



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA

POSGRADO EN ENERGÍA

- PROCESOS Y USO EFICIENTE DE LA ENERGÍA -

DISEÑO Y ANÁLISIS TÉRMICO-HIDRÁULICO DE UNA DESALADORA

MODULAR GEOTÉRMICA DE BAJA ENTALPIA.

TESIS

QUE PARA OPTAR EL GRADO DE:

MAESTRO EN INGENIERÍA

PRESENTA:

ENRIQUE FABIÁN RODRÍGUEZ ZÁRATE.

TUTOR PRINCIPAL:

Dr. ELISEO MARTÍNEZ ESPINOSA INSTITUTO DE INGENIERÍA UNAM

México, D. F. Junio 2016



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas

Tesis Digitales

Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©

PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

POSGRADO DE INGENIERÍA

-PROCESOS Y USO EFICIENTE DE LA ENERGÍA-

DISEÑO Y ANÁLISIS TÉRMICO HIDRÁULICO DE UNA DESALADORA MODULAR GEOTÉRMICA DE BAJA ENTALPIA.

TESIS

Para obtener el Título de:

MAESTRO EN INGENIERÍA.

Presenta:

Enrique Fabián Rodríguez Zárate.

Director de tesis:

Dr. Eliseo Martínez Espinosa.

JURADO ASIGNADO.

Presidente: (Dr. Martín Salinas Vázquez)

Secretario: (Dr. Augusto Sánchez Cifuentes)

Vocal: (Dr. Eliseo Martínez Espinosa)

1^{er}. Suplente: (Dr. Gabriel León De Los Santos)

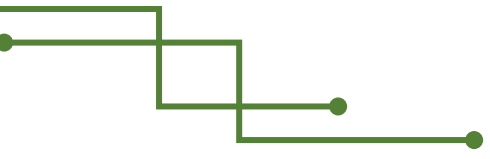
2^{do}. Suplente: (Dr. Héctor Miguel Aviña Jiménez)

TUTOR DE TESIS:

Dr. Eliseo Martínez Espinosa

FIRMA

*Posgrado de Ingeniería.
Ciudad Universitaria, México, D.F.*







A mi madre, Eugenia.

Cuyo amor hacia tus hijos es el sentimiento más grande jamás visto, sensibilidad que ha ido más allá de tu amor propia, esas emociones, que unidas en acción y palabra han sido el máximo ejemplo para tus hijos convirtiéndote en más que una madre, nuestra guerrera: una valquiria.

A mi padre, Humberto.

Cuyo temple y ejemplo sólo se compara con la sensibilidad del invierno en su máximo esplendor, gracias por darme la vida a pesar de todas las adversidades.

A mis hermanos.

Por iluminar de alegrías mi vida, por escuchar y soportar las impertinencias inherentes a mí; Sam, Jorge, Cami siempre estaremos juntos, y espero verlos aún más elevados a mí.

A mis abuelos.

Por su cariño y enseñanzas que aunque fueron breves, han sido el soporte para navegar en esta aventura llamada vida, siempre iré de su mano, aún falta un largo camino que recorrer.

A Iveth.

Cuyos actos y dulces palabras llenas de ese tinte que ilumina los atardeceres me han enseñado el significado del verdadero amor hacia los demás. Sé que nos hemos quedado con un poquito de ambos, siempre te llevaré en la memoria.

A todas esas estrellas que bajo su destello han plasmado parte de su esencia en mí, nunca dejaré que su luz se extinga.

A mis amigos.

Aquellos que estuvieron conmigo en esta última lección: Patricia, Angélica, Nuriban, Fernando, Lalo, Uriel, Edgar; hemos creado las mejores historias para contar, y las que faltan.



A grupo II DEA.

Por darme la oportunidad de desarrollar mis habilidades y brindarme el calor del compañerismo.

Al Posgrado de Ingeniería y CONACyT.

Por facilitarme el deleite de saborear un poco del inmenso conocimiento habido y por haber en este mundo.

A la UNAM.

Por brindarme la oportunidad de subir un segundo peldaño en mi desarrollo profesional, siempre estaré en deuda contigo, nuestra tierra fértil, hacedora de grandes hombres, Gracias.



Enrique Fabián Rodríguez Zárate

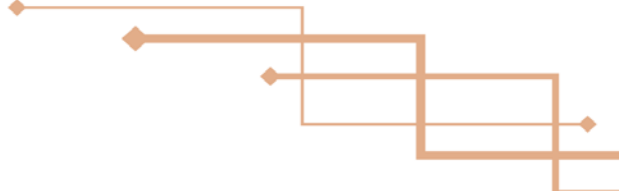
Dedicado a:

*Todo aquel que busque la verdad instruyendo su espíritu con el conocimiento y luche por
entregárselo al mundo.*



Índice.

Índice.....	I
Nomenclatura.....	III
Introducción.....	IV
Resumen.....	V
1 Antecedentes.....	2
2 Unidad Desaladora Modular Geotérmica (DMG).....	34
3 Evaluación de correlaciones para diseño térmico e hidráulico de unidad DMG.....	44
4 Análisis y Diseño Teórico Térmico, Hidráulico del sistema DMG.....	64
5 Análisis de Sensibilidad Técnico Para Unidad DMG.....	80
6 Conclusiones.....	92
Anexo 1. Correlaciones para evaluación de propiedades de agua de mar.....	96
Anexo 2. Diferencia de Temperaturas Media Logarítmica.....	99
Anexo 3. Resultados de cálculos termodinámicos de sistema DMG.....	101
Anexo 4. Propuesta de sistema de vacío y extracción de gases.....	102
Anexo 5. Propuesta de equipo de bombeo.....	113
Anexo 6. DTI unidad desaladora (propuesto).....	115
Bibliografía.....	116
Índice de Diagramas, Figuras y Tablas.....	118



Nomenclatura.

