ \cdot \pi}{180}\right) \cdot 1,42 \times 10^{-1}m \cdot \pi$$

$$\boxed{P_c = 3,89 \times 10^{-2}m}$$

## 2. 10.3. DESARROLLO DEL ELEMENTO CALENTADOR

*Fórmula:*

$$R_c = \sqrt{P_c^2 + (Dn_c \pi)^2}$$

*Datos:*

$$P_c = 3,89 \times 10^{-2}m$$

$$Dn_c = 1,42 \times 10^{-1}m$$

*Solución:*

$$R_c = \sqrt{(3,89 \times 10^{-2}m)^2 + (1,42 \times 10^{-1}m \cdot \pi)^2}$$

$$\boxed{R_c = 4,46 \times 10^{-1}m}$$

## 2. 10.4. NUMERO DE ESPIRAS DEL ELEMENTO CALENTADOR

El número de espiras explica la cantidad de envolventes que se deben desarrollar según la longitud del elemento calentador para que cumpla con las limitaciones de frontera dentro del tanque del evaporador.

*Fórmula:*

$$n_c = \frac{L}{R_c}$$

*Datos:*

$$L = 8,69 \text{ m (Ver Anexo 2 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$R_c = 4,46 \times 10^{-1} \text{ m}$$

*Solución:*

$$n_c = \frac{8,69 \text{ m}}{4,46 \times 10^{-1} \text{ m}}$$

$$\boxed{n_c = 19,46}$$

## 2. 10.5. LONGITUD DEL CALENTADOR

La longitud del calentador explica la dimensión que debe poseer el elemento calentador para cumplir con las condiciones de frontera dentro del tanque del evaporador.

*Fórmula:*

$$L_c = P_c n_c$$

*Datos:*

$$n_c = 19,46$$

$$P_c = 3,89 \times 10^{-2} \text{ m}$$

*Solución:*

$$L_c = 3,89 \times 10^{-2}m \cdot 19,46$$

$$\boxed{L_c = 0,76m}$$

## **2. 10.6. DIAMETRO INTERIOR DEL TANQUE**

El diámetro interior del tanque explica la mínima dimensión posible para cumplir con los límites de frontera establecidos por el diseño del dispositivo.

*Fórmula:*

$$DT_i = Dt_c + (2 \cdot x)$$

*Datos:*

$$Dt_c = 0,15m$$

$$x = 0,03m$$

*Solución:*

$$DT_i = 0,15m + (2 \cdot 0,03m)$$

$$\boxed{DT_i = 0,21m}$$

## **2. 10.7. AREA TRANSVERSAL DEL TANQUE**

A continuación se ha determinado el área transversal del tanque evaporador considerando las respectivas limitaciones para el diseño del dispositivo.

*Fórmula:*

$$AT = \frac{DT_i^2 \pi}{4}$$

*Datos:*

$$DT_i = 0,21m$$

*Solución:*

$$AT = \frac{(0,21m)^2 \pi}{4}$$

$$\boxed{AT = 0,03m^2}$$

## **2. 10.8. NIVEL DE AGUA DE MAR**

El nivel de agua de mar explica el límite superior al cual asciende el fluido para accionar el sensor de nivel mediante el cual se controlara la presencia de agua dentro del evaporador para evitar la fundición del elemento calentador por exceso de temperatura.

*Fórmula:*

$$N_m = L_c + x_1 + x_2$$

*Datos:*

$$L_c = 0,76m$$

$$x_1 = 0,06m$$

$$x_2 = 0,01m$$

*Solución:*

$$N_m = (0,76 + 0,06 + 0,01)m$$

$$\boxed{N_m = 0,83m}$$

## 2. 10.9. VELOCIDAD DE PÉRDIDA DE AGUA

La velocidad de pérdida de agua explica la velocidad a la cual se evapora agua de mar dentro del dispositivo de evaporación.

*Fórmula:*

$$V_a = \frac{m\dot{v}e}{\delta_{fmar} @T_{sat} AT}$$

*Datos:*

$$m\dot{v}e = 6,23 \times 10^{-3} \frac{Kg}{s}$$

$$\delta_{fmar} @T_{sat} = 990,16 \frac{Kg}{m^3}$$

$$AT = 0,03m^2$$

*Solución:*

$$V_a = \frac{6,23 \times 10^{-3} \frac{Kg}{s}}{990,16 \frac{Kg}{m^3} \cdot 0,03m^2}$$

$$\boxed{V_a = 1,82 \times 10^{-4} \frac{m}{s}}$$



## 2. 10.10. TIEMPO DE CONSUMO DE LA COLUMNA $x_1$

A continuación se ha determinado el tiempo que lleva en consumirse la cantidad de agua de mar presente en la columna  $x_1$ .

*Fórmula:*

$$tx_1 = \frac{x_1}{V_a}$$

*Datos:*

$$V_a = 1,82 \times 10^{-4} \frac{m}{s}$$

$$x_1 = 0,06m$$

*Solución:*

$$tx_1 = \frac{0,06m}{1,82 \times 10^{-4} \frac{m}{s}}$$

$$tx_1 = 3,3 \times 10^2 s \cdot \left| \frac{1min}{60s} \right|$$

$$\boxed{tx_1 = 5,51 min}$$

## 2. 10.11. VELOCIDAD DE GENERACION DE SAL

Para efectos de automatización se ha determinado la velocidad a la cual se genera sal para de esta manera determinar en qué tiempo se puede realizar el purgado de sal presente dentro del evaporador mediante la utilización de una válvula solenoide. Cabe recalcar que dicha velocidad debe igualarse a la velocidad de pérdida de agua.

Fórmula:

$$V_s = \frac{W}{\delta_w AT}$$

Datos:

$$W = 2,81 \times 10^{-4} \frac{Kg}{s}$$

$$\delta_w = 35 \frac{Kg}{m^3}$$

$$AT = 0,03m^2$$

Solución:

$$V_s = \frac{2,81 \times 10^{-4} \frac{Kg}{s}}{35 \frac{Kg}{m^3} \cdot 0,03m^2}$$

$$V_s = 1,8 \times 10^{-4} \frac{m}{s}$$

## 2. 10.12. TIEMPO DE LLENADO DE SAL

Una vez determinada la velocidad de generación de sal se ha llegado a obtener el tiempo que representa la acumulación de sal en la parte inferior del tanque del evaporador, este tiempo servirá para setear la válvula solenoide en el PLC para cumplir con las condiciones de automatización.

Fórmula:

$$tx_2 = \frac{\left[ (N_s AT) + \left( \frac{\pi DT_i^3}{12} \right) \right] \delta_w}{W}$$

Datos:

$$N_s = 0,24m \text{ (Ver Anexo 4 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$W = 2,81 \times 10^{-4} \frac{Kg}{s}$$

$$\delta_w = 35 \frac{Kg}{m^3}$$

$$AT = 0,03m^2$$

$$DT_i = 0,21m$$

Solución:

$$tx_2 = \frac{\left[ (0,24m \cdot 0,03m^2) + \left( \frac{\pi (0,21m)^3}{12} \right) \right] 35 \frac{Kg}{m^3}}{2,81 \times 10^{-4} \frac{Kg}{s}}$$

$$tx_2 = 1724,68 s \cdot \left| \frac{1min}{60 s} \right|$$

$$\boxed{tx_2 = 28,74min}$$

## 2. 10.13. NUMERO DE DESCARGAS DE SAL

A continuación se ha determinado el número de descargas de sal que se llevaran a cabo dentro del tiempo de producción.

Fórmula:

$$Nd_s = \frac{t}{tx_2}$$

Datos:

$$t = 17h \text{ (Ver Anexo 1 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$tx_2 = 28,74min$$

Solución:

$$Nd_s = \frac{17h}{28,74min}$$

$$Nd_s = 0,596 \frac{h}{min} \cdot \left| \frac{60min}{1h} \right|$$

$$\boxed{Nd_s = 35,76 \approx 36}$$

## 2. 10.14. LONGITUD INTERIOR TOTAL DEL TANQUE

La longitud interior del tanque no es más que la sumatoria de todos los niveles: agua de mar, sal, vapor, columna de agua  $x_1$ , columna de agua  $x_2$  y los radios de las tapas tanto superior como inferior.

*Fórmula:*

$$LT_e = N_m + N_s + N_v + DT_i + x_1 + x_2$$

*Datos:*

$$N_s = 0,24m \text{ (Ver Anexo 4 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$N_m = 0,83m$$

$$x_1 = 0,06m$$

$$x_2 = 0,01m$$

$$DT_i = 0,21m$$

$$N_v = 0,04m$$

*Solución:*

$$LT_e = (0,83 + 0,24 + 0,04 + 0,21 + 0,06 + 0,01)m$$

$$\boxed{LT_e = 1,39m}$$

## 2. 10.15. PRESION DE TRABAJO

La presión de trabajo explica la presión interna a la cual va a estar sometido el tanque del dispositivo evaporador.

*Fórmula:*

$$P_t = P_{vg} + \gamma_{H_2O} \cdot DR_{fmar} \left( N_m + N_s + \frac{DT_i}{2} \right)$$

*Datos:*

$$N_m = 0,83m$$

$$P_{vg} = 19,5 \frac{KN}{m^2}$$

$$\gamma_{H_2O} = 9,806 \frac{KN}{m^3}$$

$$DR_{fmar} = 1,038$$

$$N_s = 0,24m \text{ (Ver Anexo 4 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$DT_i = 0,21m$$

*Solución:*

$$P_t = 19,5 \frac{KN}{m^2} + 9,806 \frac{KN}{m^3} \cdot 1,038 \left( 0,83 + 0,24 + \frac{0,21}{2} \right) m$$

$$\boxed{P_t = 31,42 \text{ KPa}}$$

## 2. 10.16. PRESION DE DISEÑO

Para efectos de diseño la presión de trabajo debe aumentar en un 10%, lo cual garantiza mayor confiabilidad al momento de determinar el espesor de lamina necesario para cumplir con los requerimientos del proceso, a esto se lo conoce como presión de diseño.

*Fórmula:*

$$P_d + 10\% = P_t + (0,1 P_t)$$

*Datos:*

$$P_t = 31,42 \text{ KPa}$$

*Solución:*

$$P_d + 10\% = 31,42 \text{ KPa} + (0,1 \cdot 31,42 \text{ KPa})$$

$$P_d + 10\% = 34,562 \text{ KPa} \cdot \left| \frac{1 \text{ MPa}}{1000 \text{ KPa}} \right|$$

$$\boxed{P_d + 10\% = 0,03 \text{ MPa}}$$

## 2. 10.17. PRESION DE DISEÑO NORMALIZADA

Según los diseñadores de tanques sometidos a presión interna, la presión mínima a la cual debe ser diseñado un tanque es de:

$$P_{dN} = 30 \text{ Kpsi} \approx 0,21 \text{ MPa}$$

Para efectos de cálculo recomiendan utilizar la mayor presión existente entre la presión de diseño calculada  $P_d + 10\%$  y la presión de diseño normalizada  $P_{dN}$ . Por lo tanto, se tiene:

$$P_d + 10\% < P_{dN}$$

$$P_d = P_{dN} = 0,21 \text{ MPa}$$

## 2. 10.18. ESPESOR DE DISEÑO DEL CUERPO

REF. Ecuación (126)

Una vez determinada la presión de diseño se procede a calcular el espesor de diseño del cuerpo del tanque evaporador en función del tipo de material y de la eficiencia de la junta soldada.

*Fórmula:*

$$t_{dc} = \frac{P_d \frac{DT_i}{2}}{(S_c E_j) - (0,6 P_d)}$$

*Datos:*

$$P_d = 0,21 \text{ MPa}$$

$$DT_i = 0,21 \text{ m}$$

$$S_c = 95,15 \text{ MPa}$$

$$E_j = 0,85$$

*Solución:*

$$t_{dc} = \frac{0,21 \text{ MPa} \cdot \frac{0,21 \text{ m}}{2}}{(95,15 \text{ MPa} \cdot 0,85) - (0,6 \cdot 0,21 \text{ MPa})}$$

$$t_{dc} = 2,69 \times 10^{-4} \text{ m}$$

## 2. 10.19. ESPESOR DE DISEÑO DE LA TAPA

REF. Ecuación (128)

De igual manera se determina el espesor de diseño de la tapa del evaporador, según la siguiente ecuación.

Fórmula:

$$t_{dt} = \frac{P_d \frac{DT_i}{2}}{(2 S_t E_j) - (0,2 P_d)}$$

Datos:

$$P_d = 0,21 \text{ MPa}$$

$$DT_i = 0,21 \text{ m}$$

$$S_t = 120,66 \text{ MPa}$$

$$E_j = 0,85$$

Solución:

$$t_{dt} = \frac{0,21 \text{ MPa} \cdot \frac{0,21 \text{ m}}{2}}{(2 \cdot 120,66 \text{ MPa} \cdot 0,85) - (0,2 \cdot 0,21 \text{ MPa})}$$

$$t_{dt} = 1,06 \times 10^{-4} \text{ m}$$

## 2. 10.20. ESPESOR DE PARED DEL CUERPO

REF. Ecuación (126)

Una vez obtenido el espesor de pared de diseño se ha llegado a determinar el espesor de pared del cuerpo tomando en cuenta la constante de corrosión  $C$ , en función de las siguientes relaciones:

$$\text{Si } t_d < 1/4 \text{ " entonces } C = 1/6 \text{ "}$$

$$\text{Si } t_d > 1/4 \text{ " entonces } C = 1/16 \text{ "}$$

Fórmula:

$$t_{pc} = t_{dc} + C$$



Datos:

$$t_{dc} = 2,69 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$$C = \frac{1}{6} \text{ in}$$

Solución:

$$t_{pc} = 2,69 \times 10^{-4} \text{ m} + \frac{1}{6} \text{ in} \cdot \left| \frac{1 \text{ m}}{39,37 \text{ in}} \right|$$

$$t_{pc} = 4,59 \times 10^{-3} \text{ m}$$

## 2. 10.21. ESPESOR DE PARED DE LA TAPA

REF. Ecuación (128)

Una vez obtenido el espesor de pared de diseño se ha llegado a determinar el espesor de pared de la tapa tomando en cuenta la constante de corrosión  $C$ , en función de las siguientes relaciones:

$$\text{Si } t_d < 1/4 \text{ " entonces } C = 1/6 \text{ "}$$

$$\text{Si } t_d > 1/4 \text{ " entonces } C = 1/16 \text{ "}$$

Fórmula:

$$t_{pt} = t_{dt} + C$$

Datos:

$$t_{dt} = 1,06 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$$C = \frac{1}{6} \text{ in}$$

*Solución:*

$$t_{pt} = 1,06 \times 10^{-4} m + \frac{1}{6} in \cdot \left| \frac{1m}{39,37 in} \right|$$

$$\boxed{t_{pt} = 4,42 \times 10^{-3} m}$$

## 2. 10.22. ESPESOR DE PARED

Para el espesor de pared se considerara el espesor máximo entre el espesor de pared del cuerpo y el espesor de pared de la tapa.

$$t_c = t_{max} = t_{pc} = 4,60 \times 10^{-3} m$$

## 2. 10.23. LONGITUD EXTERIOR TOTAL DEL TANQUE

La longitud exterior del tanque se ha determinado sumando la longitud interior del tanque más dos espesores de pared.

*Fórmula:*

$$LT = LT_e + 2 t_c$$

*Datos:*

$$LT_e = 1,39m$$

$$t_c = 4,6mm$$

*Solución:*

$$LT = 1,39m + \left[ 2 (4,6mm) \cdot \left| \frac{1m}{1000mm} \right| \right]$$

$$\boxed{LT = 1,4m}$$

## 2. 10.24. PRESION PERMISIBLE EN EL CUERPO

REF. Ecuación (127)

La presión permisible en el cuerpo determina la máxima presión admisible que debe existir dentro del cuerpo del evaporador en función del tipo de material y del tipo de junta soldada.

*Fórmula:*

$$[P_c] = \frac{S_c E_j t_c}{\frac{DT_i}{2} + (0,2 t_c)}$$

*Datos:*

$$DT_i = 0,21m$$

$$E_j = 0,85$$

$$t_c = 4,60 \times 10^{-3} m$$

$$S_c = 95,15 MPa$$

*Solución:*

$$[P_c] = \frac{95,15 \cdot 0,85E \cdot 4,60 \times 10^{-3} m}{\frac{0,21m}{2} + (0,2 \cdot 4,60 \times 10^{-3} m)}$$

$$\boxed{[P_c] = 3,45 MPa}$$

## 2. 10.25. PRESION PERMISIBLE EN LA TAPA

REF. Ecuación (129)

La presión permisible en la tapa determina la máxima presión admisible que debe existir dentro del cuerpo del evaporador en función del tipo de material y del tipo de junta soldada.