ASME	The American Society of Mechanical Engineers
BPE	Boilling Point Elevation (Elevación del punto de ebullición)
CAD	Computer Aided Desgin (Diseño asisitido por computadora)
CAE	Computer Aided Engineering (Ingenieria asistida por computadora)
CAM	Computer Aided Manufacturing (Manufactura asistida por computadora)
CFE	Comisión Federal del Eléctricidad
CONAGUA	Comisión Nacional del Agua
DMG	Desaladora Modular Geotérmica
DTI	Diagrama Tubería Instrumentación
ED	Electrodiálisis
FAO	Food and Agriculture Organitation
GEI	Gases de Efecto Invernadero
GOR	Gain Output Ratio (Tasa de ganancia térmica)
IIDEA	Instituto de Ingeniería Desalación con Energías Alternas
INEGI	Instituto Nacional de Estadística, Geografía e Informática
LMTD	Logaritmic Medium Temperatura Diference (Diferencia de Temperaturas Media Log.)
LP	Examinación por Líquidos Penetrantes.
MED	Multi-Effect Distillation
MSF	Multi-Stage Flash
MT	Examinación por Partículas Magnéticas
MVC	Compresión Mecánica de Vapor
NEA	Non-Equilibrium Allowance (Desequilibrio de temperaturas permisible)
NPSH	Net Positive Suction Head
NRF	Norma de Referencia de Pemex
PEMEX	Petróleos Mexicanos
PH	Prueba hidrostática
PIB	Producto Interno Bruto
Q"	Flujo de calor por unidad de área
RHA	Regiones Hidrológicas Administrativas
RO	Ósmosis Inversa
RT	Examinación Radiográfica
TEMA	Tubular Exchangers Manufacturers Association
TVC	Compresión Térmica de Vapor
UNAM	Universidad Nacional Autónoma de México
UT	Examinación Ultrasónica
VBA	Visual Basic for Applications (Visual Basic para Aplicaciones)
VT	Inspección Visual



Introducción.

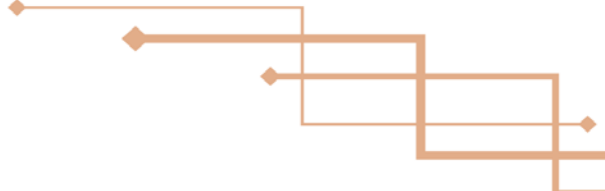
En un ámbito global, el daño medioambiental es una de las mayores problemáticas actuales; en su mayor parte generado por mano del propio hombre, que en sus inicios fue inducido de manera inconsciente con el fin de crear cierto confort cotidiano. La experiencia y sobre todo las consecuencias hoy vistas en todo el planeta han llevado a un grupo de personas, especializadas en el área, a la innovación o desarrollo de nuevas tecnologías capaces de garantizar la sustentabilidad de nuestra civilización sin comprometer el “bienestar” del planeta.

La dinámica del mundo es el resultado de la iteración de un sin fin de energía, que manifestada en sus diferentes formas es transformada por el hombre con el propósito de darle una utilidad social, económico y política. De manera más específica durante el siglo XIX y XX la fuente preponderante de energía fue la térmica; esta, obtenida casi en su totalidad a partir de combustibles fósiles (carbón, petróleo, gas, etc.) que a lo largo del tiempo demostraron ser agresivos al medio ambiente.

Debido a este último aspecto, durante la segunda mitad del siglo XX se han explorado nuevas fuentes de energía alternas para la obtención de energía: eólica, solar, mareomotriz, bio-térmica, hídrica, geotérmica, nuclear, etc. Mismas que aún se encuentran en desarrollo; algunas más restringidas por aspectos tecnológicos, sociales o económicos (solar, mareomotriz y nuclear); otras se han adaptado a los diferentes ámbitos antes citados (geotérmica, eólica). Cual sea el caso, es primordial seguir la línea de investigación para lograr el máximo aprovechamiento de estas diferentes formas de energía para que, de esta manera el desarrollo tecnológico del ser humano pueda desligarse de las fuentes convencionales de energía.

Por otra parte, la Universidad Nacional Autónoma de México considera importante vincular la labor académica con las diferentes problemáticas actuales mediante el desarrollo de investigación. Así pues, el Instituto de Ingeniería de la UNAM es uno de los colaboradores en el ámbito tecnológico que, apoyado por el grupo de trabajo iiDEA buscan aprovechar las diferentes fuentes de energía alternas, de manera más específica la energía geotérmica; dentro de este grupo de trabajo se ha determinado como una opción viable la utilización de un sistema de desalación capaz de abatir problemáticas de suministro de recursos hídricos en regiones donde hay escases del mencionado recurso, pero que sin embargo tienen un gran potencial geotérmico.

Se concreta entonces que el presente trabajo se basa en el aprovechamiento directo de la energía geotérmica, definiéndose esta última de manera muy general como el calor (energía térmica) contenida en el interior de la tierra (resultado de la descomposición gradual de isótopos de uranio y potasio principalmente).



Resumen.

En el capítulo 1, se expone un panorama general sobre los recursos hídricos en el planeta y en especial en México, atendiendo principalmente a las problemáticas actuales para la recepción y suministro del mencionado recurso. En éste mismo capítulo también se expresa el reciente auge tecnológico de las energías renovables, lo cual hoy día les permite una incursión más rentable en diversos tipos de mercado, el grupo iiDEA, especialista en energía geotérmica trabaja actualmente en diversos sistemas cuyo objetivo es cubrir necesidades básicas para el ser humano con tecnología confiable desde un punto de vista medioambiental y financiero. Uno de estos sistemas es el denominado DMG (Desaladora Modular Geotérmica) cuya meta es lograr el suministro de un recurso básico, como el agua, sin dejar de lado el cuidado medioambiental.

Adicionalmente al párrafo anterior, el capítulo 1 abre un preámbulo técnico que ayudará al lector a comprender los procesos de desalación y parte del entorno económico, técnico y funcional de los sistemas de desalación de agua de mar que actualmente dominan el mercado.

Desde un punto de vista técnico, la DMG es un sistema cuya meta es alcanzar el suministro de agua potable de calidad, para ello, el grupo iiDEA ha trabajado para definir las condiciones técnico-operativas descritas en el capítulo 2, en este capítulo se justifica la configuración del dispositivo y se detalla su operación. Se establecen las bases que describirán el proceso bajo un enfoque teórico y que unidas al entorno ambiental de operación dan los argumentos necesarios que respaldan la configuración actual de la DMG, de igual manera se consideran aspectos operativos de sistemas convencionales de desalación de agua de mar como parámetros de apoyo para el establecimiento de condiciones teóricas de operación.

El capítulo 3, es una recopilación de correlaciones matemáticas resultado de la investigación y de la retroalimentación industrial, estas unidas a las ecuaciones constitutivas de la unidad DMG desarrolladas en el capítulo 2 deberán arrojar como resultado un diseño óptimo, considerando cada una de las condiciones y características de los diferentes fluidos que interactúan en la unidad de desalación.

El capítulo 4, es el corazón del presente trabajo y en él se evalúan algunos parámetros geométricos para la unidad desaladora, llevando como objetivo una unidad de alto desempeño térmico, en el mismo capítulo se realiza el diseño de cada una de las cámaras y el condensador principal. Lo más relevante a desarrollar en este capítulo es un análisis al comportamiento de la transferencia de calor bajo diversos escenarios geométricos para el haz de tubos.

En el capítulo 5, se hace un análisis de sensibilidad teórico a la unidad desaladora manteniendo fijos los parámetros geométricos definidos en el capítulo precedente y variando condiciones que no están bajo pleno control operativo: como condiciones climatológicas, de vacío por efecto de la degradación del sistema de vacío, o bien por variaciones propias de los pozos de producción geotérmicos. Así mismo, se hace una propuesta de materiales basada en experiencia industrial, y se presenta la normativa aplicable de Pemex, la cual en la totalidad de los casos cubre normativa internacional. Dentro de este capítulo se hace un bosquejo general CAD de cada una de las cámaras. En este mismo capítulo se hace mención de un rango de operación para determinadas variables.

Se incluyen una serie de Anexos, dentro de los cuales, el más importante es el cuarto, para una operación adecuada de la DMG. Es importante tener un buen diseño del sistema de vacío y sus componentes, en especial del eyector, en este anexo se proponen una configuración y un diseño adecuado, según el análisis térmico del autor.



Capítulo

1

1. ANTECEDENTES.

- 1.1. Introducción.
- 1.2. Recursos Hídricos.
 - 1.2.1. Generalidades.
 - 1.2.2. Distribución de recursos hídricos a nivel mundial.
 - 1.2.3. Recursos hídricos en México.
- 1.3. Desalación.
 - 1.3.1. Definición.
 - 1.3.2. Capacidad y tecnologías comunes a nivel mundial.
 - 1.3.3. Desalación en México.
 - 1.3.4. Tecnologías de desalación.
 - 1.3.5. Tecnologías de desalación térmica.
- 1.4. Geotermia.
 - 1.4.1. Definición e introducción.
 - 1.4.2. Recursos geotérmicos.
 - 1.4.3. Usos de la geotermia.
 - 1.4.4. Geotermia en el mundo.
 - 1.4.5. La geotermia en México.
- 1.5. Intercambiadores de calor.
 - 1.5.1. Definición y panorama general.
 - 1.5.2. Clasificación según geometría de construcción.
 - 1.5.3. Condensadores y Evaporadores.



1 Antecedentes.

1.1 Introducción.

Durante el surgimiento de la desalación comercial, países europeos y norteamericanos dominaban el mercado de la desalación; actualmente son los países de medio oriente quienes generan gran cantidad de agua desalada a nivel mundial.

México es un país con un gran potencial para la desalación (Correa, El impacto social y económico de la desalación de agua de mar, 2006), ya que el insumo primario, agua de mar, es vasto en las costas mexicanas, en adición a lo anterior el país cuenta con cantidades considerables de energía a partir de fuentes renovables, biomasa de fácil acceso en las costas del sur, geotermia y energía solar en las costas de la zona Noroeste. La interrogante actual es que tipo de tecnología podrá integrar estos dos conceptos; lo que sin duda es un área de oportunidad para la investigación y desarrollo.

En el presente apartado se dan conceptos teóricos necesarios para el entendimiento de lo que es la energía geotérmica y la desalación, y desde esta perspectiva dar pie al desarrollo de una unidad desaladora.

1.2 Recursos hídricos.

1.2.1 Generalidades.

Durante las últimas décadas se ha hecho un gran esfuerzo por difundir una conciencia ambiental, haciendo un énfasis puntual en cuanto a la necesidad de mejorar la gestión y protección de los recursos hídricos, considerando a trasfondo los criterios económicos y factores políticos que en conjunto dirijan los regímenes jurídicos del agua hacia un bien comunitario, y que pongan al alcance de la población este recurso natural de vital importancia. A pesar del éxito parcial que ha generado el ideal antes expuesto, la ciencia y mejores prácticas a menudo no reciben la atención adecuada, siendo este, un nicho de oportunidad para el desarrollo de investigación orientado a este rubro.

Si bien el esfuerzo ha rendido frutos en cuanto a la generación de "la conciencia del agua"; el incremento de la población, la necesidad por un elevado nivel de vida en las grandes urbes, la contaminación y todo un velo de problemáticas actuales, sobrepujan y agravan la situación medioambiental poniendo en duda la disponibilidad per cápita de agua útil en el futuro inmediato, sobre todo en zonas del planeta donde este recurso es de difícil acceso. Lo anterior también parece amenazar el desarrollo agrícola y social, situación que se hace cada vez más notoria.

1.2.2 Distribución de recursos hídricos a nivel Mundial.

En el mundo se estiman aproximadamente 1,386 millones de $[km^3]$ de agua, de los cuales 35 millones son de agua dulce (Food and Agriculture Organization, 2002). De esta agua dulce, más de dos terceras partes, se encuentra en forma congelada en los glaciares, la cual junto a la que se localiza en acuíferos muy profundos, no es económicamente viable para su explotación (Ver Diagrama 1). Solo un 0.4% del agua total del planeta, equivalente a 140,000 $[km^3]$, está contenida en atmósfera, seres vivos y el subsuelo inmediato, como se muestra en el Diagrama 2.

El promedio anual de precipitación sobre la tierra alcanza 119,000 $[km^3]$, de los cuales alrededor de 74,000 $[km^3]$ se evaporan a la atmósfera. Los 45,000 $[km^3]$ restantes fluyen hacia lagos, embalses y cursos de agua o se infiltran en el suelo alimentando a los acuíferos. Se estima que de 9,000 a 14,000 $[km^3]$ son económicamente utilizables por el hombre, nada en comparación con la cantidad total de agua en el planeta (Food and Agriculture Organization, 2002).