*Fórmula:*

$$[P_t] = \frac{2 S_t E_j t_c}{\frac{DT_i}{2} + (0,6 t_c)}$$

*Datos:*

$$DT_i = 0,21m$$

$$E_j = 0,85$$

$$t_c = 4,60 \times 10^{-3} m$$

$$S_c = 95,15 MPa$$

*Solución:*

$$[P_t] = \frac{95,15 \cdot 0,85E \cdot 4,60 \times 10^{-3} m}{\frac{0,21m}{2} + (0,6 \cdot 4,60 \times 10^{-3} m)}$$

$$\boxed{[P_t] = 8,91 MPa}$$

## 2. 10.26. ESFUERZO LONGITUDINAL

El esfuerzo longitudinal determina la magnitud del esfuerzo que se produce al momento de ejercer la presión de diseño en dirección axial correspondiente al cuerpo.

*Fórmula:*

$$S_1 = \frac{P_d(DT_i + t_{dc})}{4 t_{dc}}$$

*Datos:*

$$DT_i = 0,21m$$

$$t_{dc} = 2,69 \times 10^{-4} m$$

$$P_d = 0,21 \text{ MPa}$$

*Solución:*

$$S_1 = \frac{0,21 \text{ MPa}(0,21\text{m} + 2,69 \times 10^{-4} \text{ m})}{4 \cdot 2,69 \times 10^{-4} \text{ m}}$$

$$\boxed{S_1 = 40,43 \text{ MPa}}$$

## 2. 10.27. ESFUERZO CIRCUNFERENCIAL

El esfuerzo circunferencial determina la magnitud del esfuerzo que se produce al momento de ejercer la presión de diseño en dirección radial correspondiente al cuerpo, cabe recalcar que este esfuerzo es mayor que el esfuerzo longitudinal.

*Fórmula:*

$$S_2 = \frac{P_d(DT_i + t_{dc})}{2 t_{dc}}$$

*Datos:*

$$DT_i = 0,21\text{m}$$

$$t_{dc} = 2,69 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$$P_d = 0,21 \text{ MPa}$$

*Solución:*

$$S_2 = \frac{0,21 \text{ MPa}(0,21\text{m} + 2,69 \times 10^{-4} \text{ m})}{2 \cdot 2,69 \times 10^{-4} \text{ m}}$$

$$\boxed{S_2 = 80,86 \text{ MPa}}$$

## 2. 10.28. DIAMETRO EXTERIOR DEL TANQUE

El diámetro exterior del tanque se lo ha determinado en función de la sumatoria entre el diámetro interior del tanque y dos espesores de pared.

*Fórmula:*

$$DT_o = DT_i + (2 t_c)$$

*Datos:*

$$DT_i = 0,21m$$

$$t_c = 4,60 \times 10^{-3} m$$

*Solución:*

$$DT_o = 0,21m + (2 \cdot 4,60 \times 10^{-3} m)$$

$$\boxed{DT_o = 0,22m}$$

## 2. 10.29. DIAMETRO EXTERIOR DE LA BRIDA

*Fórmula:*

$$Db_o = DT_o + (2 Lb_a)$$

*Datos:*

$$DT_o = 0,22m$$

$$Lb_a = 3,51 \times 10^{-2} m$$

*Solución:*

$$Db_o = 0,22m + (2 \cdot 3,51 \times 10^{-2} m)$$

$$\boxed{Db_o = 0,29m}$$

## 2. 10.30. LONGITUD DE AGARRE

La longitud de agarre explica la longitud existente comprendida entre el espesor del cuerpo de la brida y el espesor de la arandela.

*Fórmula:*

$$l = (2 t_c) + (2 t_a)$$

*Datos:*

$$t_c = 4,60 \times 10^{-3} m$$

$$t_a = 1,75 \times 10^{-3} m$$

*Solución:*

$$l = (2 \cdot 4,60 \times 10^{-3} m) + (2 \cdot 1,75 \times 10^{-3} m)$$

$$\boxed{l = 1,27 \times 10^{-2} m}$$

## 2. 10.31. RIGIDEZ EFECTIVA ESTIMADA DEL PERNO

La rigidez efectiva estimada del perno explica la máxima fuerza que puede soportar un elemento mecánico (perno) antes de deformarse en función de la longitud de agarre.

*Fórmula:*

$$k_b = \frac{\pi d_p^2 E_p}{4 l}$$

Datos:

$$d_p = 8 \times 10^{-3} \text{ m (Ver Anexo 4 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$E_p = 207 \frac{\text{GN}}{\text{m}^2}$$

$$l = 1,27 \times 10^{-2} \text{ m}$$

Solución:

$$k_b = \frac{\pi (8 \times 10^{-3} \text{ m})^2 \cdot 207 \frac{\text{GN}}{\text{m}^2}}{4 \cdot 1,27 \times 10^{-2} \text{ m}}$$

$$k_b = 0,82 \frac{\text{GN}}{\text{m}}$$

## 2. 10.32. RIGIDEZ EFECTIVA DE LOS ELEMENTOS

La rigidez efectiva de los elementos explica la máxima fuerza que puede soportar un elemento mecánico (brida) antes de deformarse en función de la longitud de agarre.

Fórmula:

$$k_m = \frac{0,577 \pi E_b d_p}{2 \ln \left[ 5 \left( \frac{0,577 l + 0,5 d_p}{0,577 l + 2,5 d_p} \right) \right]}$$

Datos:

$$d_p = 8 \times 10^{-3} \text{ m (Ver Anexo 4 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$l = 1,27 \times 10^{-2} \text{ m}$$

$$E_b = 207 \frac{\text{GN}}{\text{m}^2}$$



Solución:

$$k_m = \frac{0,577 \cdot \pi \cdot 207 \frac{GN}{m^2} \cdot 8 \times 10^{-3} m}{2 \ln \left[ 5 \left( \frac{0,577 \cdot 1,27 \times 10^{-2} m + 0,5 \cdot 8 \times 10^{-3} m}{0,577 \cdot 1,27 \times 10^{-2} m + 2,5 \cdot 8 \times 10^{-3} m} \right) \right]}$$

$$\boxed{k_m = 2,06 \frac{GN}{m}}$$

## 2. 10.33. CONSTANTE DE UNION

La constante de unión describe la proporción de la carga externa tomada por el perno y por los elementos de la junta a la cual se hace referencia.

Fórmula:

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m}$$

Datos:

$$k_b = 0,82 \frac{GN}{m}$$

$$k_m = 2,06 \frac{GN}{m}$$

Solución:

$$C = \frac{0,82 \frac{GN}{m}}{(0,82 + 2,06) \frac{GN}{m}}$$

$$\boxed{C = 0,28}$$

## 2. 10.34. FUERZA DE SEPARACION

Como su nombre lo indica la fuerza de separación es aquella que trata de separar o desestabilizar la unión empaquetada.

*Fórmula:*

$$F = P_d \cdot AT_i$$

*Datos:*

$$AT_i = 0,03m^2$$

$$P_d = 0,21 MPa$$

*Solución:*

$$F = 0,21 \frac{MN}{m^2} \cdot 0,03m^2$$

$$F = 7,16 \times 10^{-3} MN \cdot \left| \frac{1GN}{1000MN} \right|$$

$$\boxed{F = 7,16 \times 10^{-6} GN}$$

## 2. 10.35. LIMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA DE LA MUESTRA

**REF. Ecuación (86)**

El límite de resistencia a la fatiga de la muestra explica la cantidad de carga que puede resistir una probeta en función de su área transversal, la cual depende en su totalidad del tipo de material al cual se lo someterá a cargas cíclicas fluctuantes.

*Fórmula:*

$$S'_e = 19,2Kpsi + (0,314 \cdot S_{ut})$$

Datos:

$$S_{ut} = 420 \text{ MPa}$$

Solución:

$$S'_e = 19,2 \text{ Kpsi} + \left[ 0,314 \cdot \left( 420 \text{ MPa} \cdot \left| \frac{1 \text{ Kpsi}}{6,89 \text{ MPa}} \right| \right) \right]$$

$$\boxed{S'_e = 38,34 \text{ Kpsi}}$$

## 2. 10.36. FACTOR DE SUPERFICIE

REF. Figuras 53. (Factores de modificación de acabado superficial para el acero)

Consideraciones:

$$k_a \left| \begin{array}{c} S_{ut} = 0,42 \text{ GPa} \\ \text{Maquinado o estirado en frío.} \\ k_a = 0,79 \end{array} \right|$$

## 2. 10.37. FACTOR DE TAMAÑO

REF. Ecuación (85)

Consideraciones:

$$k_b \left| \begin{array}{c} d_p \leq 8 \text{ mm}; k_b = 1 \\ 8 \text{ mm} < d_p \leq 250 \text{ mm}; k_b = 1,189 d_p^{-0,097} \\ k_b = 1 \end{array} \right|$$

## 2. 10.38. FACTOR DE CONFIABILIDAD

REF. Tabla 13. (Factores de confiabilidad correspondientes a una desviación estándar del 8% del límite de fatiga)

Consideraciones:

$$k_c \left| \begin{array}{l} \text{Confiabilidad} = 99\% \\ k_c = 0,814 \end{array} \right|$$

## 2. 10.39. FACTOR DE TEMPERATURA

REF. Ecuación (91)

Consideraciones:

$$k_d \left| \begin{array}{l} T \leq 450^\circ\text{C}; k_d = 1 \\ 450^\circ\text{C} < T \leq 550^\circ\text{C}; k_d = 1 - 5,8 \times 10^{-3}(T - 450^\circ\text{C}) \\ k_d = 1 \end{array} \right|$$

## 2. 10.40. FACTOR DE CONCENTRACION DE ESFUERZO

REF. Ecuación (94)

Consideraciones:

$$k_e \left| \begin{array}{l} r = 0,5 \text{ mm} \\ q \left| \begin{array}{l} S_{ut} = 0,42 \text{ GPa} \\ \therefore q = 0,55 \end{array} \right| \\ \frac{D}{d} = 1,5 \\ KT \left| \begin{array}{l} \frac{r}{d_p} = 0,0625 \\ \therefore DT = 1,68 \end{array} \right| \\ KF \left| \begin{array}{l} KF = 1 + q(KT - 1) = 1 + 0,55(1,68 - 1) \\ KF = 1,374 \\ k_e = \frac{1}{KF} = \frac{1}{1,374} \\ \therefore k_e = 0,73 \end{array} \right| \end{array} \right|$$

## 2. 10.41. FACTOR DE EFECTOS DIVERSOS

Consideraciones:

$$k_f = 0,20 \text{ Corrosión por apriete.}$$

## 2. 10.42. LIMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA DEL ELEMENTO

REF. Ecuación (84)

Una vez obtenidos todos los factores que alteran la resistencia a la fatiga se ha llegado a determinar la resistencia a la fatiga real del elemento sujeto a las condiciones anteriormente descritas.

Fórmula:

$$S_e = S'_e k_a k_b k_c k_d k_e k_f$$

Datos:

$$k_c = 0,814$$

$$k_e = 0,73$$

$$S'_e = 38,34 \text{ Kpsi}$$

$$k_a = 0,79$$

$$k_b = 1$$

$$k_d = 1$$

$$k_f = 0,20$$

Solución:

$$S_e = 38,34 \text{ Kpsi} \cdot 0,79 \cdot 1 \cdot 0,814 \cdot 1 \cdot 0,73 \cdot 0,20$$

$$S_e = 3,6 \text{ Kpsi} \cdot \left| \frac{6,89 \text{ MPa}}{1 \text{ Kpsi}} \right|$$

$$\boxed{S_e = 24,71 \text{ MPa}}$$

## 2. 10.43. CARGA LIMITE

La carga limite determina la máxima carga que puede resistir el elemento en el apriete antes de que se aplique la carga de separación.

*Fórmula:*

$$F_p = A_{et} S_p$$

*Datos:*

$$A_{et} = 3,66 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$S_p = 310 \frac{\text{MN}}{\text{m}^2}$$

*Solución:*

$$F_p = 3,66 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot 310 \frac{\text{MN}}{\text{m}^2}$$

$$F_p = 1,13 \times 10^{-2} \text{ MN} \cdot \left| \frac{1 \text{ GN}}{1000 \text{ MN}} \right|$$

$$\boxed{F_p = 1,13 \times 10^{-5} \text{ GN}}$$

## 2. 10.44. FUERZA DE SUJECION O PRECARGA

Al apretar la tuerca se tensiona el perno y ejerce así la fuerza de sujeción, tal efecto se llama precarga, aparece en las conexiones después de que la tuerca ha sido apretada adecuadamente sin importar que se ejerza o no la carga externa de tensión.

*Fórmula:*

$$F_i = A_{et} S_{ut} - \left[ \left( \frac{C \cdot n \cdot F}{2 \cdot N} \right) \left( \frac{S_{ut}}{S_e} + 1 \right) \right]$$

*Datos:*

$$n = 3,98 \text{ (Ver Anexo 4 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$A_{et} = 3,66 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$S_{ut} = 420 \text{ MPa}$$

$$S_e = 24,71 \text{ MPa}$$

$$C = 0,28$$

$$F = 7,16 \times 10^{-3} \text{ MN}$$

*Solución:*

$$F_i = 3,66 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot 420 \text{ MPa} - \left[ \left( \frac{0,28 \cdot 3,98 \cdot 7,16 \times 10^{-3} \text{ MN}}{2 \cdot 10} \right) \left( \frac{420 \text{ MPa}}{24,71 \text{ MPa}} + 1 \right) \right]$$

$$F_i = 8,06 \times 10^{-3} \text{ MN} \cdot \left| \frac{1 \text{ GN}}{1000 \text{ MN}} \right|$$

$$\boxed{F_i = 8,06 \times 10^{-6} \text{ GN}}$$

## 2. 10.45. FUERZA DE SUJECION O PRECARGA MINIMA

*Fórmula:*

$$F_{i \min} = 0,6 F_p$$

*Datos:*

$$F_p = 1,13 \times 10^{-5} \text{ GN}$$

*Solución:*

$$F_{i \min} = 0,6 \cdot 1,13 \times 10^{-5} \text{ GN}$$

$$\boxed{F_{i \min} = 6,81 \times 10^{-6} \text{ GN}}$$

## 2. 10.46. FUERZA DE SUJECION O PRECARGA MAXIMA

*Fórmula:*

$$F_{i \max} = 0,9 F_p$$

*Datos:*

$$F_p = 1,13 \times 10^{-5} \text{ GN}$$

*Solución:*

$$F_{i \max} = 0,9 \cdot 1,13 \times 10^{-5} \text{ GN}$$

$$\boxed{F_{i \max} = 10,21 \times 10^{-6} \text{ GN}}$$

*Para comprobar que la fuerza de sujeción o precarga es la correcta se debe tomar en cuenta la siguiente igualdad:*

$$\text{Si } F_{i \min} \leq F_i \leq F_{i \max} \rightarrow \text{OK}$$



## 2. 10.47. DIAMETRO DE POSICION DE LOS PERNOS

El diámetro de posición de los pernos explica la circunferencia promedio existente entre el diámetro exterior del tanque y el diámetro exterior de la brida, donde se colocaran cada uno de los ejes de los elementos sujetadores.

*Fórmula:*

$$D_{pp} = \frac{DT_o + Db_o}{2}$$

*Datos:*

$$DT_o = 0,22m$$

$$Db_o = 0,29m$$

*Solución:*

$$D_{pp} = \frac{(0,22 + 0,29)m}{2}$$

$$\boxed{D_{pp} = 0,25 m}$$

## 2. 10.48. CIRCUNFERENCIA DEL CIRCULO DE POSICION

La circunferencia del circulo de posición de los pernos explica el desarrollo de la circunferencia donde se van a situar los elementos de sujeción.

*Fórmula:*

$$C_{cp} = D_{pp} \pi$$

*Datos:*

$$D_{pp} = 0,25 \text{ m}$$

*Solución:*

$$C_{cp} = 0,25 \text{ m} \cdot \pi$$

$$\boxed{C_{cp} = 0,80 \text{ m}}$$

## 2. 10.49. DIAMETRO DE SEPARACION

REF. Ecuación (96)

El diámetro de separación contabiliza el número de diámetros que deben existir entre los ejes de cada elemento de sujeción correspondientes al perno seleccionado, Se debe considerar que si  $D_{sep} \leq 10$  se mantienen las condiciones para la junta empaquetada asumida, es decir, la distribución de fuerza de separación es la óptima.

*Fórmula:*

$$D_{sep} = \frac{C_{cp}}{N d_p}$$

*Datos:*

$$N = 10 \text{ (Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$d_p = 8 \times 10^{-3} \text{ m (Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$C_{cp} = 0,80 \text{ m}$$

*Solución:*

$$D_{sep} = \frac{0,80 \text{ m}}{10 \cdot 8 \times 10^{-3} \text{ m}}$$

$$D_{sep} = 10$$

## 2. 10.50. MASA NORMAL DE AGUA EVAPORADA

La masa normal de agua evaporada explica la cantidad de masa de agua evaporada en función del tiempo de operación y de la energía que se necesita para evaporar un kilogramo de agua en condiciones normales.