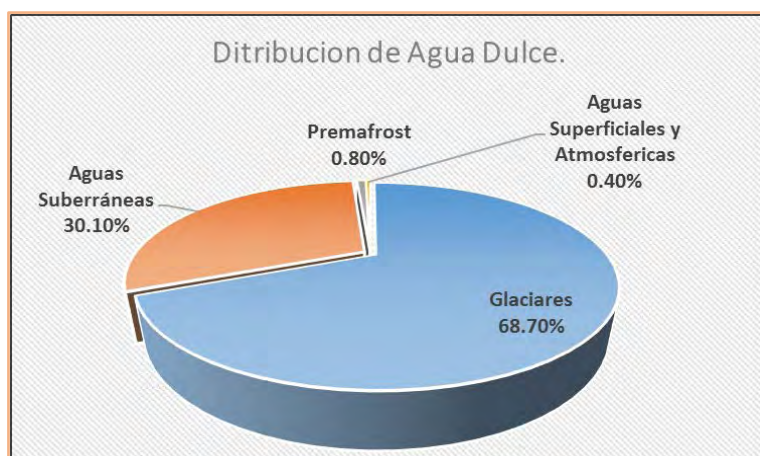


Diagrama 1. Distribución de Agua dulce en el planeta (GreenFacts, 2009).

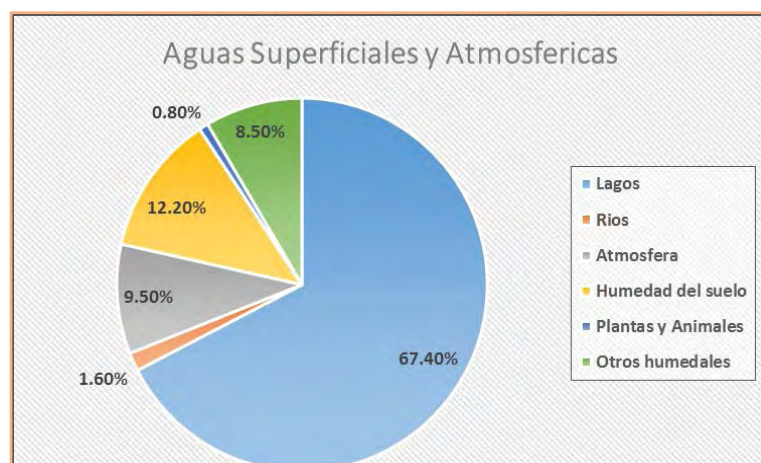


Diagrama 2. Distribución de agua superficial y atmosférica (GreenFacts, 2009).

▪ Sobreexplotación de aguas subterráneas.

Existe un déficit de agua cuando la extracción artificial de recursos hídricos provenientes de aguas subterráneas supera a la recarga natural de los mismos, dicha problemática se presenta substancialmente en países con extensiones territoriales muy áridas, y se vuelve aún más acuciante cuando dichos suelos están íntimamente relacionados con la producción agrícola de la región, por tanto, se habla de la utilización de un recurso natural no renovable, ya que se irrumpe con el ciclo hidrológico, algunos países se muestran en la Tabla 1.

Tabla 1. Sobreexplotación de aguas subterráneas en países seleccionados (FAO, 1997).

Pais	Sobreexplotación como porcentaje de la extracción total.
Kuwait	46.5
Bahréin	40.2
Malta	32.2
Emiratos Árabes Unidos	70.9
Qatar	14.9
Jamahiriya Árabe Libia	90.0
Jordania	17.5
Arabia Saudí	79.7

En los principales países deficitarios de agua anualmente se sobreexplotan alrededor de 160 [km³]. Esto significa que aproximadamente 180 millones de toneladas de granos, es decir, alrededor del 10 por ciento de la producción mundial, se están produciendo con recursos hídricos no renovables (Food and Agriculture Organisation, 2002).

1.2.3 Recursos hídricos en México.

México, es uno de los países con un marcado contraste respecto a la disponibilidad de agua a lo largo de su extensión territorial, y sumando tanto la sobreexplotación de acuíferos y los altos niveles de contaminación, tienen como consecuencia una distribución inequitativa de recursos hídricos. Como ejemplo de ello, en la región Norte, Centro y Noroeste del país la disponibilidad de este recurso es del 32% con una población del 77% y cuyo PIB aportado es de un 85%, en tanto en la región Sur y Sureste se tiene una disponibilidad de 68%, con el 23% de población y un PIB de 15%. En palabras claras, la cantidad de agua per cápita al año es de 1,835 [m³] en el primer escenario y 13,290 [m³] para la región Sur y Sureste (Nava, 2006).

De acuerdo a los trabajos realizados por CONAGUA y el INEGI, se han identificado 1,471 cuencas hidrográficas en el país. Al 31 de diciembre de 2009 se tenían publicadas la disponibilidad de 722 cuencas hidrológicas, en tanto que para el 31 de diciembre de 2010 se habían añadido otras nueve cuencas (CONAGUA, 2014). Dichas cuencas hidrográficas, dan suministro del recurso natural a 37 regiones hidrológicas, a su vez y para fines administrativos en el país, CONAGUA las ha agrupado en 13 regiones hidrológico-administrativas (RHA) para la gestión y distribución del recurso.

Tabla 2. Acuíferos por RHA al año 2012 (CONAGUA, 2014).