*Fórmula:*

$$M_{na} = \frac{qes \cdot t \cdot 1kg_{vapor}}{E_{vapor}}$$

*Datos:*

$$qes = 16,73 \frac{KJ}{s}$$

$$E_{vapor} = 2300 \text{ KJ}$$

*Solución:*

$$M_{na} = \frac{16,73 \frac{KJ}{s} \cdot 17h \cdot 1Kg}{2300KJ}$$

$$M_{na} = 0,124 \frac{Kg \cdot h}{s} \cdot \left| \frac{3600s}{1h} \right|$$

$$\boxed{M_{na} = 448,87 \text{ Kg}}$$

## 2. 10.51. EFICIENCIA DEL EVAPORADOR

Para determinar la eficiencia del evaporador se ha relacionado la masa de agua evaporada y la masa normal de agua evaporada en condiciones normales.

*Fórmula:*

$$\epsilon_{fe} = \left( \frac{M_{ae}}{M_{na}} \right) 100\%$$

*Datos:*

$$M_{na} = 448,87 \text{ Kg}$$

$$M_{ae} = 384,25 \text{ Kg}$$

*Solución:*

$$\epsilon_{fe} = \left( \frac{384,25 \text{ Kg}}{448,87 \text{ Kg}} \right) \cdot 100\%$$

$$\boxed{\epsilon_{fe} = 85,6 \%}$$

## 2.11. ANALISIS DEL CICLO

El ciclo que regula el análisis del presente trabajo de investigación está compuesto por los siguientes procesos:

1. Dos procesos isoentrópicos (Bomba y Válvula).
2. Dos procesos isotérmicos (Evaporador y Condensador).

El primer proceso que conforma el análisis del ciclo de desalinización de agua de mar, está conformado por un dispositivo mecánico denominado bomba, la cual suministra energía al sistema (proceso 1 - 2), en este instante el fluido alcanza velocidades comprendidas entre  $2 - 3 \frac{m}{s}$  y una

presión de trabajo superior a la presión de saturación que existe dentro del evaporador (101,35 kPa). En el momento que el nivel de agua de mar alcanza el valor seteado mediante un sensor, se activa directamente el elemento calentador por medio de la energía suministrada por el aerogenerador alcanzando la temperatura de saturación en la superficie del líquido (105°C a nivel del mar) y de esta manera producir el cambio de fase del agua de mar, pasando de líquido saturado a vapor saturado (proceso 2 – 3). Este vapor generado es conducido a través de una válvula (proceso 3 - 4), cuya función principal es controlar la presión de saturación existente dentro del evaporado para que se produzca sin ningún contratiempo la evaporización del agua de mar. Al cumplirse todos los parámetros requeridos tanto de temperatura como de presión de saturación (120,82 kPa) mediante la lectura de un presostato situado en el evaporado y por ende a través de la válvula, este vapor es introducido hacia un ánulo compuesto por un tubo interior (proceso 4 – 1), por el cual circula un fluido frío, para nuestro caso se utiliza la misma agua de mar, la cual enfría la superficie exterior del tubo interior de tal manera que baja la temperatura de saturación y por ende se condensa el vapor generado.

#### Proceso 1 – 2 (Bomba)

### 2. 11.1. ENTALPIA REAL A LA SALIDA DE LA BOMBA

*Fórmula:*

$$h_{2a} = \frac{[v_1@T_{atm}(P_{sat} - P_{atm})] + [\eta_b h_1@T_{atm}]}{\eta_b}$$

*Datos:*

$$v_1@T_{atm} = 1 \times 10^{-3} \frac{m^3}{Kg}$$

$$P_{sat} = 120,82 \text{ KPa}$$

$$P_{atm} = 101,33 \text{ KPa}$$

$$\eta_b = 0,8$$

$$h_1@T_{atm} = 96,52 \frac{KJ}{Kg}$$

Solución:

$$h_{2a} = \frac{\left[ 1 \times 10^{-3} \frac{m^3}{Kg} \cdot (120,82 - 101,33) Kpa \cdot \left| \frac{KJ}{KPa \cdot m^3} \right| \right] + \left[ 0,8 \cdot 96,52 \frac{KJ}{Kg} \right]}{0,8}$$

$$\boxed{h_{2a} = 96,54 \frac{KJ}{Kg}}$$

## 2. 11.2. TRABAJO ISOENTROPICO DE LA BOMBA

Fórmula:

$$W_{2s} = v_1@T_{atm} (P_{sat} - P_{atm})$$

Datos:

$$P_{sat} = 120,82 \text{ KPa (Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$v_1@T_{atm} = 1 \times 10^{-3} \frac{m^3}{Kg}$$

$$P_{atm} = 101,33 \text{ KPa}$$

Solución:

$$W_{2s} = 1 \times 10^{-3} \frac{m^3}{Kg} \cdot (120,82 - 101,33) Kpa$$

$$W_{2s} = 0,02 \frac{m^3 \cdot KPa}{Kg} \cdot \left| \frac{KJ}{KPa \cdot m^3} \right|$$

$$\boxed{W_{2s} = 0,02 \frac{KJ}{Kg}}$$

### 2. 11.3. TRABAJO REAL DE LA BOMBA

Fórmula:

$$W_{2a} = h_{2a} - h_1 @ T_{atm}$$

Datos:

$$h_{2a} = 96,54 \frac{KJ}{Kg}$$

$$h_1 @ T_{atm} = 96,52 \frac{KJ}{Kg}$$

Solución:

$$W_{2a} = (96,54 - 96,52) \frac{KJ}{Kg}$$

$$\boxed{W_{2a} = 0,02 \frac{KJ}{Kg}}$$

### 2. 11.4. POTENCIA REAL REQUERIDA PARA LA BOMBA

Fórmula:

$$W_{ab} = W_{2a} \dot{m} a e$$

Datos:

$$W_{2a} = 0,02 \frac{KJ}{Kg}$$

$$\dot{m} a e = 6,24 \times 10^{-3} \frac{Kg}{s}$$

Solución:

$$W_{ab} = 0,02 \frac{KJ}{Kg} \cdot 6,24 \times 10^{-3} \frac{Kg}{s}$$

$$\boxed{W_{ab} = 1,58 \times 10^{-4} KW}$$

**Proceso 2 – 3 (Evaporador)**

**2. 11.5. CALOR GENERADO EN EL EVAPORADOR**

*Fórmula:*

$$q_H = h_3@T_{sat} - h_{2a}$$

*Datos:*

$$h_{2a} = 96,54 \frac{KJ}{Kg}$$

$$h_3@T_{sat} = 2683,80 \frac{KJ}{Kg}$$

*Solución:*

$$q_H = 2683,80 \frac{KJ}{Kg} - 96,54 \frac{KJ}{Kg}$$

$$q_H = 2587,26 \frac{KJ}{Kg}$$

**Proceso 3 – 4 (Válvula de expansión).**

**2. 11.6. ENTROPIA DEL VAPOR SATURADO**

*Consideración:*

$$s_{g3}@T_{sat} = s_{4s} = 7,30 \frac{KJ}{Kg \text{ } ^\circ K}$$

$$\therefore s_f@T_{am} < s_{4s} < s_g@T_{am}$$



## 2. 11.7. CALIDAD DEL VAPOR GENERADO A LA ENTRADA DEL CONDENSADOR

Fórmula:

$$x_{4s} = \frac{s_{4s} - s_f@T_{atm}}{s_g@T_{atm} - s_f@T_{atm}}$$

Datos:

$$s_{4s} = 7,30 \frac{KJ}{Kg \text{ } ^\circ K}$$

$$s_f@T_{atm} = 0,34 \frac{KJ}{Kg \text{ } ^\circ K}$$

$$s_g@T_{atm} = 8,60 \frac{KJ}{Kg \text{ } ^\circ K}$$

Solución:

$$x_{4s} = \frac{(7,30 - 0,34) \frac{KJ}{Kg \text{ } ^\circ K}}{(8,60 - 0,34) \frac{KJ}{Kg \text{ } ^\circ K}}$$

$$\boxed{x_{4s} = 0,84}$$

## 2. 11.8. ENTALPIA ISOENTROPICA A LA ENTRADA DEL CONDENSADOR

Fórmula:

$$h_{4s} = x_{4s} (h_g@T_{atm} - h_f@T_{atm}) + h_f@T_{atm}$$

Datos:

$$x_{4s} = 0,84$$

$$h_g@T_{atm} = 2543,56 \frac{KJ}{Kg}$$

$$h_f@T_{atm} = 96,52 \frac{KJ}{Kg}$$

*Solución:*

$$h_{4s} = 0,84 (2543,56 - 96,52) \frac{KJ}{Kg} + 96,52 \frac{KJ}{Kg}$$

$$\boxed{h_{4s} = 2156,81 \frac{KJ}{Kg}}$$

## 2. 11.9. ENTALPIA REAL A LA ENTRADA DEL CONDENSADOR

*Fórmula:*

$$h_{4a} = h_{g3}@T_{sat} - [\eta_v (h_{g3}@T_{sat} - h_{4s})]$$

*Datos:*

$$h_{g3}@T_{sat} = 2683,80 \frac{KJ}{Kg}$$

$$\eta_v = 0,92$$

$$h_{4s} = 2156,81 \frac{KJ}{Kg}$$

*Solución:*

$$h_{4a} = 2683,80 \frac{KJ}{Kg} - \left[ 0,92 (2683,80 - 2156,81) \frac{KJ}{Kg} \right]$$

$$\boxed{h_{4a} = 2198,97 \frac{KJ}{Kg}}$$

**Proceso 4 – 1 (Condensador).**

## **2. 11.10. CALOR RECHAZADO POR EL CONDENSADOR**

*Fórmula:*

$$q_L = h_{4a} - h_1 @ T_{atm}$$

*Datos:*

$$h_{4a} = 2198,97 \frac{KJ}{Kg}$$

$$h_1 @ T_{atm} = 96,52 \frac{KJ}{Kg}$$

*Solución:*

$$q_L = (2198,97 - 96,52) \frac{KJ}{Kg}$$

$$q_L = 2102,45 \frac{KJ}{Kg}$$

## **2.12. RESISTENCIA**

A continuación presentamos los cálculos para el diseño de la resistencia calentadora.

### **2.12.1. AREA TRANSVERSAL DE LA RESISTENCIA**

Obteniendo el diámetro normalizado del material de la resistencia según el fabricante se ha llegado a obtener el área transversal de la resistencia.

*Fórmula:*

$$A = \frac{\pi d^2}{4}$$

*Datos:*

$$d = 2,5 \times 10^{-3} m$$

*Solución:*

$$A = \frac{\pi \cdot (2,5 \times 10^{-3}m)^2}{4}$$

$$\boxed{A = 4,91 \times 10^{-6}m^2}$$

### **2.12.2. DIAMETRO NORMAL DEL REVESTIMIENTO**

El diámetro normal del revestimiento es la diferencia entre el diámetro del revestimiento y el diámetro de la resistencia según el fabricante.

*Fórmula:*

$$Dn_r = D - d$$

*Datos:*

$$D = 8,49 \times 10^{-3}m \text{ (Ver Anexo 2 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$d = 2,5 \times 10^{-3}m$$

*Solución:*

$$Dn_r = (8,49 \times 10^{-3} - 2,5 \times 10^{-3})m$$

$$\boxed{Dn_r = 5,99 \times 10^{-3}m}$$

### **2.12.3. PASO DE LA HELICE DE LA RESISTENCIA**

El paso de la hélice de la resistencia representa la medida existente entre el centro de dos envolventes pertenecientes al desarrollo de la resistencia.

*Fórmula:*

$$P_r = Dn_r \pi \tan(\alpha_e)$$

*Datos:*

$$Dn_r = 5,99 \times 10^{-3} m$$

$$\alpha_e = 45^\circ$$

*Solución:*

$$P_r = 5,99 \times 10^{-3} m \cdot \pi \cdot \tan(45^\circ)$$

$$\boxed{P_r = 0,019 m}$$

#### **2.12.4. NUMERO DE ESPIRAS**

El número de espiras explica la cantidad de envolventes que se deben desarrollar según la longitud de la resistencia para cumplir con la longitud lineal del elemento calentador.

*Fórmula:*

$$n_r = \frac{Lr_r}{P_r}$$

*Datos:*

$$Lr_r = 8,69 m \text{ (Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$P_r = 0,019 m$$

*Solución:*

$$n_r = \frac{8,69 m}{0,019 m}$$

$$\boxed{n_r = 461,67}$$

#### **2.12.5. DESARROLLO DE LA HELICE DE LA RESISTENCIA**

*Fórmula:*

$$R_r = \frac{P_r}{\text{sen}(\alpha_e)}$$

*Datos:*

$$P_r = 0.019 \text{ m}$$

$$\alpha_e = 45^\circ$$

*Solución:*

$$R_r = \frac{0.019 \text{ m}}{\text{sen}(45^\circ)}$$

$$\boxed{R_r = 12,28 \text{ m}}$$

### 2.12.6. RESISTENCIA ELECTRICA

La resistencia eléctrica explica la oposición al paso de electrones que se presenta en el elemento calentador.

Para el desarrollo de estos cálculos utilizaremos las formulas de electricidad básica para cargas resistivas, primero tenemos que calcular la resistencia eléctrica de nuestro calentador para ello  $\rho$  es la resistividad de un material que esta expresado en  $\Omega\text{m}$  en nuestro caso es una aleación de cromo-níquel conocida como nicrón, y con los datos de área transversal de nuestro alambre del calentador y su longitud total sin enrollar, podemos calcular fácilmente la resistencia.

*Fórmula:*

$$R = \frac{\rho L_l}{A}$$

*Datos:*

$$L_l = 12,28 \text{ m}$$

$$\rho = 1,5 \times 10^{-6} \Omega\text{m}$$

$$A = 4,91 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

*Solución:*

$$R = \frac{1,5 \times 10^{-6} \Omega m \cdot 12,28 m}{4,91 \times 10^{-6} m^2}$$

$$\boxed{R = 3,75 \Omega}$$

### 2.12.7. INTENSIDAD ELECTRICA

Una vez conocida la resistencia de nuestro calentador tenemos que determinar la corriente que atraviesa por el alambre del calentador para posteriormente poder calcular el voltaje requerido para que nuestro calentador entregue la potencia requerida para la evaporación ( $qes$ ).

*Fórmula:*

$$I = \sqrt{\frac{qes}{R}}$$

*Datos:*

$$qes = 1,67 \times 10^4 W$$

$$R = 3,75 \Omega$$

*Solución:*

$$I = \sqrt{\frac{1,67 \times 10^4 W}{3,75 \Omega}}$$

$$\boxed{I = 66,77 A}$$

### 2.12.9. VOLTAJE

Ya conocidos la corriente y la resistencia podemos calcular el voltaje requerido.

*Fórmula:*

$$V = I R$$

*Datos:*

$$I = 66,77 \text{ A}$$

$$R = 3,75\Omega$$

*Solución*

$$V = 66,77 \text{ A} \cdot 3,75\Omega$$

$$\boxed{V = 250,60 \text{ V}}$$

## 2.13. DIMENSIONAMIENTO DE LA BOMBA (EVAPORADOR)

En esta sección presentamos los cálculos para la selección de la bomba adecuada para conducir el agua de mar hacia el evaporador.

### 2.13.1. CAUDAL DE LLENADO

El caudal de llenado explica la velocidad del flujo que se debe mantener para llenar el tanque evaporador hasta el nivel máximo de agua de mar en un determinado tiempo de llenado  $t_{ll}$ .

*Fórmula:*

$$Q_{ll} = \frac{[A_T(N_m + N_s)] + \left[ \frac{2 \pi \left(\frac{D_{Ti}}{2}\right)^3}{3} \right]}{t_{ll}}$$

*Datos:*

$$N_s = 0,24m \text{ (Ver Anexo 4 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$



$$t_{ll} = 1,67 \text{min (Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$AT = 0,03 \text{m}^2$$

$$N_m = 0,83 \text{m}$$

$$DT_i = 0,21 \text{m}$$

Solución:

$$Q_{ll} = \frac{[0,03 \text{m}^2(0,83 \text{m} + 0,24 \text{m})] + \left[ \frac{2 \cdot \pi \cdot \left(\frac{0,21 \text{m}}{2}\right)^3}{3} \right]}{1,67 \text{min}}$$

$$Q_{ll} = 0,2354 \frac{\text{m}^3}{\text{min}} \cdot \left| \frac{1000 \text{l}}{\text{m}^3} \right|$$

$$Q_{ll} = 23,54 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

### 2.13.2. DIAMETRO CALCULADO EN LA TUBERIA DE SUCCION

Según los diseñadores de bombas centrífugas, la velocidad promedio en la succión de la bomba está comprendida entre  $1,5 - 2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ , tomando en cuenta esta consideración se ha llegado a obtener el diámetro calculado de la tubería de succión en función del cual se determinara el diámetro normalizado correspondiente a la tubería de succión.

Fórmula:

$$D_{ise}' = \sqrt{\frac{4 Q_{ll}}{\pi V_{fs}}}$$

Datos:

$$Q_{ll} = 23,54 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

$$V_{fs} = 2 \frac{\text{m}}{\text{s}} \text{ (Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

Solución:

$$D_{ise}' = \sqrt{\frac{4 \cdot 23,54 \frac{l}{min}}{\pi \cdot 2 \frac{m}{s}} \cdot \left| \frac{1min}{60s} \right| \cdot \left| \frac{1 m^3}{1000l} \right|}$$

$$D_{ise}' = 0,0158m \cdot \left| \frac{39,369plg}{1m} \right|$$

$$\boxed{D_{ise}' = 0,62plg}$$

$$D_{ise}' = 0,62plg \left| \begin{array}{l} D_{se} = 1,58 \times 10^{-2}m \\ A_{se} = 1,96 \times 10^{-4}m^2 \end{array} \right|$$

### 2.13.3. FACTOR DE PERDIDA EN CODOS EN LA TUBERIA DE SUCCION

REF. Ecuación (81)

Como es de conocimiento general, la presencia de reducciones, codos, etc., en la línea de succión disminuye la energía suministrada por la bomba del sistema, por ende es de gran importancia determinar en que magnitud dichos elementos alteran las condiciones del proceso, por tal motivo se ha determinado el factor de pérdidas de codos.

Fórmula:

$$kces = Cces \cdot kces'$$

Datos:

$$Cces = 1$$

$$kces' = 0,90$$

Solución:

$$kces = 1 \cdot 0,90$$

$$\boxed{kces = 0,90}$$

### 2.13.4. DIAMETRO CALCULADO EN LA TUBERIA DE DESCARGA

Según los diseñadores de bombas centrífugas, la velocidad promedio en la descarga de la bomba está comprendida entre  $2 - 3 \frac{m}{s}$ , tomando en cuenta esta consideración se ha llegado a obtener el diámetro calculado de la tubería de descarga en función del cual se determinara el diámetro normalizado correspondiente a la tubería de descarga.

Fórmula:

$$D_{ide}' = \sqrt{\frac{4 Q_{ll}}{\pi V_{fd}}}$$

Datos:

$$V_{fd} = 2 \frac{m}{s} \text{ (Ver Anexo 5 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$Q_{ll} = 23,54 \frac{l}{min}$$

Solución:

$$D_{ide}' = \sqrt{\frac{4 \cdot 23,54 \frac{l}{min}}{\pi \cdot 2 \frac{m}{s}} \cdot \left| \frac{1min}{60s} \right| \cdot \left| \frac{1 m^3}{1000l} \right|}$$

$$D_{ide}' = 0,0158m \cdot \left| \frac{39,369plg}{1m} \right|$$

$$\boxed{D_{ide}' = 0,62plg}$$

$$D_{ide}' = 0,62plg \left| \begin{array}{l} D_{de} = 1,58 \times 10^{-2}m \\ A_{de} = 1,96 \times 10^{-4}m^2 \end{array} \right|$$

### 2.13.5. FACTOR DE PERDIDAS DE CODOS EN LA TUBERIA DE DESCARGA

REF. Ecuación (81)

Como se explico anteriormente, la presencia de reducciones, codos, etc., en la línea de succión disminuye la energía suministrada por la bomba del sistema, ocurre exactamente lo mismo en la línea de descarga, por tal motivo se ha determinado el factor de pérdidas de codos en la línea de descarga.

*Fórmula:*

$$k_{ced} = C_{ced} k_{ced}'$$

*Datos:*

$$C_{ced} = 1$$

$$k_{ced}' = 0,90$$

*Solución:*

$$k_{ced} = 1 \cdot 0,90$$

$$\boxed{k_{ced} = 0,90}$$

### 2.13.6. PRESION DE DESCARGA

A continuación se determinará la presión de descarga que la bomba debe ejercer para cumplir con la demanda de caudal para el llenado del tanque evaporador en el tiempo indicado.

Fórmula:

$$P_{dc} = P_v + \gamma_{H_2O} DR_{mar} \left( N_m + N_s + \frac{DT_i}{2} \right)$$

Datos:

$$N_s = 0,24m \text{ (Ver Anexo 4 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$N_m = 0,83m$$

$$DT_i = 0,21m$$

$$P_v = 19,5KPa_g$$

$$\gamma_{H_2O} = 9,806 \frac{KN}{m^2}$$

$$DR_{mar} = 1,038$$

Solución:

$$P_{dc} = 19,5KPa_g + 9,806 \frac{KN}{m^2} \cdot 1,038 \left( 0,83 + 0,24 + \frac{0,21}{2} \right) m$$

$$\boxed{P_{dc} = 31,42KPa_g}$$

### 2.13.7. NUMERO DE REYNOLDS EN LA SUCCION

REF. Ecuación (64)

Mediante el número de Reynolds se ha llegado a determinar que tipo de flujo está presente dentro de la tubería de succión.

Fórmula:

$$NRE_s = \frac{Q_n D_{se} \delta_{fmar}}{A_{se} \mu_{mar}}$$

Datos:

$$D_{se} = 1,58 \times 10^{-2} m$$

$$A_{se} = 1,96 \times 10^{-4} m^2$$

$$\delta_{fmar} = 990,16 \frac{Kg}{m^3}$$

$$\mu_{mar} = 0,00103 \frac{Kg}{s \cdot m}$$

Solución:

$$NRE_s = \frac{Q_n \cdot 1,58 \times 10^{-2} m \cdot 990,16 \frac{Kg}{m^3}}{1,96 \times 10^{-4} m^2 \cdot 0,00103 \frac{Kg}{s \cdot m}}$$

$$NRE_s = Q_n \cdot 7,75 \times 10^7 \frac{s}{m^3} \cdot \left| \frac{1m^3}{1000l} \right| \cdot \left| \frac{1min}{60s} \right|$$

$$NRE_s = Q_n \cdot 1291,57 \frac{mins}{l}$$

$Q_n$ [l/min]	$NRE_s$
0	1
2,62	$3,38 \times 10^3$
10,46	$1,35 \times 10^4$
23,54	$3,04 \times 10^4$

### 2.13.8. FACTOR DE FRICCION EN LA SUCCION

Una vez obtenido el numero de Reynolds para cada caudal de diseño se ha clasificado el tipo de flujo en laminar y turbulento. De esta manera y según una ecuación característica se ha determinado el factor de fricción que se produce durante el paso del fluido dentro la tubería de succión.

Consideraciones:

REF. Ecuación (72)

$$\text{Si } NRE_s < 2000$$

$$f_{se} = \frac{64}{NRE_s}$$

REF. Ecuación (78)

$$\text{Si } NRE_s > 2000$$

$$f_{se} = \frac{0,25}{\left[ \log \left( \frac{Rv_s}{3,7 D_{se}} + \frac{5,74}{NRE_s^{0,9}} \right) \right]^2}$$

Datos:

$$Rv_s = 4,60 \times 10^{-5} m$$

$$D_{se} = 1,58 \times 10^{-2} m$$

Fórmula:

$$f_{se} = \frac{64}{NRE_s}$$

Solución:

$$NRE_s = 1$$

$$f_{se} = \frac{64}{1}$$

$$\boxed{f_{se} = 6,4 \times 10^4}$$

Fórmula:

$$f_{se} = \frac{0,25}{\left[ \log \left( \frac{Rv_s}{3,7 D_{se}} + \frac{5,74}{NRE_s^{0,9}} \right) \right]^2}$$

Solución:

$$NRE_s = 3,38 \times 10^3$$

$$f_{se} = \frac{0,25}{\left[ \log \left( \frac{4,60 \times 10^{-5} m}{3,7 \cdot 1,58 \times 10^{-2} m} + \frac{5,74}{(3,38 \times 10^3)^{0,9}} \right) \right]^2}$$

$$\boxed{f_{se} = 4,58 \times 10^{-2}}$$

Fórmula:

$$f_{se} = \frac{0,25}{\left[ \log \left( \frac{Rv_s}{3,7 D_{se}} + \frac{5,74}{NRE_s^{0,9}} \right) \right]^2}$$

Solución:

$$NRE_s = 1,35 \times 10^4$$

$$f_{se} = \frac{0,25}{\left[ \log \left( \frac{4,60 \times 10^{-5} m}{3,7 \cdot 1,58 \times 10^{-2} m} + \frac{5,74}{(1,35 \times 10^4)^{0,9}} \right) \right]^2}$$

$$\boxed{f_{se} = 3,37 \times 10^{-2}}$$

Fórmula:

$$f_{se} = \frac{0,25}{\left[ \log \left( \frac{Rv_s}{3,7 D_{se}} + \frac{5,74}{NRE_s^{0,9}} \right) \right]^2}$$

Solución:

$$NRE_s = 3,04 \times 10^4$$

$$f_{se} = \frac{0,25}{\left[ \log \left( \frac{4,60 \times 10^{-5} m}{3,7 \cdot 1,58 \times 10^{-2} m} + \frac{5,74}{(3,04 \times 10^4)^{0,9}} \right) \right]^2}$$

$$\boxed{f_{se} = 3,01 \times 10^{-2}}$$



### 2.13.9. NUMERO DE REYNOLDS EN LA DESCARGA

REF. Ecuación (64)

Mediante el número de Reynolds se ha llegado a determinar que tipo de flujo está presente dentro de la tubería de descarga.

*Fórmula:*

$$NRE_d = \frac{Q_n D_{de} \delta_{fmar}}{A_{de} \mu_{mar}}$$

*Datos:*

$$D_{de} = 1,58 \times 10^{-2} m$$

$$A_{de} = 1,96 \times 10^{-4} m^2$$

$$\delta_{fmar} = 990,16 \frac{Kg}{m^3}$$

$$\mu_{mar} = 0,00103 \frac{Kg}{s \cdot m}$$

*Solución:*

$$NRE_d = \frac{Q_n \cdot 1,58 \times 10^{-2} m \cdot 990,16 \frac{Kg}{m^3}}{1,96 \times 10^{-4} m^2 \cdot 0,00103 \frac{Kg}{s \cdot m}}$$

$$NRE_d = Q_n \cdot 7,75 \times 10^7 \frac{s}{m^3} \cdot \left| \frac{1m^3}{1000l} \right| \cdot \left| \frac{1min}{60s} \right|$$

$$NRE_d = Q_n \cdot 1291,57 \frac{mins}{l}$$

$Q_n$ [l/min]	$NRE_d$
0	1
2,62	$3,38 \times 10^3$
10,46	$1,35 \times 10^4$
23,54	$3,04 \times 10^4$

### 2.13.10. FACTOR DE FRICCIÓN EN LA DESCARGA

Una vez obtenido el número de Reynolds para cada caudal de diseño se ha clasificado el tipo de flujo en laminar y turbulento. De esta manera y según una ecuación característica se ha determinado el factor de fricción que se produce durante el paso del fluido dentro la tubería de descarga.

*Consideraciones:*

**REF. Ecuación (72)**

Si  $NRE_d < 2000$

$$f_{de} = \frac{64}{NRE_d}$$

**REF. Ecuación (78)**

Si  $NRE_d > 2000$

$$f_{de} = \frac{0,25}{\left[ \log \left( \frac{Rv_d}{3,7 D_{de}} + \frac{5,74}{NRE_d^{0,9}} \right) \right]^2}$$

*Datos:*

$$Rv_d = 4,60 \times 10^{-5} m$$

$$D_{de} = 1,58 \times 10^{-2} m$$

Fórmula:

$$f_{se} = \frac{64}{1}$$

Solución:

$$NRE_d = 1$$

$$\boxed{f_{de} = 6,4 \times 10^4}$$

Fórmula:

$$f_{de} = \frac{0,25}{\left[ \log \left( \frac{Rv_d}{3,7 D_{de}} + \frac{5,74}{NRE_d^{0,9}} \right) \right]^2}$$

Solución:

$$NRE_d = 3,38 \times 10^3$$

$$f_{de} = \frac{0,25}{\left[ \log \left( \frac{4,60 \times 10^{-5} m}{3,7 \cdot 1,58 \times 10^{-2} m} + \frac{5,74}{(3,38 \times 10^3)^{0,9}} \right) \right]^2}$$

$$\boxed{f_{de} = 4,58 \times 10^{-2}}$$

Fórmula:

$$f_{de} = \frac{0,25}{\left[ \log \left( \frac{Rv_d}{3,7 D_{de}} + \frac{5,74}{NRE_d^{0,9}} \right) \right]^2}$$

Solución:

$$NRE_d = 1,35 \times 10^4$$

$$f_{de} = \frac{0,25}{\left[ \log \left( \frac{4,60 \times 10^{-5} m}{3,7 \cdot 1,58 \times 10^{-2} m} + \frac{5,74}{(1,35 \times 10^4)^{0,9}} \right) \right]^2}$$

$$\boxed{f_{de} = 3,37 \times 10^{-2}}$$

Fórmula:

$$f_{de} = \frac{0,25}{\left[ \log \left( \frac{Rv_d}{3,7 D_{de}} + \frac{5,74}{NRE_d^{0,9}} \right) \right]^2}$$

Solución:

$$NRE_d = 3,04 \times 10^4$$

$$f_{de} = \frac{0,25}{\left[ \log \left( \frac{4,60 \times 10^{-5} m}{3,7 \cdot 1,58 \times 10^{-2} m} + \frac{5,74}{(3,04 \times 10^4)^{0,9}} \right) \right]^2}$$

$$\boxed{f_{de} = 3,01 \times 10^{-2}}$$

### 2.13.11. ENERGIA SUMINISTRADA AL SISTEMA

REF. Ecuación (63)

A continuación se ha desarrollado la ecuación de *Bernoulli* con la finalidad de obtener la energía suministrada al sistema por parte de la bomba.

Fórmula:

$$\frac{P_A}{\gamma_{H2O} DR_{mar}} + Z_A + \frac{V_A^2}{2g} + h_a \downarrow = \frac{P_B}{\gamma_{H2O} DR_{mar}} + Z_B + \frac{V_B^2}{2g} + h'_l + h_{lm} + h_R$$

$$h_a = \frac{P_B}{\gamma_{H2O} DR_{mar}} + Z_d + \frac{V_B^2}{2g} + h'_l - \frac{P_A}{\gamma_{H2O} DR_{mar}} - \frac{V_A^2}{2g}$$

Consideraciones:

$$V = \frac{Q}{A}$$

$$P_A = \gamma_{H2O} DR_{mar} h_{tons}$$

$$h_a = \frac{P_B}{\gamma_{H2O} DR_{mar}} + Z_d + \frac{Q_n^2}{A_{de}^2 2g} + h_l' - \frac{\gamma_{H2O} DR_{mar} h_{tons}}{\gamma_{H2O} DR_{mar}} - \frac{Q_n^2}{A_{se}^2 2g}$$

$$h_l' = h_l + h_{lm}$$

$$h_l = f \frac{L}{D} \frac{Q^2}{A^2 2g}$$

$$h_{lm} = \frac{KQ^2}{A^2 2g}$$

Desarrollo:

$$h_a = \frac{P_B}{\gamma_{H2O} DR_{mar}} + Z_d + \frac{Q_n^2}{A_{de}^2 2g} + h_{tons} - \frac{Q_n^2}{A_{se}^2 2g} + f_{se} \frac{L_{se}}{D_{se}} \frac{Q_n^2}{A_{de}^2 2g} + \frac{(k_{bes} + k_{ces})Q_n^2}{A_{se}^2 2g} + f_{de} \frac{L_{de}}{D_{de}} \frac{Q_n^2}{A_{de}^2 2g} + \frac{(k_{bed} + k_{ced})Q_n^2}{A_{se}^2 2g}$$

$$h_a = \frac{P_{de}}{\gamma_{H2O} DR_{mar}} + Z_d - h_{tons} + \left[ \frac{Q_n^2}{A_{se}^2 2g} \left( f_{se} \frac{L_{se}}{D_{se}} + k_{bes} + k_{ces} - 1 \right) \right] + \left[ \frac{Q_n^2}{A_{de}^2 2g} \left( f_{de} \frac{L_{de}}{D_{de}} + k_{bed} + k_{ced} + 1 \right) \right]$$

$$h_a = \frac{P_{de}}{\gamma_{H2O} DR_{mar}} + Z_d - h_{tons} + \left[ \frac{Q_n^2}{2g} \left( \frac{1}{A_{de}^2} - \frac{1}{A_{se}^2} + \frac{f_{se} L_{se}}{D_{se} A_{se}^2} + \frac{f_{de} L_{de}}{D_{de} A_{de}^2} + \frac{k_{bes} + k_{ces}}{A_{se}^2} + \frac{k_{bed} + k_{ced}}{A_{de}^2} \right) \right]$$

Datos:

$$P_{de} = 31,42 \frac{KN}{m^2}$$

$$\gamma_{H2O} = 9,806 \frac{KN}{m^3}$$

$$DR_{mar} = 1,038$$

$$Z_d = 0,22m$$

$$h_{tons} = 0,5m$$

$$Q_n = 23,54 \frac{l}{min}$$

$$f_{se} = 3,01 \times 10^{-2}$$

$$f_{de} = 3,04 \times 10^{-2}$$

$$g = 9,8 \frac{m}{s^2}$$

$$D_{de} = 1,58 \times 10^{-2} m$$

$$A_{de} = 1,96 \times 10^{-4} m^2$$

$$D_{se} = 1,58 \times 10^{-2} m$$

$$A_{se} = 1,96 \times 10^{-4} m^2$$

$$k_{ced} = 0,90$$

$$k_{ces} = 0,90$$

$$k_{bed} = 0,50$$

$$k_{bes} = 0,50$$

*Solución:*

$$\text{Si } Q_n = 0 \frac{l}{min}$$

$$h_a = \frac{31,42 \frac{KN}{m^2}}{9,806 \frac{KN}{m^2} \cdot 1,038} + 0,22m - 0,5m$$

$$h_a = 2,81m$$

$$\text{Si } Q_n = 23,54 \frac{l}{min}$$

$$h_a = \frac{31,42 \frac{KN}{m^2}}{9,806 \frac{KN}{m^2} \cdot 1,038} + 0,22m - 0,5m$$

$$+ \left[ \frac{(23,54)^2 \frac{l^2}{min^2}}{2 \cdot 9,8 \frac{m}{s^2}} \left( \frac{1}{(1,96 \times 10^{-4})^2 m^4} - \frac{1}{(1,96 \times 10^{-4})^2 m^4} + \frac{3,01 \times 10^{-2} \cdot 0,28m}{1,58 \times 10^{-2}m (1,96 \times 10^{-4})^2 m^4} \right) \right]$$

$$+ \left[ \frac{3,04 \times 10^{-2} \cdot 0,46m}{1,58 \times 10^{-2}m (1,96 \times 10^{-4})^2 m^4} + \frac{0,50 + 0,90}{(1,96 \times 10^{-4})^2 m^4} + \frac{0,50 + 0,90}{(1,96 \times 10^{-4})^2 m^4} \right]$$

$$h_a = 2,81m$$

$$+ \left[ 28,27 \frac{l^2 s^2}{min^2 m} \cdot \left| \frac{1min^2}{60^2 s^2} \right| \cdot \left| \frac{1m^6}{(1000l)^2} \right| \cdot (1,39 \times 10^7 + 2,28 \times 10^7 + 3,64 \times 10^7 \right.$$

$$\left. + 3,64 \times 10^7) \frac{1}{m^4} \right]$$

$$\boxed{h_a = 3,67m}$$

## 2.13. DIMENSIONAMIENTO DE LA BOMBA (CONDENSADOR)

En esta sección presentamos los cálculos para la selección de la bomba adecuada para conducir el agua de mar hacia el evaporador.