Región Hidrológico-Administrativa		Total de acuíferos	Sobreexplo tados	Intrusión marina	Salobres	Recarga media(hm ³)
I	Península de Baja California	88	15	10	5	1,633.10
II	Noroeste	62	10	5	0	3,235.20
III	Pacífico Norte	24	2	0	0	3,262.91
IV	Balsas	45	1	0	0	5,793.30
V	Pacífico Sur	36	0	0	0	1,569.20
VI	Río Bravo	102	18	0	8	5,728.19
VII	Cuencas Centrales del Norte	65	23	0	18	2,404.45
VIII	Lerma Santiago Pacífico	128	32	0	0	9,706.03
IX	Golfo Norte	39	1	0	0	3,531.70
X	Golfo Centro	22	0	0	0	4,729.80
XI	Frontera Sur	23	0	0	0	22,717.70
XII	Península de Yucatán	4	0	0	1	25,315.70
XIII	Aguas del Valle de México	15	4	0	0	2,402.80
Total		653	106	15	32	92,030.08

Las regiones hidrológicas descritas anteriormente, reportan un total de 760 mm de precipitación anual equivalentes a 1,489 [km³] de agua; un escurrimiento natural superficial total de 379,034 [hm³/año] de los cuales 47,949 [hm³/año] llegan naturalmente a las fronteras sur y norte, todo al año 2000. Mas puntualmente al año 2011 la disponibilidad de agua renovable per cápita es de 4,250 [m³/año], un marcado contraste con los 17,825 [m³/hab/año] del año 1950 (CONAGUA, 2014). La situación se vuelve más aguda para los subsecuentes años si no se toman acciones inmediatas.

La Tabla 2 muestra el número de RHA en el país, el propósito de la misma es visualizar el número de acuíferos sobreexplotados y aquellos que tienen problemas de intrusión salina, por filtración de agua de mar, o efectos adversos propios del subsuelo.

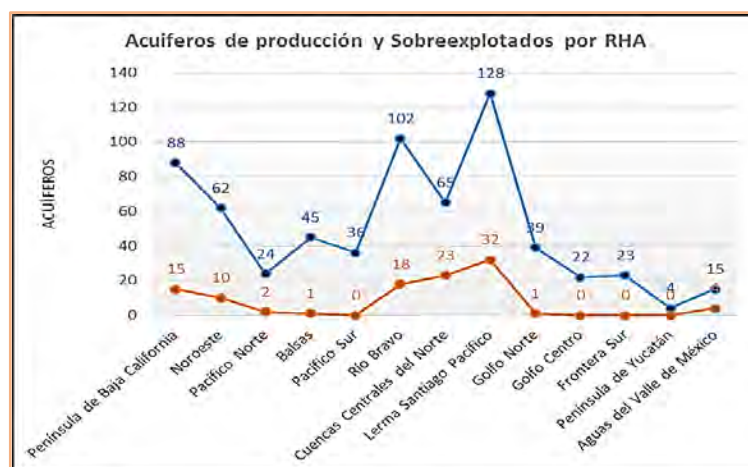


Diagrama 3. Acuíferos explotados y sobreexplotados en el país (CONAGUA, 2014).

■ Abastecimiento de agua en la zona Noroeste y Península de México.

En esta zona, se estima un caudal aproximado de 6.884 millones de $[m^3]$ por año para una población de unos 3.682.000 habitantes, lo que representa una disponibilidad promedio de $1.870 [m^3/hab/año]$ que indica que hay escasez de agua (Menos de $2000 m^3/hab/año$, de acuerdo a la FAO, se considera como un indicador de escasez de agua). Las principales cuencas son, el Delta del Río Colorado con un total de 2.950 millones de $[m^3]$, el acuífero de Hermosillo con 450 millones de $[m^3]$ y el acuífero de la Paz con 125 millones de $[m^3]$ (CONAGUA, 2014) se observa en el ámbito espacial y temporal una distribución inequitativa del agua, con ciudades muy susceptibles a sufrir crisis por la reducción de la cantidad y la calidad del agua disponible.



Figura 1. Región Noroeste y Peninsular de México (México CNN, 2011).

En la región Noroeste (Figura 1) se encuentran 15 de los 18 acuíferos del país con problemas de intrusión salina: Caborca, Guaymas y Costa de Hermosillo en Sonora, San Quintín y Maneadero en Baja California y Santo Domingo y La Paz en Baja California Sur (CONAGUA, 2014).

Vale poner la mira sobre aquellas ciudades de más de 40.000 habitantes, con una trayectoria de desarrollo en ascenso, donde la reducción en cantidad y calidad del agua disponible puede causar o está causando un efecto negativo a la población ya establecida, además de comprometer su desarrollo en el futuro inmediato. Estas localidades presentan en común las siguientes características:

- Escasez natural de agua.
- Incremento de la demanda de agua debido al crecimiento demográfico, con motivo de inversiones en materia de industria, comercio y turismo.
- Reducción de la cantidad y calidad del agua disponible, debido a la sobreexplotación de fuentes locales de abastecimiento de agua.
- Dependencia de fuentes distantes de abastecimiento.
- Crisis y daños recurrentes en ciclos de 10 años, aproximadamente, por inundaciones y sequías.
- Prolongado ciclo anual de estiaje y largos periodos de sequías.

En estas localidades la desalación de agua de mar surge como una alternativa para la obtención de agua potable, y con ello favorecer la consolidación del desarrollo socioeconómico, la conservación de los recursos hídricos naturales y además reducir los conflictos por la competencia entre los concesionarios del agua para uso agrícola y urbano.

Se han identificado por estado las localidades con mayor riesgo de sufrir crisis por abastecimiento de agua, en Sonora: Guaymas-Empalme-San Carlos, Hermosillo y Puerto Peñasco; en Baja California: Tijuana-Rosarito y Ensenada; En Baja California Sur: La Paz y Cabo San Lucas. (Figura 2). Los resultados de este proyecto, antes mencionados, proceden de la evaluación de información estado por estado, según datos de CONAGUA y en función de la demanda de agua, el número de habitantes y el coste del recurso, se presentan en la Tabla 3. Así mismo Felipe Correa en 2007, realizó proyecciones de demanda y abastecimiento de recursos hídricos para las ciudades de análisis en este subtema (Diagrama 4):

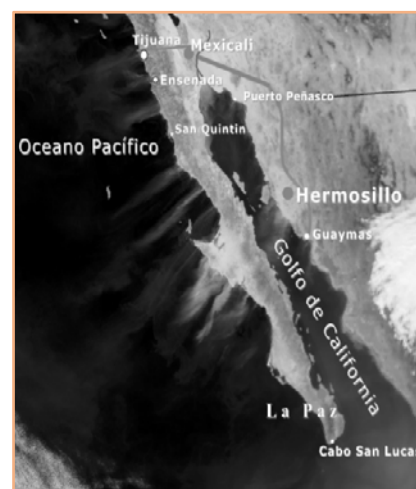


Figura 2. Zonas críticas de abastecimiento de agua (Correa, El impacto social y económico de la desalación de agua de mar, 2006).