### 2.13.1. DIAMETRO CALCULADO EN LA TUBERIA DE SUCCION

Según los diseñadores de bombas centrífugas, la velocidad promedio en la succión de la bomba está comprendida entre  $1,5 - 2 \frac{m}{s}$ , tomando en cuenta esta consideración se ha llegado a obtener el diámetro calculado de la tubería de succión en función del cual se determinara el diámetro normalizado correspondiente a la tubería de succión.

*Fórmula:*

$$D_{isc}' = \sqrt{\frac{4 Q_{am}}{\pi V_{fs}}}$$

Datos:

$$V_{fs} = 2,5 \frac{m}{s} \text{ (Ver Anexo 6 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$Q_{am} = 30,68 \frac{l}{min}$$

Solución:

$$D_{isc}' = \sqrt{\frac{4 \cdot 30,68 \frac{l}{min}}{\pi \cdot 2,5 \frac{m}{s}} \cdot \left| \frac{1min}{60s} \right| \cdot \left| \frac{1 m^3}{1000l} \right| \cdot \left| \frac{39,369plg}{1m} \right|}$$

$$\boxed{D_{isc}' = 0,64plg}$$

$$D_{isc}' = 0,64plg \left| \begin{array}{l} D_{sc} = 1,58 \times 10^{-2}m \\ A_{sc} = 1,96 \times 10^{-4}m^2 \end{array} \right|$$

### 2.13.2. FACTOR DE PERDIDA DE CODOS EN LA TUBERIA DE SUCCION

Como es de conocimiento general, la presencia de reducciones, codos, etc., en la línea de succión disminuye la energía suministrada por la bomba del sistema, por ende es de gran importancia determinar en qué magnitud dichos elementos alteran las condiciones del proceso, por tal motivo se ha determinado el factor de pérdidas de codos.

Fórmula:

$$k_{ces} = C_{ces} k_{ces}'$$

Datos:

$$C_{ces} = 0$$



$$kces' = 0,90$$

Solución:

$$kces = 0 \cdot 0,90$$

$$\boxed{kces = 0}$$

### 2.13.3. DIAMETRO CALCULADO EN TUBERIA DE DESCARGA

Según los diseñadores de bombas centrífugas, la velocidad promedio en la descarga de la bomba está comprendida entre  $2 - 3 \frac{m}{s}$ , tomando en cuenta esta consideración se ha llegado a obtener el diámetro calculado de la tubería de descarga en función del cual se determinara el diámetro normalizado correspondiente a la tubería de descarga.

Fórmula:

$$D_{idc}' = \sqrt{\frac{4 Q_{am}}{\pi V_{fd}}}$$

Datos:

$$Q_{am} = 30,68 \frac{l}{min}$$

$$V_{fd} = 2,5 \frac{m}{s} \text{ (Ver Anexo 6 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

Solución:

$$D_{idc}' = \sqrt{\frac{4 \cdot 30,68 \frac{l}{min}}{\pi \cdot 2,5 \frac{m}{s}} \cdot \left| \frac{1min}{60s} \right| \cdot \left| \frac{1 m^3}{1000l} \right| \cdot \left| \frac{39,369plg}{1m} \right|}$$

$$\boxed{D_{idc}' = 0,64plg}$$

$$D_{idc}' = 0.64plg \left| \begin{array}{l} D_{dc} = 1,58 \times 10^{-2}m \\ A_{dc} = 1,96 \times 10^{-4}m^2 \end{array} \right|$$

#### 2.13.4. FACTOR DE PERDIDAS DE CODOS EN LA TUBERIA DE DESCARGA

Como se explico anteriormente, la presencia de reducciones, codos, etc., en la línea de succión disminuye la energía suministrada por la bomba del sistema, ocurre exactamente lo mismo en la línea de descarga, por tal motivo se ha determinado el factor de pérdidas de codos en la línea de descarga.

*Fórmula:*

$$k_{ced} = C_{ced} k_{ced}'$$

*Datos:*

$$C_{ced} = 2$$

$$k_{ced}' = 0,90$$

*Solución:*

$$k_{ced} = 2 \cdot 0,90$$

$$\boxed{k_{ced} = 1,8}$$

#### 2.13.5. NUMERO DE REYNOLDS EN LA SUCCION

Mediante el número de Reynolds se ha llegado a determinar qué tipo de flujo está presente dentro de la tubería de succión.

*Fórmula:*

$$NRE_s = \frac{Q_n D_{sc} \delta_{fmar}}{A_{sc} \mu_{mar}}$$

Datos:

$$D_{sc} = 1,58 \times 10^{-2} m$$

$$A_{sc} = 1,96 \times 10^{-4} m^2$$

$$\delta_{fmar} = 990,16 \frac{Kg}{m^3}$$

$$\mu_{mar} = 0,00103 \frac{Kg}{s \cdot m}$$

Solución:

$$NRE_s = \frac{Q_n \cdot 1,58 \times 10^{-2} m \cdot 990,16 \frac{Kg}{m^3}}{1,96 \times 10^{-4} m^2 \cdot 0,00103 \frac{Kg}{s \cdot m}}$$

$$NRE_s = Q_n \cdot 7,75 \times 10^7 \frac{s}{m^3} \cdot \left| \frac{1m^3}{1000l} \right| \cdot \left| \frac{1min}{60s} \right|$$

$$NRE_s = Q_n \cdot 1291,57 \frac{mins}{l}$$

$Q_n$ [l/min]	$NRE_s$
0	1
3,41	$4,40 \times 10^3$
13,63	$1,76 \times 10^4$
30,68	$3,96 \times 10^4$

### 2.13.6. FACTOR DE FRICCION EN LA SUCCION

Una vez obtenido el numero de Reynolds para cada caudal de diseño se ha clasificado el tipo de flujo en laminar y turbulento. De esta manera y según una ecuación característica se ha determinado el factor de fricción que se produce durante el paso del fluido dentro la tubería de succión.

Consideraciones:

$$\text{Si } NRE_s < 2000$$

$$f_{sc} = \frac{64}{NRE_s}$$

$$\text{Si } NRE_s > 2000$$

$$f_{sc} = \frac{0,25}{\left[ \log \left( \frac{Rv_s}{3,7 D_{sc}} + \frac{5,74}{NRE_s^{0,9}} \right) \right]^2}$$

Datos:

$$Rv_s = 4,60 \times 10^{-5} m$$

$$D_{sc} = 1,58 \times 10^{-2} m$$

Fórmula:

$$f_{sc} = \frac{64}{NRE_s}$$

Solución:

$$NRE_s = 1$$

$$f_{sc} = \frac{64}{1}$$

$$\boxed{f_{sc} = 6,4 \times 10^4}$$

Fórmula:

$$f_{sc} = \frac{0,25}{\left[ \log \left( \frac{Rv_s}{3,7 D_{sc}} + \frac{5,74}{NRE_s^{0,9}} \right) \right]^2}$$

Solución:

$$NRE_s = 4,40 \times 10^3$$

$$f_{sc} = \frac{0,25}{\left[ \log \left( \frac{4,60 \times 10^{-5} m}{3,7 \cdot 1,58 \times 10^{-2} m} + \frac{5,74}{(4,40 \times 10^3)^{0,9}} \right) \right]^2}$$

$$\boxed{f_{sc} = 4,27 \times 10^{-2}}$$

*Fórmula:*

$$f_{sc} = \frac{0,25}{\left[ \log \left( \frac{Rv_s}{3,7 D_{sc}} + \frac{5,74}{NRE_s^{0,9}} \right) \right]^2}$$

*Solución:*

$$NRE_s = 1,76 \times 10^4$$

$$f_{sc} = \frac{0,25}{\left[ \log \left( \frac{4,60 \times 10^{-5} m}{3,7 \cdot 1,58 \times 10^{-2} m} + \frac{5,74}{(1,76 \times 10^4)^{0,9}} \right) \right]^2}$$

$$\boxed{f_{sc} = 3,23 \times 10^{-2}}$$

*Fórmula:*

$$f_{sc} = \frac{0,25}{\left[ \log \left( \frac{Rv_s}{3,7 D_{sc}} + \frac{5,74}{NRE_s^{0,9}} \right) \right]^2}$$

*Solución:*

$$NRE_s = 3,96 \times 10^4$$

$$f_{sc} = \frac{0,25}{\left[ \log \left( \frac{4,60 \times 10^{-5} m}{3,7 \cdot 1,58 \times 10^{-2} m} + \frac{5,74}{(3,96 \times 10^4)^{0,9}} \right) \right]^2}$$

$$\boxed{f_{sc} = 2,93 \times 10^{-2}}$$

### 2.13.7. NUMERO DE REYNOLDS EN LA DESCARGA

Mediante el número de Reynolds se ha llegado a determinar qué tipo de flujo está presente dentro de la tubería de descarga.

*Fórmula:*

$$NRE_d = \frac{Q_n D_{dc} \delta_{fmar}}{A_{dc} \mu_{mar}}$$

*Datos:*

$$D_{dc} = 1,58 \times 10^{-2} m$$

$$A_{dc} = 1,96 \times 10^{-4} m^2$$

$$\delta_{fmar} = 990,16 \frac{Kg}{m^3}$$

$$\mu_{mar} = 0,00103 \frac{Kg}{s \cdot m}$$

*Solución:*

$$NRE_d = \frac{Q_n \cdot 1,58 \times 10^{-2} m \cdot 990,16 \frac{Kg}{m^3}}{1,96 \times 10^{-4} m^2 \cdot 0,00103 \frac{Kg}{s \cdot m}}$$

$$NRE_d = Q_n \cdot 7,75 \times 10^7 \frac{s}{m^3} \cdot \left| \frac{1m^3}{1000l} \right| \cdot \left| \frac{1min}{60s} \right|$$

$$NRE_d = Q_n \cdot 1291,57 \frac{mins}{l}$$

$Q_n$ [l/min]	$NRE_s$
0	1
3,41	$4,40 \times 10^3$
13,63	$1,76 \times 10^4$
30,68	$3,96 \times 10^4$

### 2.13.8. FACTOR DE FRICCION EN LA DESCARGA

Una vez obtenido el numero de Reynolds para cada caudal de diseño se ha clasificado el tipo de flujo en laminar y turbulento. De esta manera y según una ecuación característica se ha determinado el factor de fricción que se produce durante el paso del fluido dentro la tubería de descarga.

*Consideraciones:*

$$\text{Si } NRE_d < 2000$$

$$f_{dc} = \frac{64}{NRE_d}$$

$$\text{Si } NRE_d > 2000$$

$$f_{dc} = \frac{0,25}{\left[ \log \left( \frac{Rv_d}{3,7 D_{dc}} + \frac{5,74}{NRE_d^{0,9}} \right) \right]^2}$$

*Datos:*

$$Rv_d = 4,60 \times 10^{-5} m$$

$$D_{dc} = 1,58 \times 10^{-2} m$$

*Fórmula:*

$$f_{dc} = \frac{64}{NRE_d}$$

*Solución:*

$$NRE_d = 1$$

$$f_{dc} = \frac{64}{1}$$

$$\boxed{f_{dc} = 6,4 \times 10^{-1}}$$

*Fórmula:*

$$f_{dc} = \frac{0,25}{\left[ \log \left( \frac{Rv_d}{3,7 D_{dc}} + \frac{5,74}{NRE_d^{0,9}} \right) \right]^2}$$

*Solución:*

$$NRE_d = 4,40 \times 10^3$$

$$f_{dc} = \frac{0,25}{\left[ \log \left( \frac{4,60 \times 10^{-5} m}{3,7 \cdot 1,58 \times 10^{-2} m} + \frac{5,74}{(4,40 \times 10^3)^{0,9}} \right) \right]^2}$$

$$\boxed{f_{dc} = 4,27 \times 10^{-2}}$$

*Fórmula:*

$$f_{dc} = \frac{0,25}{\left[ \log \left( \frac{Rv_d}{3,7 D_{dc}} + \frac{5,74}{NRE_d^{0,9}} \right) \right]^2}$$

*Solución:*

$$NRE_d = 1,76 \times 10^4$$

$$f_{dc} = \frac{0,25}{\left[ \log \left( \frac{4,60 \times 10^{-5} m}{3,7 \cdot 1,58 \times 10^{-2} m} + \frac{5,74}{(1,76 \times 10^4)^{0,9}} \right) \right]^2}$$

$$\boxed{f_{dc} = 3,23 \times 10^{-2}}$$



Fórmula:

$$f_{dc} = \frac{0,25}{\left[ \log \left( \frac{Rv_d}{3,7 D_{dc}} + \frac{5,74}{NRE_d^{0,9}} \right) \right]^2}$$

Solución:

$$NRE_d = 3,96 \times 10^4$$

$$f_{se} = \frac{0,25}{\left[ \log \left( \frac{4,60 \times 10^{-5} m}{3,7 \cdot 1,58 \times 10^{-2} m} + \frac{5,74}{(3,96 \times 10^4)^{0,9}} \right) \right]^2}$$

$$\boxed{f_{se} = 2,93 \times 10^{-2}}$$

### 2.13.9. ENERGIA SUMINISTRADA AL SISTEMA

A continuación se ha desarrollado la ecuación de *Bernoulli* con la finalidad de obtener la energía suministrada al sistema por parte de la bomba.

Consideraciones:

$$\frac{P_A}{\gamma_{H2O} DR_{mar}} + Z_A + \frac{V_A^2}{2g} + h_a \downarrow = \frac{P_B}{\gamma_{H2O} DR_{mar}} + Z_B + \frac{V_B^2}{2g} + h_l' + h_{lm} + h_R$$

$$V = \frac{Q}{A}$$

$$h_l' = h_l + h_{lm}$$

$$h_l = f \frac{L}{D} \frac{Q^2}{A^2 2g}$$

$$h_{lm} = \frac{\sum K Q^2}{A^2 2g}$$

Desarrollo:

$$h_a = Z_B - Z_A + \frac{Q_n^2}{A_{de}^2 2g} + \frac{f_{se} L_{se} Q_n^2}{D_{se} A_{se}^2 2g} + \frac{(k_{bes} + k_{ces})Q_n^2}{A_{se}^2 2g} + \frac{f_{de} L_{de} Q_n^2}{D_{de} A_{se}^2 2g} + \frac{k_{ced} Q_n^2}{A_{de}^2 2g}$$

$$h_a = Z_d - h_{tans} + \left[ \frac{Q_n^2}{2g} \left( \frac{1}{A_{de}^2} + \frac{f_{se} L_{se}}{D_{se} A_{se}^2} + \frac{f_{de} L_{de}}{D_{de} A_{de}^2} + \frac{k_{bes} + k_{ces}}{A_{se}^2} + \frac{k_{ced}}{A_{de}^2} \right) \right]$$

Datos:

$$\gamma_{H2O} = 9,806 \frac{KN}{m^2}$$

$$DR_{mar} = 1,038$$

$$Z_d = 0,22m$$

$$h_{tans} = 0,5m$$

$$Q_n = 30,68 \frac{l}{min}$$

$$f_{sc} = 2,93 \times 10^{-3}$$

$$f_{dc} = 2,93 \times 10^{-3}$$

$$g = 9,8 \frac{m}{s^2}$$

$$D_{dc} = 1,58 \times 10^{-2}m$$

$$A_{dc} = 1,96 \times 10^{-4}m^2$$

$$D_{sc} = 1,58 \times 10^{-2}m$$

$$A_{sc} = 1,96 \times 10^{-4}m^2$$

$$k_{ced} = 0,90$$

$$k_{ces} = 0,90$$

$$k_{bed} = 0,50$$

$$k_{bes} = 0,50$$

Solución:

$$\text{Si } Q_n = 0 \frac{l}{min}$$

$$h_a = 0,59m - 0,5m$$

$$h_a = 0,9m$$

$$\text{Si } Q_n = 30,68 \frac{l}{min}$$

$$h_a = 0,9m$$

$$+ \left[ \frac{(30,68)^2 \frac{l^2}{min^2}}{2 \cdot 9,8 \frac{m}{s^2}} \left( \frac{1}{(1,96 \times 10^{-4})^2 m^4} + \frac{2,93 \times 10^{-3} \cdot 0,17m}{1,58 \times 10^{-2}m (1,96 \times 10^{-4})^2 m^4} \right) \right. \\ \left. + \frac{2,93 \times 10^{-3} \cdot 3,03m}{1,58 \times 10^{-2}m (1,96 \times 10^{-4})^2 m^4} + \frac{0,50}{(1,96 \times 10^{-4})^2 m^4} + \frac{1,58}{(1,96 \times 10^{-4})^2 m^4} \right]$$

$$h_a = 0,9m$$

$$+ \left[ 48,02 \frac{l^2 s^2}{min^2 m} \cdot \left| \frac{1min^2}{60^2 s^2} \right| \cdot \left| \frac{1m^6}{(1000l)^2} \right| \cdot (2,6 \times 10^7 + 8,21 \times 10^5 + 1,49 \times 10^8) \right. \\ \left. + 1,30 \times 10^7 + 4,11 \times 10^7 \right) \frac{1}{m^4} \left. \right]$$

$$\boxed{h_a = 3,32m}$$

## DIMENSIONAMIENTO DE LA TUBERIA DE VAPOR

### 2.13.10. VELOCIDAD DEL VAPOR

La velocidad del vapor no es más que la velocidad a la cual el vapor de agua circula a través de la tubería que conecta al evaporador y al condensador, esta velocidad debe cumplir la siguiente condición:

$$\text{Para vapor saturado de } 0,50 \text{ psig} : 1000 \leq V_V \leq 6000 \left[ \frac{\text{pie}}{\text{min}} \right]$$

Fórmula:

$$V_V = \frac{1020,74 \text{ mve}}{D_{iec}^2 P_{sat}^{0,938}}$$

Datos:

$$D_{iec} = 0,82 \text{ plg (Ver Anexo 7 pág. 2. Variable de decisión obtenida mediante Crystal Ball)}$$

$$\text{mve} = 49,51 \frac{\text{lb}}{\text{h}}$$

$$P_{sat} = 17,52 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^2}$$

Solución:

$$V_V = \frac{1020,74 \cdot 49,51 \frac{\text{lb}}{\text{h}}}{0,82 \text{ plg} \cdot \left( 17,52 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^2} \right)^{0,938}}$$

$$\boxed{V_V = 5072,65 \frac{\text{pie}}{\text{min}}}$$

## **CAPITULO III**

### **CONTRASTACION DE RESULTADOS**

#### **INTRODUCCION**

En este capítulo analizaremos, compararemos económica y energéticamente los resultados de nuestro proyecto para tener un panorama más claro y sacar conclusiones en torno a la realidad.

Para el efecto hemos tomado como base para todo el estudio, el costo que tendría el proyecto si consideráramos como un hecho su implementación.

A continuación mostraremos varias comparaciones muy importantes que nos servirán como herramienta de análisis y toma de decisiones.

#### **3.1. COSTO DEL *KWh* DETERMINADO MEDIANTE LA PRODUCCION DE ENERGIA A LO LARGO DE SU VIDA UTIL**

Para poder calcular el costo del *KWh* del aerogenerador, debemos primero saber de cuánta energía disponemos y luego hacer los cálculos correspondientes.

La inversión inicial en proyectos de energía renovable generalmente es alta, pero se amortiza con los años de servicio que va a rendir el aerogenerador, en este caso el tiempo de vida útil del aerogenerador de de 20 años aproximadamente.

Si tomamos el aerogenerador, de 20 KW y consideramos las 17 horas de trabajo diario obtendremos:

$$Energia = 20 \text{ KW} \cdot \frac{17 \text{ h}}{\text{día}} = 340 \frac{\text{KWh}}{\text{día}}$$

La inversión correspondiente a la compra del generador es de \$ 31749 (ver anexo 20).

Si tenemos 340 KWh por día y multiplicamos por 365 días del año tendremos:

$$340 \frac{\text{KWh}}{\text{día}} \cdot 365 \frac{\text{día}}{\text{año}} = 124100 \frac{\text{KWh}}{\text{año}}$$

Por 20 años de vida media de un aerogenerador obtenemos:

$$124100 \frac{\text{KWh}}{\text{año}} \cdot 20 \text{ año} = 2482000 \text{ KWh}$$

Pero como nunca la velocidad del viento es constante debemos tomar en cuenta caídas de potencia que disminuirían la producción de energía, si suponemos que la caída de potencia llega hasta los 18 KWh, esto representa el 10% menos que lo que calculamos en el paso anterior entonces:

$$2482000 \text{ KWh} \cdot 10\% = 248200 \text{ KWh}$$

$$2482000 \text{ KWh} - 248200 \text{ KWh} = 2233800 \text{ KWh}$$

El costo del aerogenerador es \$ 31749 ahora si tenemos en cuenta un aumento del 10% en el costo del aerogenerador por mantenimiento preventivo y correctivo, nuestro valor por el aerogenerador será \$ 34923,9.

Si dividimos \$ 34923,9 para nuestra producción de energía a lo largo de su vida útil 2233800 *KWh* obtendremos **\$0.016 / *KWh***.

### **3.2. AMORTIZACIONES DEL AEROGENERADOR Y DE LA MAQUINA DESALINIZADORA**

Hay bienes que se compran y que se utilizan en el sistema productivo, pero que no se incorporan al producto como insumo, sino que se utilizan durante un tiempo para ayudar en su elaboración. Por ejemplo: maquinarias, equipos, instalaciones, bienes de uso, etc.

A estos bienes se les practica lo que se denomina **amortización** o **depreciación**, por un importe que está relacionado con su vida útil, el desgaste, la obsolescencia técnica, etc.; y se carga dicho importe en forma proporcional al producto. Esto constituye un costo, aunque el desembolso se hizo en el pasado.

La compra de una máquina o de una herramienta de trabajo generalmente demanda un fuerte desembolso inicial que, si fuera tenido en cuenta en ese momento para calcular los costos produciría una fuerte distorsión en los mismos.

El método de la depreciación lineal evita ese problema, porque distribuye el gasto inicial a lo largo de todo el período de vida útil del equipo.

Para tener claro el desembolso que tenemos que cubrir y si fuera el caso de un negocio, saber cuánto tenemos que poner como utilidad, es necesario saber las amortizaciones tanto de la maquina como del aerogenerador.

### 3.2.1. AMORTIZACION DEL AEROGENERADOR

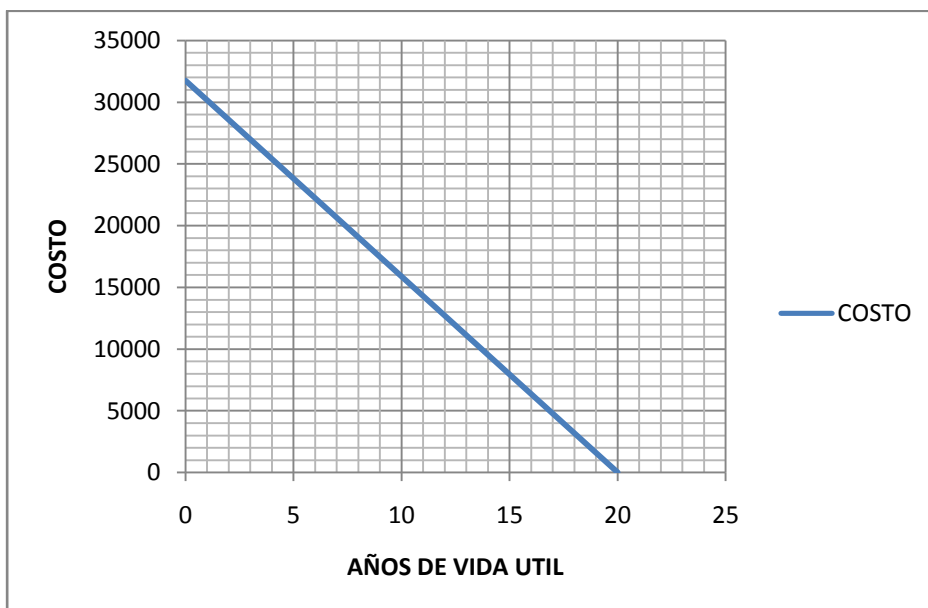
A continuación se muestran los valores de amortización del aerogenerador, estos valores están tomados en cuenta anualmente y mensualmente para una mejor comprensión.

#### 3.2.1.1. AMORTIZACION ANUAL

Tomamos el valor del generador y lo dividimos para su vida útil que está en un promedio de 20 años:

$$\frac{\$ 31749}{20 \text{ año}} = \frac{\$1587,45}{\text{año}}$$

A continuación la **Figura 88** muestra el comportamiento de la amortización:



**Figura 88**



### 3.2.1.2. AMORTIZACION MENSUAL

Tomamos el valor de la amortización anual y lo dividimos para 12 meses que tiene un año:

$$\frac{\$1587,45}{\text{año}} \cdot \frac{1 \text{ año}}{12 \text{ mes}} = \frac{\$ 132,29}{\text{mes}}$$

### 3.2.2. AMORTIZACION DE LA MAQUINA DESALINIZADORA

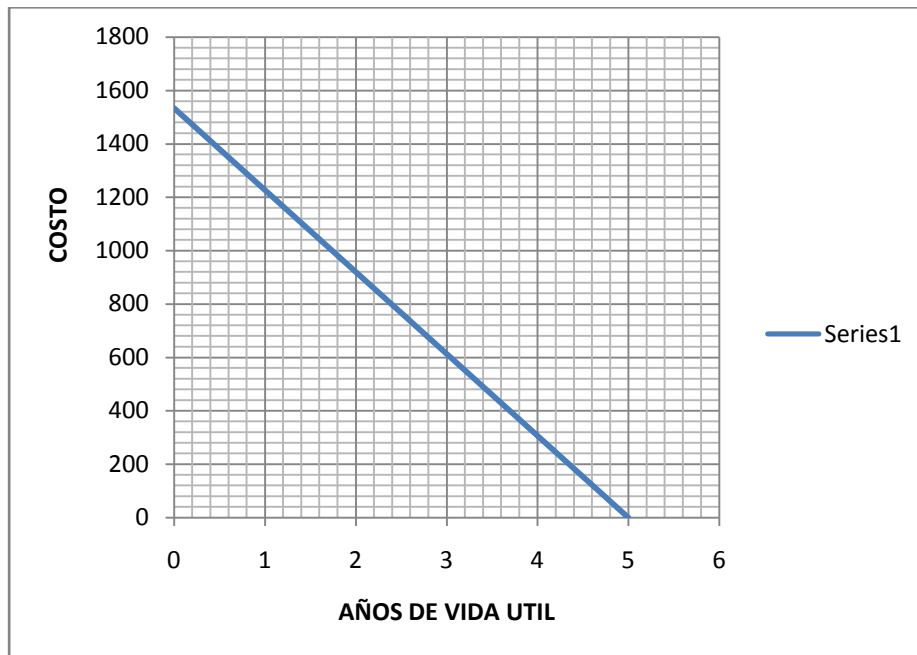
A continuación se muestran los valores de amortización de la maquina desaladora que en este caso es el producto de nuestro diseño, estos valores están tomados en cuenta anualmente y mensualmente para una mejor comprensión.

#### 3.2.2.1. AMORTIZACION ANUAL

Tomamos el valor de la máquina y lo dividimos para su vida útil que la tomamos de su elemento más sensible en este caso el calentador eléctrico y está en un promedio de 5 años:

$$\frac{\$ 1533}{5 \text{ año}} = \frac{\$306,6}{\text{año}}$$

A continuación la **Figura 89** muestra el comportamiento de la amortización:



**Figura 89**

### 3.2.2.2. AMORTIZACION MENSUAL

Tomamos el valor de la amortización anual y lo dividimos para 12 meses que tiene un año:

$$\frac{\$306,6}{\text{año}} \cdot \frac{1 \text{ año}}{12 \text{ mes}} = \frac{\$ 25,55}{\text{mes}}$$

### 3.3. KWH EN FUNCION DEL VOLUMEN DE PRODUCCION

Para este análisis consideraremos que nuestra máquina produce 400 litros diarios de agua desalinizada y consume 16,73 KW, si deseamos saber la energía diaria requerida multiplicamos este consumo por el tiempo de trabajo de la maquina en el día que son 17 horas.

$$16,73 \text{ KW} \cdot \frac{17 \text{ h}}{\text{día}} = 284,41 \frac{\text{KWh}}{\text{día}}$$

Necesitamos 284,41 *KWh/día*, para producir 400 litros diarios. Es decir que en un año se necesitan 103 809,65 *KWh* para producir 146 *m³* de agua.

Todo lo anterior es cierto si nuestra máquina llega a su máxima producción diaria pero si existen caídas de potencia del aerogenerador a causa de que la velocidad del viento no sea la óptima para su funcionamiento, la producción de agua desalinizada también se reduce, pero no tenemos certeza de que esto sea una relación lineal no podemos determinar directamente lo que pasaría con una eventual caída de potencia.

Para el efecto utilizaremos la simulación con *Crystal Ball*, vamos a suponer de los 16,73 KW que se necesitan normalmente baje hasta 13,92 KW y simulamos.

El programa nos muestra las siguientes graficas:

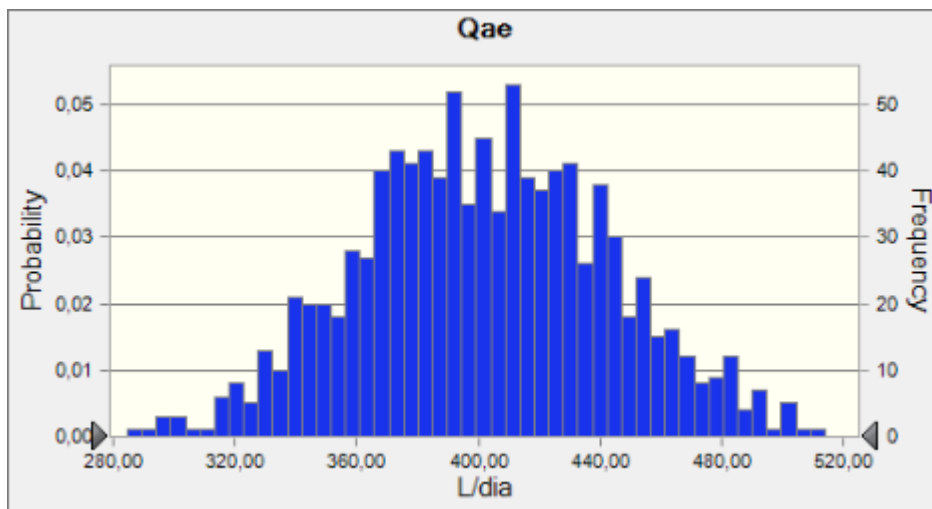


Figura 90

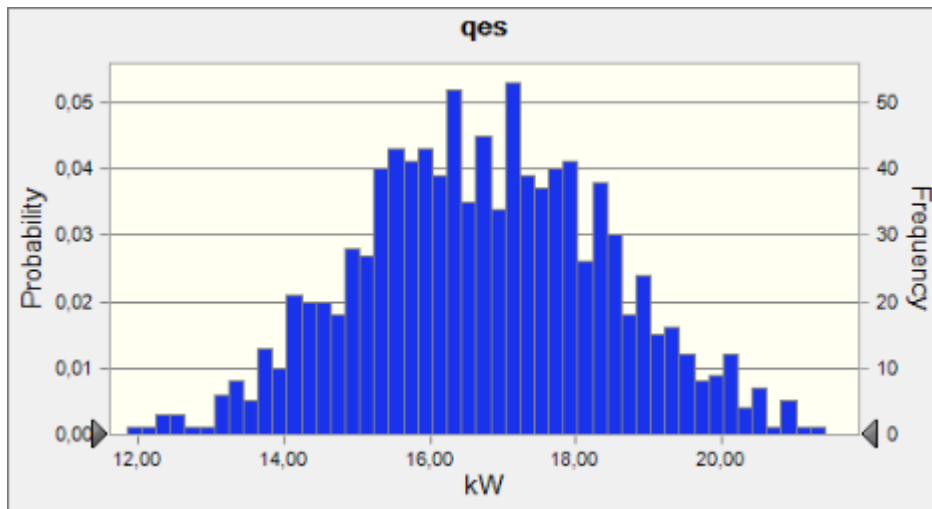


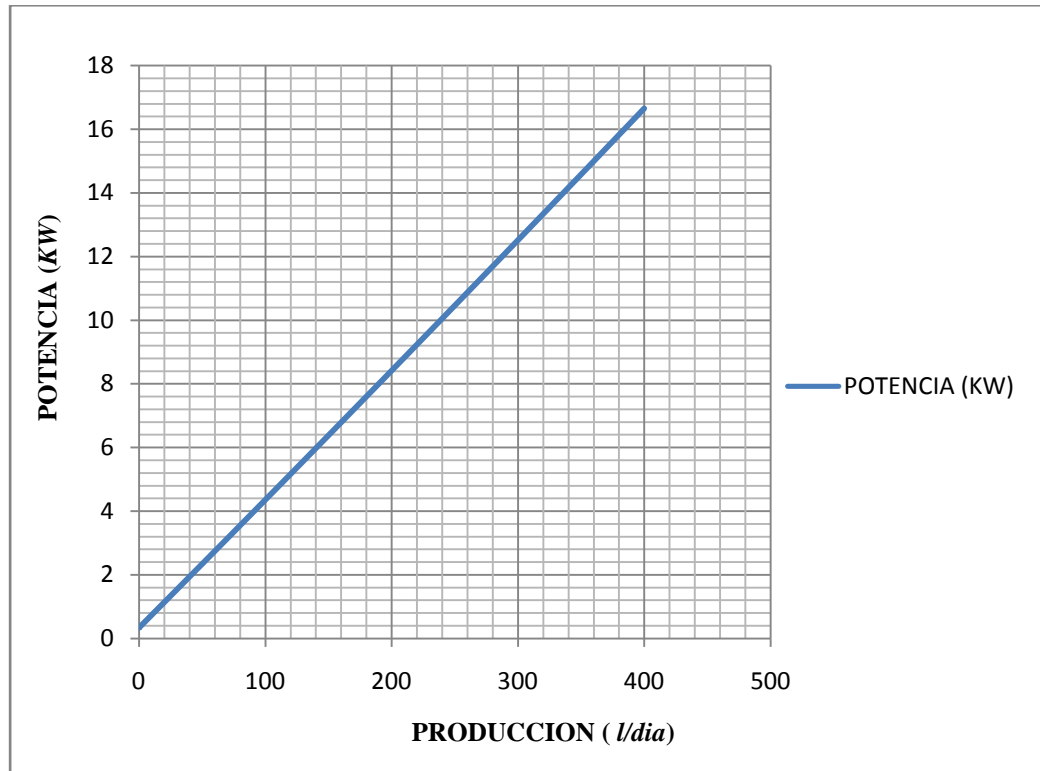
Figura 91

La **Figura 90** ( $Q_{ae}$ ) representa la simulación de la variación de la producción de agua del desalinizador y la **Figura 91**( $q_{es}$ ) representa la simulación de la variación de la potencia requerida.

Para poder determinar el comportamiento del volumen de producción en función de la potencia tomamos unos cuantos valores de las graficas de simulación de potencia y volumen de producción respectivamente y con estos valores determinamos la ecuación de la curva con la ayuda de Excel y la proyectamos para saber cuánto es el mínimo que podemos producir y por ende el mínimo de energía necesario y tenemos:

$$y = 2 \cdot 10^{-06} x^2 + 0,04 x + 0,338$$

Con esta ecuación determinamos valores para conocer el comportamiento con una grafica de dispersión **Figura 92** la cual mostramos a continuación:



**Figura 92**

En conclusión determinamos que la producción en función de la potencia requerida tiene un comportamiento que lo podríamos apreciar como lineal aunque la ecuación de la línea es cuadrática casi no se percibe la curva entonces podríamos decir que es lineal pero se requiere un mínimo de energía de 0,3384 KW para que comience a evaporar la máquina, si multiplicamos por las 17 h de producción tenemos un mínimo de energía de 5,7528 KWh.

### 3.4. COSTO DEL VOLUMEN DE PRODUCCION

Para el efecto vamos a tener en cuenta el valor del *KWh* del aerogenerador obtenido en el ítem (3.1) que es \$0.016 y el valor diario que se tendría por el uso de la maquina desalinizadora obtenido mediante la amortización de la maquina en el ítem (3.2.2.2) que proyectado diariamente es \$ 0,85.

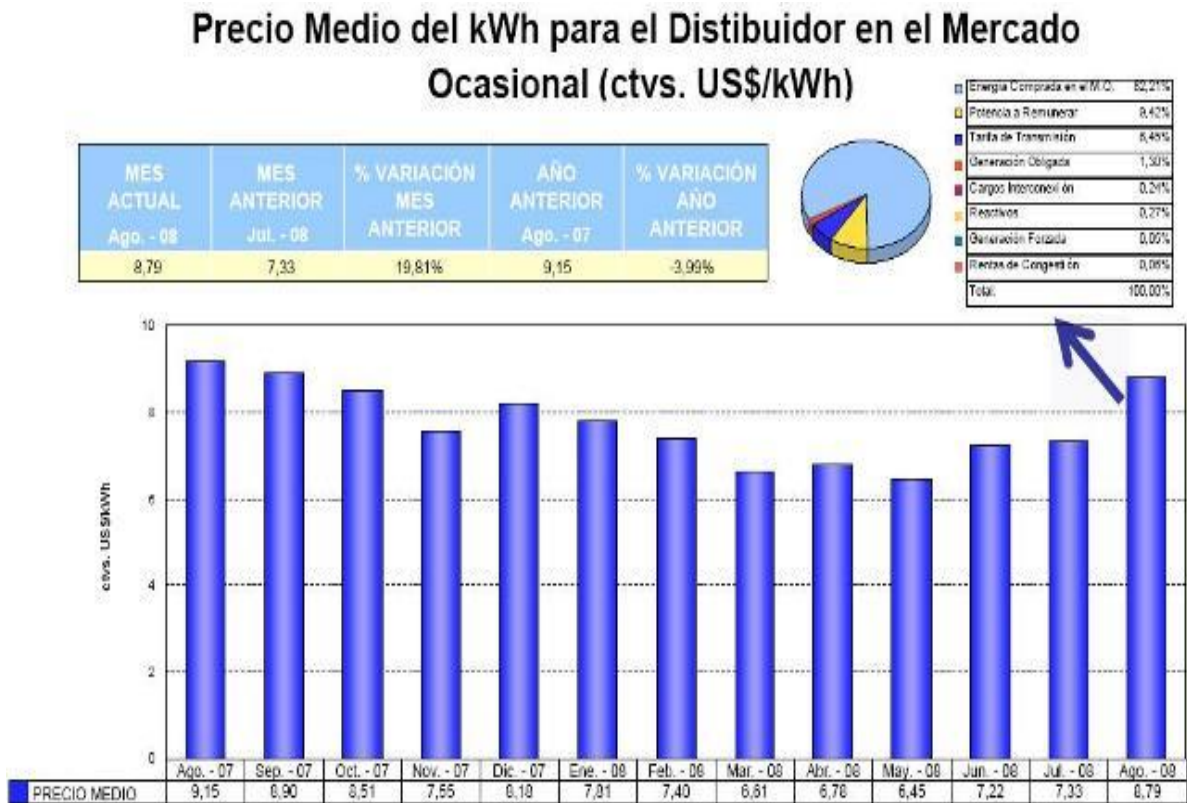
Según nuestro requerimiento de energía tenemos 284,41 *KWh/día* (ver ítem 3.3) multiplicado por el valor del *KWh* nos da \$ 4,55 mas el valor diario por amortización de la máquina \$ 0,85 tenemos \$ 5,40 diarios por los 400 litros que produce la máquina en un día.

Si queremos proyectar este costo para un  $m^3$  realizamos el siguiente cálculo:

$$\left| \frac{\$ 5,40}{400 \text{ l}} \cdot \frac{1000 \text{ l}}{1 \text{ m}^3} \right| = \frac{\$ 13,5}{\text{m}^3}$$

### 3.5. COMPARACION DE COSTOS DEL KWH

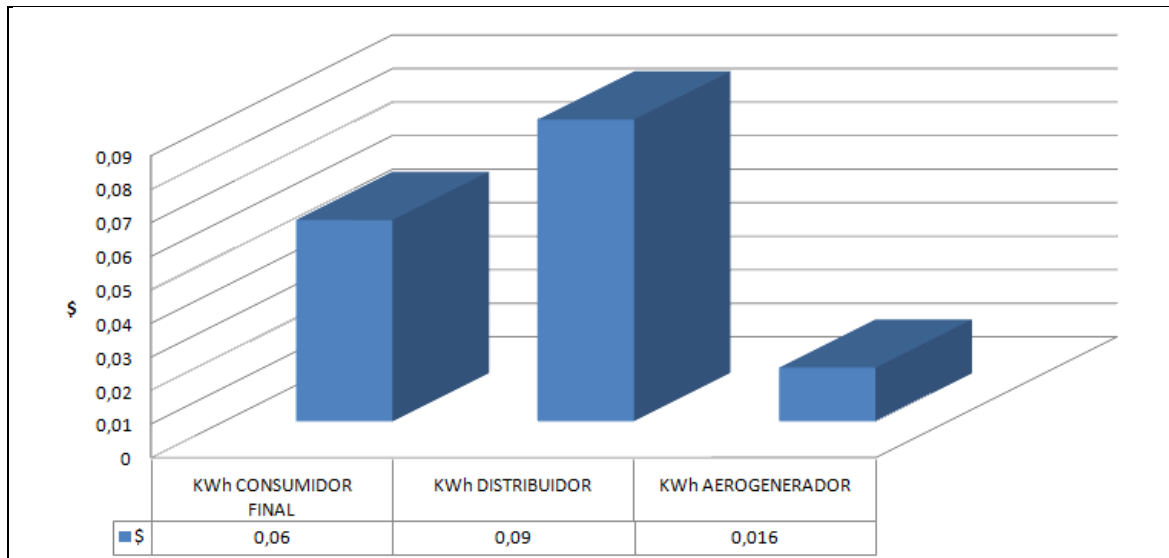
Según un informe de (Copyright 2007-2008 BITTIUM ENERGY) el valor promedio del *KWh* para el distribuidor en el mercado ocasional en promedio es \$ 0,09 aproximadamente, como muestra la **Figura 93**.



**Figura 93**

Y en promedio el valor de *KWh* para el consumidor final se ubica en \$0,06 aproximadamente, este valor es menor al del distribuidor ya que tiene un subsidio del gobierno.

Si comparamos los costos de energía por distribución, valor para consumidor final y el costo del *KWh* de nuestro generador (ver ítem 3.1) con una grafica, como muestra la **Figura 94** tenemos:



**Figura 94**

Analizando nos damos cuenta que con la utilización del aerogenerador se obtendría un ahorro del 82,22 % para el distribuidor y para el consumidor final un ahorro del 73,33 % en el consumo de la red eléctrica.

### 3.6. COMPARACION DEL COSTO DEL $M^3$ DE AGUA

En esta ocasión vamos a comparar cuánto costaría producir un  $m^3$  con nuestra máquina, utilizando el aerogenerador y utilizando la red eléctrica con el valor que le ocasionaría al distribuidor y cuanto al consumidor final.

Para ello sabemos que la máquina consume 284,41  $KWh/día$  para producir 400 litros (ver ítem 3.3), si 1  $m^3$  tiene 1000 litros entonces tenemos 711,025  $KWh/día$  para un  $m^3$ . Este valor es constante para el distribuidor, consumidor final y aerogenerador, pero a este se le multiplica por el valor del  $KWh$  que es diferente en cada caso, como muestra la **Figura 94**.



Finalmente a cada uno de estos valores se le suma el costo diario de uso de la máquina que es \$0,85 por los 400 l pero como necesitamos este valor por cada  $m^3$  será \$2,125.

a. RED.

$$\left( \frac{711,025 \text{ KWh}}{m^3} \cdot \frac{\$ 0,06}{\text{KWh}} \right) + \frac{\$ 2,125}{m^3} = \frac{\$ 44,79}{m^3}$$

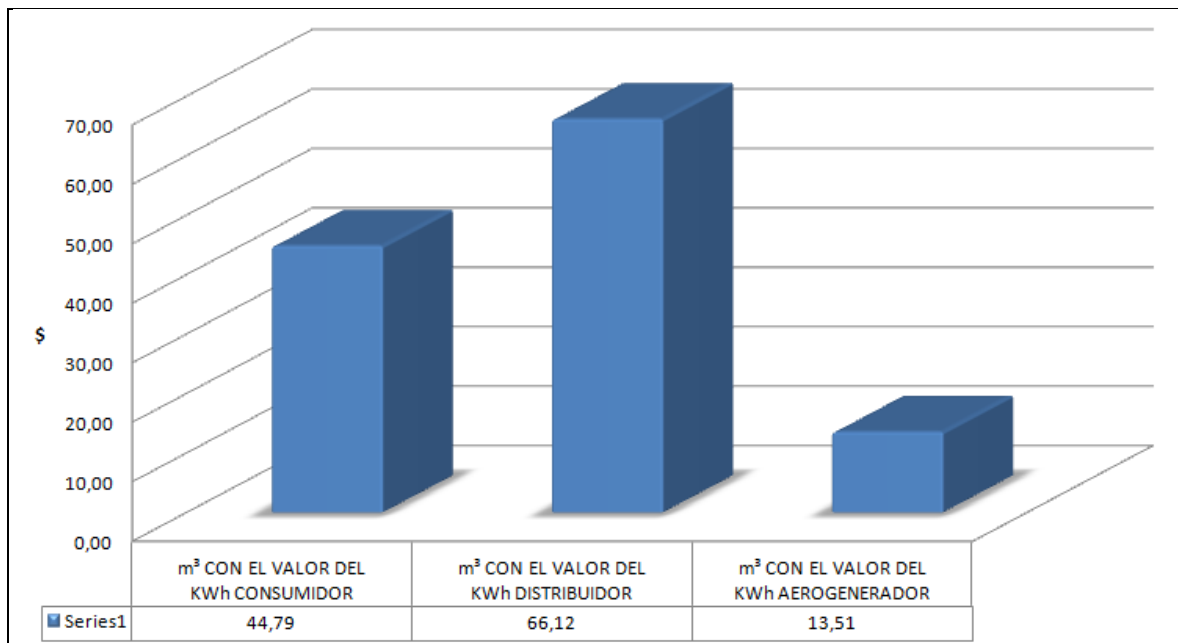
b. DISTRIBUIDOR.

$$\left( \frac{711,025 \text{ KWh}}{m^3} \cdot \frac{\$ 0,09}{\text{KWh}} \right) + \frac{\$ 2,125}{m^3} = \frac{\$ 66,12}{m^3}$$

c. AEROGENERADOR.

$$\left( \frac{711,025 \text{ KWh}}{m^3} \cdot \frac{\$ 0,016}{\text{KWh}} \right) + \frac{\$ 2,125}{m^3} = \frac{\$ 13,51}{m^3}$$

En la **Figura 95** podemos observar las comparaciones del costo del  $m^3$  de agua.



**Figura 95**

Como podemos apreciar que el valor con el uso del aerogenerador es sumamente menor que con el uso de la red eléctrica.

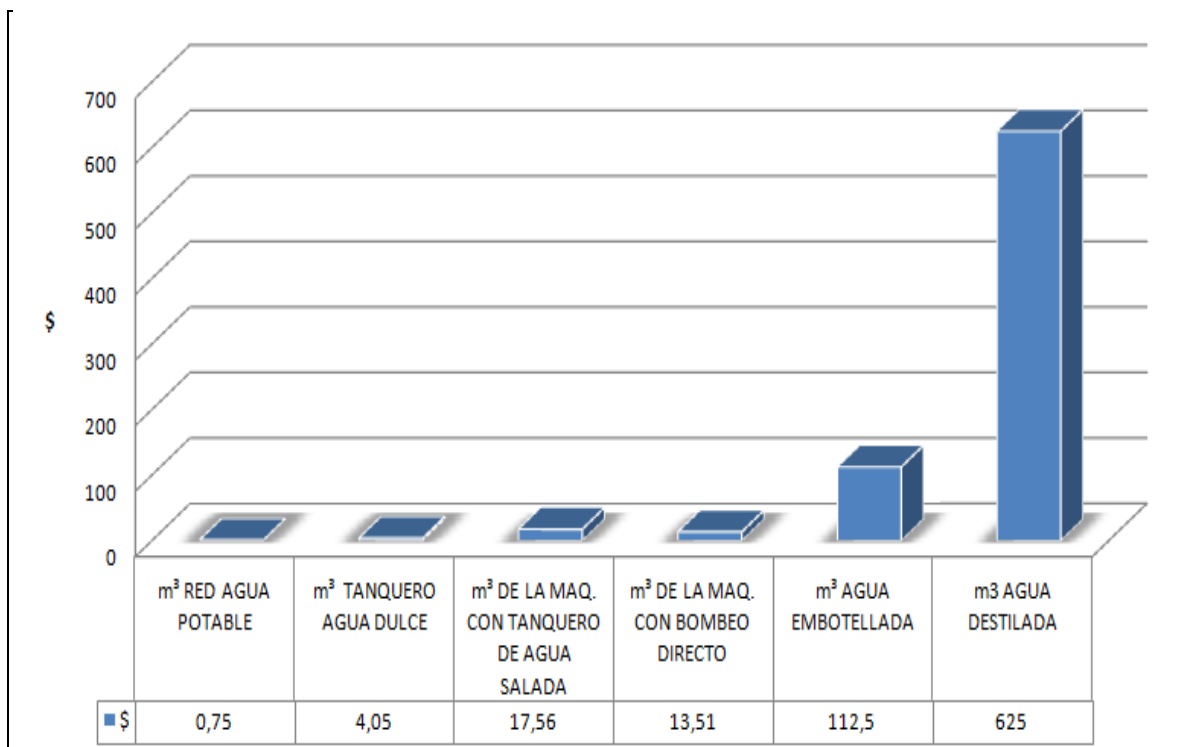
### **3.7. COMPARACION DEL COSTO DEL $M^3$ DE AGUA EN EL MERCADO**

Para este análisis primero tenemos que realizar el cálculo del costo aproximado de nuestro  $m^3$  de agua que no es el mismo valor del ítem anterior ya que este está calculado solo en función de la producción para este caso a este valor tendríamos que sumarle el costo del agua salada, es decir el valor por obtenerla, suponiendo que un tanquero facture \$ 4,05 por un  $m^3$  de agua salada le sumariamos los \$ 13,51 del costo de producción del  $m^3$ , que nos da \$17,56.