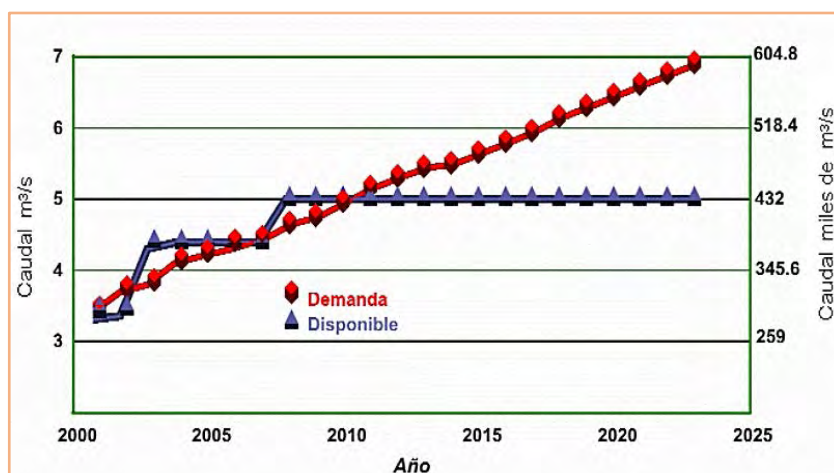


Diagrama 4. Proyecciones de demanda y disponibilidad de recursos hídricos para Tijuana y Rosarito en Baja California (Correa, 2007).

Tabla 3 Índices de abastecimiento de agua en poblaciones seleccionadas de la región Noroeste de México (Correa, El impacto social y económico de la desalación de agua de mar, 2006).

Localización	Consumo Agua (m³/año)	% Perdida en red	Recaudación \$/m³	Habitantes con servicio
Sonora				
Hermosillo	99,275,328	36.1	1.41	702,931
Guaymas	20,813,760	53.2	0.53	112,972
Empalme	8,136,288	32.5	0.38	47,873
Puerto Peñasco	6,937,920	17.4	0.87	46,415

Baja California				
Tijuana-Rosarito	104,699,520	24.4	8.20	1,390,619
Ensenada	19,899,216	28.2	7.20	264,991
Mexicali	85,764,284	18.7	4.59	795,229
Baja California Sur				
San José del Cabo	19,930,752	27.2	2.43	111,012
La Paz	27,720,144	28.8	1.73	220,488

1.3 Desalación.

1.3.1 Definición.

El proceso de desalación se define como la separación de las sales de una disolución acuosa. Dicha definición puede ampliarse y entenderse como la disgregación total o parcial de una sustancia solvente, es decir agua, del soluto inicial, con el fin último de separar ambos componentes, y de esta forma obtener agua apropiada para actividades humanas. Se hace énfasis en "actividades", ya que el agua totalmente pura, no es para un consumo propio, si el fin último del producto desalado es éste, el agua destilada debe pasar por una serie de tratamientos químicos con las sales y minerales adecuados a la biología humana.

1.3.2 Capacidad y tecnologías comunes a nivel mundial.

A manera de breviarío histórico, en 1950 Reid, concibe el principio de desalación por osmosis inversa y prueba las primeras membranas, años después, en 1959 Loeb y Sourirajan introducen las membranas anisotrópicas de acetato de celulosa, un año después había cinco plantas desaladoras en el mundo que producían 58 [lt/s]. En 1962, la capacidad de desalación por destilación era de 876 [lt/s] (Correa, El impacto social y económico de la desalación de agua de mar, 2006).

El Diagrama 5 ilustra la evolución en capacidad instalada a nivel mundial durante los años 1980 a 2009, observándose una tendencia exponencial del año 1997 a 2009 incrementándose hasta en cinco veces durante este periodo. En números, se llegó hasta una capacidad de 59.9 millones de [m³/día], al 2014 se tiene una capacidad en mercado de 68.66 millones de metros cúbicos por día. 43.17 [mil m³/día] provienen de agua de mar, 13.63 [mil m³/día] de agua salobre, 3.47 [mil m³/día] de agua de desecho, 5.17 [mil m³/día] agua de cauces naturales y lo demás de agua potable de la red (DesalData, 2014).

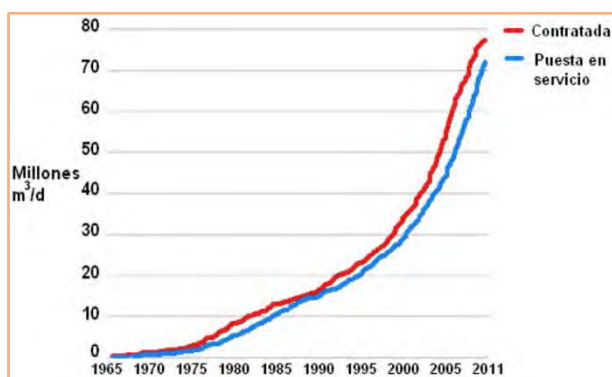


Diagrama 5. Capacidad instalada a nivel mundial (DesalData, 2014).

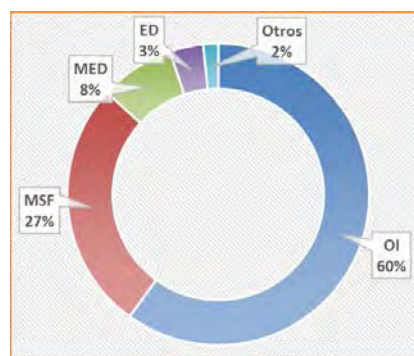


Diagrama 6. Desglose de tecnologías utilizadas para desalar al año 2011 (DesalData, 2014).

Del amplio abanico de plantas que desalan agua (DesalData, 2014), el 60% son plantas de Osmosis Inversa (OI), un 26.8% utilizan la tecnología MSF, un 8% la tecnología MED (Diagrama 6), las restantes tecnologías son por compresión mecánica de vapor, filtración iónica, congelación, humificación/des-humidificación, electrodialisis y tecnología solar.

De las diversas tecnologías utilizadas en el mundo, las que desalan en mayor cantidad agua de mar por equipo, son las térmicas, es decir, unidades bajo el funcionamiento de configuraciones MSF (Multi-Stage Flash) en un 50% y MED (Multi-Effect Distillation) en un 12%, se llega a un razonamiento lógico, las unidades MSF son las más adecuadas para desalar agua de mar de acuerdo a las mejores prácticas tecnológicas. A pesar de ello España utiliza un 87% de plantas de osmosis inversa para desalar agua marina (Izagirre Etxeberria, 2004).

El aumento en capacidad durante el 2012, solo fue de 1.3 millones de metros cúbicos al día, en comparación con los 2.6 millones de metros cúbicos al día que se reportaron en el 2010, una de las razones es la inminente sobreexplotación en la que se encuentran los yacimientos de hidrocarburos respecto a su demanda en el mercado, un hecho positivo para las energías alternas.

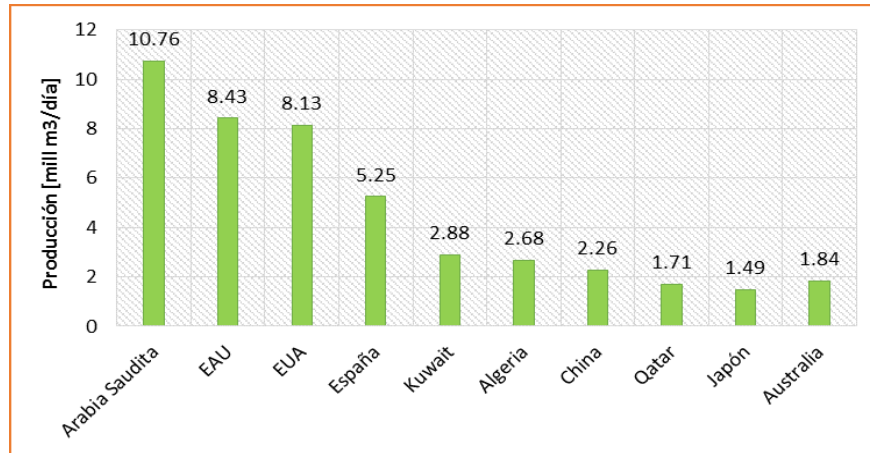


Diagrama 7. Capacidad de producción en países seleccionados al año 2008 (DesalData, 2014).

En cuanto al número de unidades instaladas, a lo largo del planeta, el primer lugar lo ocupa EUA, seguido por Arabia Saudita, lo que significa que en EUA la desalación de agua de mar tiene lugar en unidades modulares principalmente, por otro lado en Arabia, las unidades son de gran capacidad. En datos más concisos, se tienen contempladas 17,277 unidades desaladoras en operación a nivel mundial, en la actualidad la planta de mayor capacidad produce 880,000 [m³/día].

Países como Qatar y Estados Emiratos Árabes (Diagrama 7), tienen una capacidad instalada per cápita de 1,750 [m³/año], por arriba del valor promedio mundial, esta situación solo refleja los esfuerzos que han hecho estos países para la mitigación del problema de abastecimiento de agua y su visión a futuro para evitar problemáticas acuciantes respecto a la disponibilidad de este recurso.

1.3.3 Desalación en México.

En México, durante la década de los sesenta, el bajo costo del petróleo impulsó la instalación de desaladoras por destilación, pero en años subsecuentes la crisis de hidrocarburos encareció la producción de agua bajo este proceso. En el periodo de 1970 al año 2000, se instalaron pequeñas plantas desaladoras para purificación de agua de la red municipal, con fines comerciales.

En 1970 se puso en operación la planta termoeléctrica Benito Juárez de Rosarito, en Baja California, y con ello la primera planta desaladora de México y una de las más grandes de mundo en aquella época, con una capacidad de 28,350 [m³/día].

Hacia el año 2000 el Proyecto "Desaladora para Hermosillo", Sonora, de 216,000 [m³/día] se detiene después de una evaluación, la aprobación técnica y financiera quedo pausada, los motivos son de índole político-partidista.

En 2003 se construye la desaladora de 1,000 [m³/día], Maquilas Tetakawi, en Guaymas-Empalme, con una producción para uso industrial a un costo entre 0.6-0.8 [USD/m³]; en este mismo año se inició el proyecto de desaladora de 200 [lt/seg] en Cabo San Lucas, Baja California, su construcción continua en proceso.

▪ **Proyectos de tecnologías desaladoras (Subdirección General de Agua Potable, Drenaje y Saneamiento., 2014).**

El 2 de diciembre del año 2012, el presidente en curso Enrique Peña Nieto, celebró y firmó El Pacto por México, documento que contiene cinco acuerdos principales, dentro de los que destaca el Desarrollo Sustentable y Manejo Hídrico del País.

Actualmente, se tienen dos proyectos enfocados a desalinizadoras al Noroeste del país, en Ensenada y La Paz, Baja California. El primer proyecto adjudicado con una inversión de 517 Millones de pesos, el segundo aún en estudio con una inversión de 545 millones de pesos. Se tiene un fondo para proyectos diversos aún en estudio a lo largo de país.



Figura 3. Localización geográfica de la desaladora proyecto en Ensenada (CONAGUA, 2014).

La desalinizadora de Ensenada está siendo proyectada para una producción de 250 [lt/seg], mediante un proceso de ósmosis inversa, licitada a DHL Medio Ambiente Inima, SAU el 31 de Agosto del 2011. Un proyecto con una inversión por fideicomiso de 162 millones de pesos y 355 millones de pesos privados, un total de 517 millones de pesos, la planta será concesionada 20 años después de su construcción. Su localización se esquematiza en la Figura 3.

La desaladora de La Paz, BC, aún es un caso de estudio proyectado a una capacidad de 200 [lt/seg], la inversión consta de 218 millones de pesos mediante fideicomiso, y 347 millones de pesos por el sector privado. De igual manera la planta será concesionada 20 años después de su construcción.

Los demás proyectos están visualizados para una puesta operativa en Tijuana, Ensenada (La misión), Los Cabos y San Carlos. Los fideicomisos fueron proporcionados por Fondo Nacional de Infraestructura (CONAGUA, 2014).