Pero si dependiendo de la ubicación de nuestra máquina podemos tener un bombeo directo del mar el costo del  $m^3$  sería \$ 13,51 ya que no necesitaríamos contratar un tanquero.

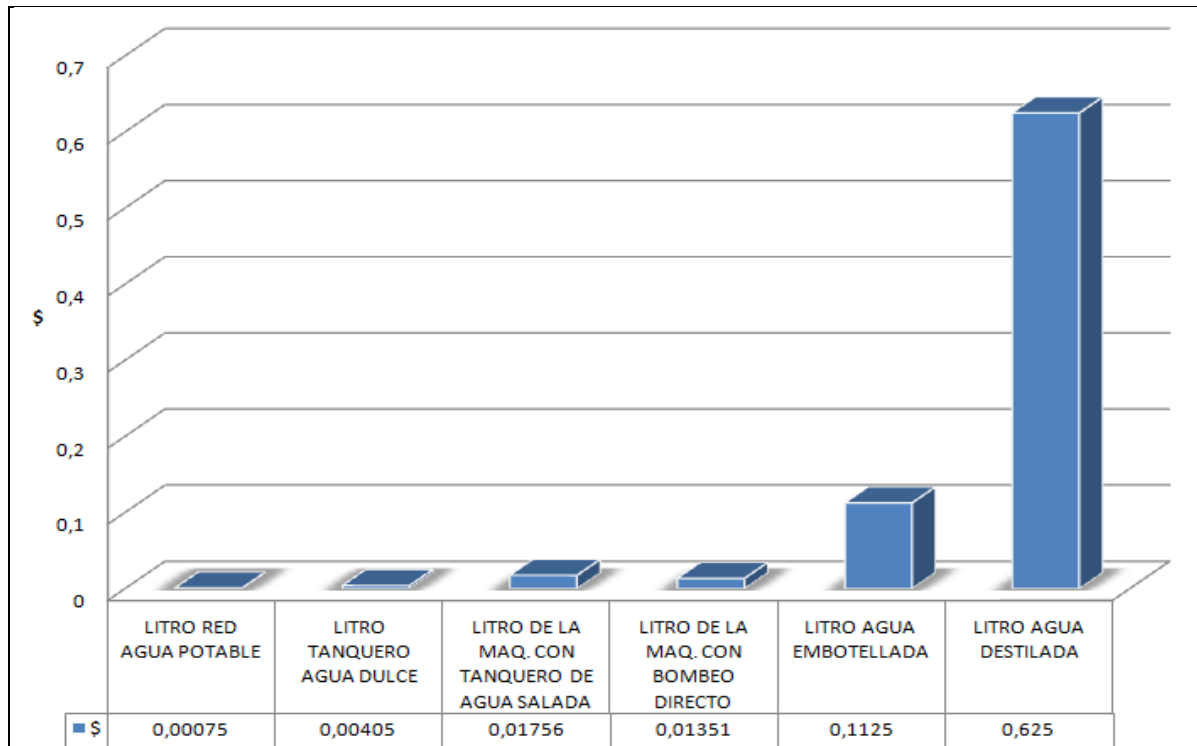
Ahora en la costa un  $m^3$  cuesta aproximadamente \$0,75 en la factura del agua potable, pero en barrios donde no llega este servicio según “EL UNIVERSO” la gente paga de \$0,9 en promedio por un tanque de agua que reparten los tanqueros y un  $m^3$  tiene 4,5 tanques esto nos da alrededor de \$4,05 por  $m^3$ .

Si comparamos que un botellón de agua en la tienda cuesta \$ 2,25 por 20 l, para un  $m^3$  serian \$112,50, el agua destilada en el mercado cuesta el galón \$ 2,5 serian \$ 625 por  $m^3$ , como muestra la **Figura 96.**



**Figura 96**

Si realizamos el mismo análisis pero para una cantidad más pequeña por ejemplo para un litro de agua como muestra la **Figura 97** tenemos:



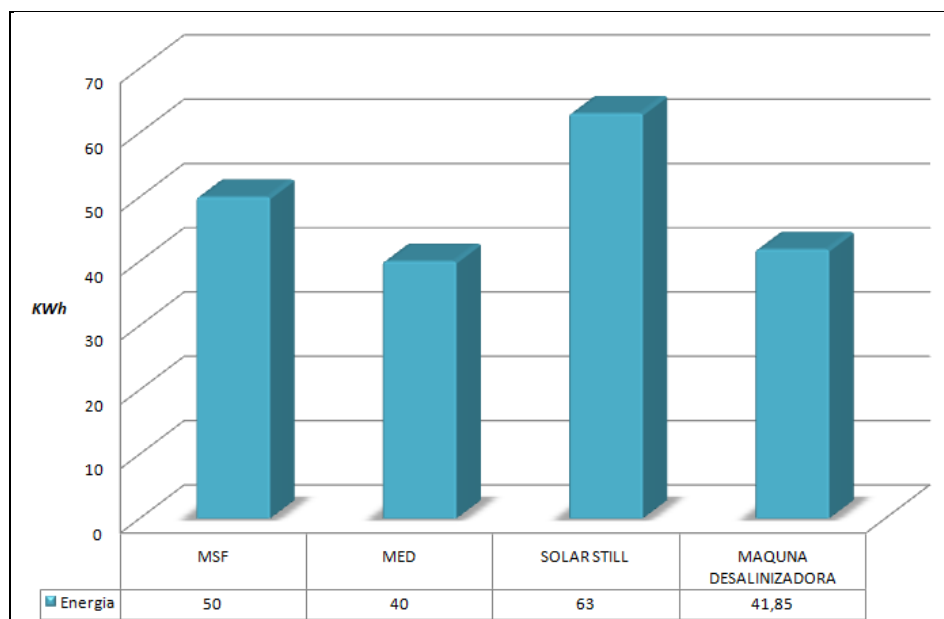
**Figura 97**

En conclusión el precio de producción con la maquina desalinizadora es mayor que lo que cuesta el agua potable o la distribución de un tanquero pero debemos tomar en cuenta que el propósito de nuestro proyecto es el abastecimiento en zonas donde no existe agua potable, es entonces donde el costo de producción de nuestra maquina se torna como una opción sumamente económica y más aún con un bombeo directo desde el océano ya que el agua embotellada es muy cara y escasa.

### 3.8. COMPARACION DEL GASTO PROMEDIO ENERGETICO EN DISTINTAS PLANTAS DESALINIZADORAS QUE TRABAJAN CON CAMBIO DE FASE

Para esta comparación sabemos que nuestra maquina consume 284,41 *KWh* al día en consecuencia consume 16,73 *KWh* como unidad de energía para producir 400 l para un  $m^3$  tenemos 41,85 *KWh*.

Las plantas más representativas que tienen como mecanismo de desalinización el cambio de fase, es decir que evaporan el agua salada son las plantas de destilación en múltiple efecto (MED) con un consumo promedio de 40 *KWh* /  $m^3$ , las plantas Flashing en múltiple efecto (MSF) con un consumo promedio de 50 *KWh* /  $m^3$  y las plantas de destilación solar (SOLAR STILL) con un consumo promedio de 63 *KWh* /  $m^3$ . En la **Figura 98** podemos apreciar la energía que utilizan las diferentes plantas desalinizadoras para producir un  $m^3$  de agua.



**Figura 98**

Como podemos observar el consumo energético de nuestra máquina desalinizadora se encuentra en un rango aceptable en comparación del consumo de las otras plantas, es decir que el desarrollo de nuestro proyecto cumple con las expectativas planteadas.

## CONCLUSIONES:

1. Este proyecto se pudo llevar a cabo gracias a la sustentación teórica ya que contiene toda la información que necesitamos para construir nuestro modelo matemático que representa el cálculo y diseño del sistema de desalinización de agua de mar.
2. Se utilizó para la optimización, cálculo, diseño y simulación *Crystal Ball*, que es un software muy poderoso el cual usan las más grandes empresas del mundo. En nuestro caso el modelo matemático es muy complicado y sin esta herramienta no habríamos podido concluir con éxito y precisión este proyecto.
3. Con la utilización del aerogenerador como fuente de energía eléctrica se obtiene un ahorro del 82,22 % para el distribuidor y para el consumidor final un ahorro del 73,33 % en el consumo de la red eléctrica, esto significa que si se pudiera implantar parques eólicos para la producción de energía eléctrica el ahorro para el estado y el beneficio ambiental serían considerablemente sustanciales y una excelente alternativa de desarrollo.
4. Si utilizaríamos la red eléctrica como fuente de energía para la producción de agua desalinizada en la máquina diseñada, resultaría mucho más costoso que utilizando el aerogenerador, es por este motivo que se cumple satisfactoriamente las expectativas planteadas al principio del estudio.
5. Como fuente primordial del presente estudio es importante conocer la velocidad máxima del viento para poder utilizarlo como generador de energía, es necesario que este alcance una

velocidad mínima de  $12 \frac{km}{h}$ , y que no supere los  $65 \frac{km}{h}$ , según el diseño del aerogenerador, contrastando estos datos se ha llegado a determinar que el proyecto es factible para ser aplicado en las costas ecuatorianas donde el promedio de velocidad del viento es de  $20 \frac{km}{h}$ , lo cual se considera óptimo para operar cualquier tipo de aerogenerador disponible en el mercado y de esta manera cumplir con la demanda de agua desalinizada requerida.

6. El presente estudio puede competir en rentabilidad con otras fuentes energéticas cuya función principal sea la de desalinizar el agua de mar, ya que elimina el consumo de carbón (considerado tradicionalmente como el combustible más barato), el consumo de combustibles fósiles e incluso la energía nuclear, si se consideran los costes de reparar los daños medioambientales, el presente estudio permanece con una amplia ventaja.
7. Mediante procesos de optimización de resultados se ha llegado a determinar la potencia necesaria para evaporar el agua de mar, cabe recalcar que para evaporar 1 kg de agua se necesitan 2300 KJ de energía, en nuestro caso se puede llegar a evaporar 448,87 kg de agua utilizando 16,73 KW de potencia, lo cual representa un consumo de energía de 1032403,73 KJ. Como es de conocimiento general las impurezas del agua de mar son un factor que se debe tomar en cuenta, es por ello, que al momento de evaporar el agua de mar no se tiene la certeza de que esta condición se cumpla, por tal motivo se ha realizado un balance de masa para determinar qué cantidad de agua se está evaporando, este valor corresponde a la cantidad de 384,25 kg, con lo cual se llega a obtener una eficiencia del 85,6% que es considerada como aceptable al momento de diseñar intercambiadores de calor.
8. Se realizaron las correspondientes cotizaciones de todos los elementos que forman parte de la máquina de desalinización, y se determinó la suma de \$ 33282, esta suma puede variar con el tiempo y por gastos adicionales que pudieran presentarse si se quisiera llevar a cabo su

implementación como una realidad ya que existirían muchas variables de acuerdo a las necesidades que se presenten.

9. Realizando algunas comparaciones del valor de producción con la maquina desalinizadora se determino que es mayor que lo que cuesta el agua potable o la distribución de un tanquero pero debemos tomar en cuenta que el propósito de nuestro proyecto es el abastecimiento en zonas donde no existe agua potable, es entonces donde el costo de producción de nuestra maquina se torna como una opción sumamente económica y más aún con un bombeo directo desde el océano ya que el agua embotellada es muy cara y escasa, por ejemplo un litro producido con nuestra máquina tiene un valor de \$ 0,013 y un litro de un botellón costaría \$ 0,113 aproximadamente, claro que no se ha tomado en cuenta que el valor del agua producida con nuestra maquina podría aumentar un poco si se quisiera distribuirla o embotellarla pero aún así seguiría siendo una excelente alternativa ya que además hay el beneficio no solo es económico sino también ambiental.



## RECOMENDACIONES:

En los últimos años se ha llegado a notar la insuficiencia de líquido vital que está sufriendo el ser humano, cada vez los ríos, lagunas, acuíferos, etc., se están secando debido a dos problemas comunes que tenemos todos los seres humanos conocidos como: el desperdicio y la contaminación, “*Tal vez si no llueve lo suficiente, el agua que tengamos mañana, dependerá de la que ahorremos hoy*”, a través de este mensaje y aun sabiendo que en un futuro no muy lejano la insuficiencia de agua dulce se convertirá en el problema más importante de la existencia del ser humano, hemos considerado tomar en cuenta las siguientes recomendaciones que tienen que ver con el trabajo realizado y otras de carácter general:

1. Se recomienda a las autoridades de la universidad tener en cuenta la utilización de programas como ***Crystal Ball*** en la docencia, puesto que se puede aplicar a cualquier cátedra ya que a los estudiantes les serviría como una herramienta muy útil en su carrera profesional.
2. Se recomienda que la información del presente trabajo sirva como motivación para la construcción de la máquina de desalinización de agua de mar, como tema de tesis para los alumnos que estén interesados en realizarlo o bien si la universidad lo requiere como material didáctico para los laboratorios.
3. Cerrar el grifo mientras nos enjabonamos las manos ó nos lavamos los dientes, ahorraremos hasta 12 litros de agua por minuto<sup>23</sup>.

---

<sup>23</sup> Información tomada (www.elretodelagua.com) programa de cuidado del agua.

4. Ducharse en lugar de bañarse, al momento de cerrar la llave mientras nos enjabonamos se puede llegar a ahorrar 150 litros de agua en promedio cada vez<sup>24</sup>.
  
5. Comprar electrodomésticos ecológicos y utilizarlos siempre con carga completa se llega a ahorrar 50 litros de agua en cada carga<sup>25</sup>.
  
6. Reparar las goteras de los grifos para evitar el desperdicio, esto conlleva a ahorrar 170 litros de agua al mes<sup>26</sup>.

---

<sup>24</sup> Información tomada ([www.elretodelagua.com](http://www.elretodelagua.com)) programa de cuidado del agua.

<sup>25</sup> Información tomada ([www.elretodelagua.com](http://www.elretodelagua.com)) programa de cuidado del agua.

<sup>26</sup> Información tomada ([www.elretodelagua.com](http://www.elretodelagua.com)) programa de cuidado del agua.

## BIBLIOGRAFIA

- INCROPERA, Frank P. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer- Textbook. 4*, Illustrated. Wiley, 1996. Universidad de Michigan.
- KERN, Donald Q. *Procesos de Transferencia de Calor*. CECSA, 1993.
- LIENHARD, John H. *A Heat Transfer Textbook. 2*. Prentice-Hall, 1987.
- Yunus A. Cengel, Michaela Boles, *Termodinámica*, Cuarta edición, McGraw – Hill
- Joseph Edward Shigley, Larry D. Mitchell, *Manual de diseño mecánico. Tomo 1*, McGraw – Hill
- Joseph Edward Shigley, Larry D. Mitchell, *Diseño de ingeniería mecánica. Quinta Edición*, McGraw – Hill
- Eugene F. Megyesy, *Manual de recipientes a presión*, Limusa
- Robert L. Mott, *Mecánica de fluidos aplicada*, Cuarta Edición, Pearson

- Artículo de investigación. Análisis de los procesos de desalinización de agua de mar aplicando la inteligencia competitiva y tecnológica. Jorge Lechuga, Marisela Rodríguez, Joaquim Lloveras. 2007
- Desalinización de agua de mar mediante energías renovables. Eduardo Zarza Moya. *Plataforma Solar de Almería-CIEMAT. 2007*
- [www.clima.meteored.com](http://www.clima.meteored.com)
- [www.tutiempo.net](http://www.tutiempo.net)
- [www.osm.com.ar/html/Potabilizacion.htm](http://www.osm.com.ar/html/Potabilizacion.htm)
- [www.acsmedioambiente.com](http://www.acsmedioambiente.com)