1.3.4 Tecnologías de desalación.

Las principales tecnologías de desalación utilizadas en el mundo, se pueden clasificar dentro de dos grandes grupos: tecnologías por cambio de fase o de membrana. Ambas categorías y por consiguiente sus diversos procesos necesitan de energía mecánica o térmica, e incluso ambas, se desglosan como sigue (Al-Karaghoul & Kazmerski, 2011):

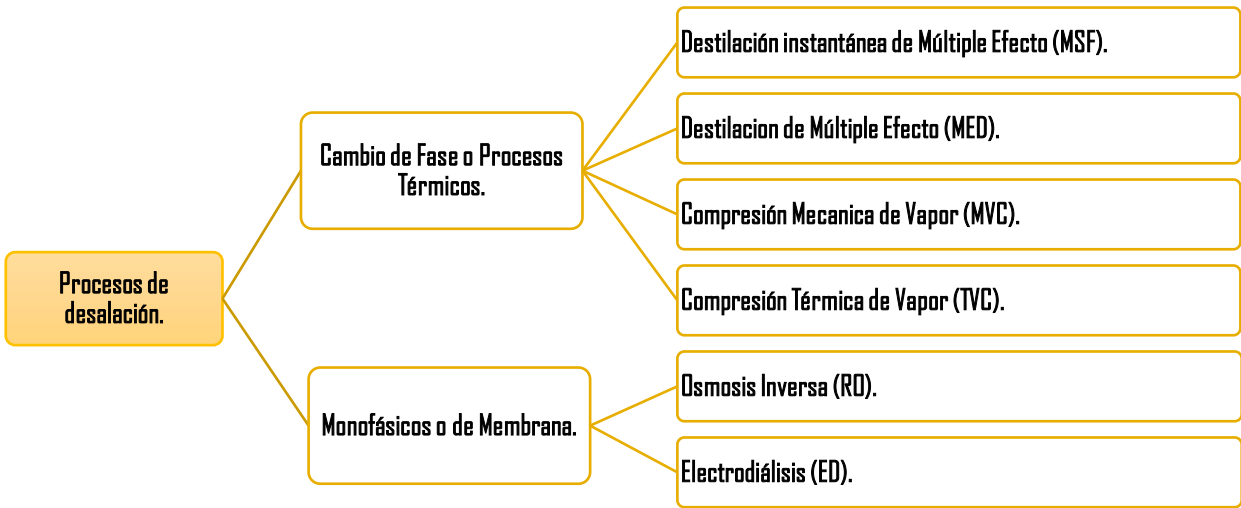


Diagrama 8. Clasificación principal de procesos de desalación y subcategorías.

Existen otros mecanismos de separación de sales, menos utilizados y en vías de maduración tecnológica, pero vale la pena mencionarlos: Destilación solar, Humidificación-deshumidificación, Congelación, Microfiltración, Ultrafiltración. El proceso de intercambio iónico, no es considerado un proceso de desalación, aunque se utiliza en aplicaciones específicas.

▪ **Desalación con energías renovables.**

El uso de fuentes de energía renovable hoy en día se erige como una opción viable que compite con los esquemas tradicionales de desalación, especialmente desde el punto de vista medioambiental.

Es importante señalar que el uso de una u otra fuente alterna dependerá mucho de la localización y la disponibilidad de los recursos primarios: sol, viento, biomasa, calor interno de la tierra. No se habla hasta este momento de la energía nuclear, ya que a pesar de ser alterna, no se garantiza que sea renovable.

Pero no todas las tecnologías de desalación son fácilmente adaptables a las fuentes de energía renovables, dado que algunas requieren de manera más directa energía térmica, o mecánica.

Tabla 4. Posibles combinaciones de energías renovables con tecnologías de desalación respecto al tipo de fluido a desalar.							
Tecnologías con fuentes renovables.	Agua recurso a desalar.	MED	MSF	MVC	TVC	RO	ED
Solar Térmica	Agua de mar	X	X				
	Agua de mar					X	
Fotovoltaica	Agua Salobre			X		X	X
	Agua de mar			X		X	
Eólica	Agua Salobre					X	
	Agua de mar	X			X		
Geotérmica	Agua salobre	X					
	Agua de mar						

La Tabla 4 tiene la finalidad de despejar dudas sobre que tecnologías pueden ser mejor aplicadas a los principales procesos de desalación (Goosen & Mahmoudi, 2010). La finalidad de utilizar fuentes renovables, es dar abastecimiento a zonas que

no tengan a su disposición hidrocarburos o alguna fuente de energía ya sea térmica, o eléctrica por medio de una red de transmisión. Esta es la razón principal del porque estas unidades son principalmente modulares, con facilidad de transporte e instalación. Claro está que en un mega-proyecto de varios miles de metros cúbicos al día mediante el uso de energías renovables es viable y aún más plausible.

Para el caso Noroeste de México, se ha detallado que la energía geotérmica es capaz de competir, principalmente por la disponibilidad del recurso en la región, especialmente en las costas de BC. La variable a dominar en este caso, son los costos de producción de agua desalada, es decir, la capacidad de diseñar una planta desaladora optimizada en eficiencia respecto a las comerciales que garantice precios competitivos.

1.3.5 Tecnologías de desalación térmica.

En temas precedentes se ha vislumbrado de una manera muy somera lo que son las tecnologías de desalación térmica, de manera general son aquellas unidades desaladoras que utilizan como fuerza motriz energía térmica, comúnmente proveniente de combustibles fósiles, por medio de energías alternas o esquemas de cogeneración. Las más comunes: MED, MSF y MVC.

Los procesos de desalación térmicos, tienen principios de operación muy similares, es decir, se pueden especificar en un sistema básico, para un entendimiento general. Como se observa en el Diagrama 9. El proceso inicia con la toma de agua desde un embalse marino, con la finalidad de eliminar los sólidos disueltos de mayor tamaño la materia orgánica suspendida y eliminar el pH del agua de mar ésta se somete a pre-tratamientos. Posteriormente, el agua es inducida a un sistema desalador, MED, MSF o MVC, durante esta etapa la cantidad de energía térmica suministrada al sistema es de vital importancia para la purificación de determinada cantidad de agua de mar.

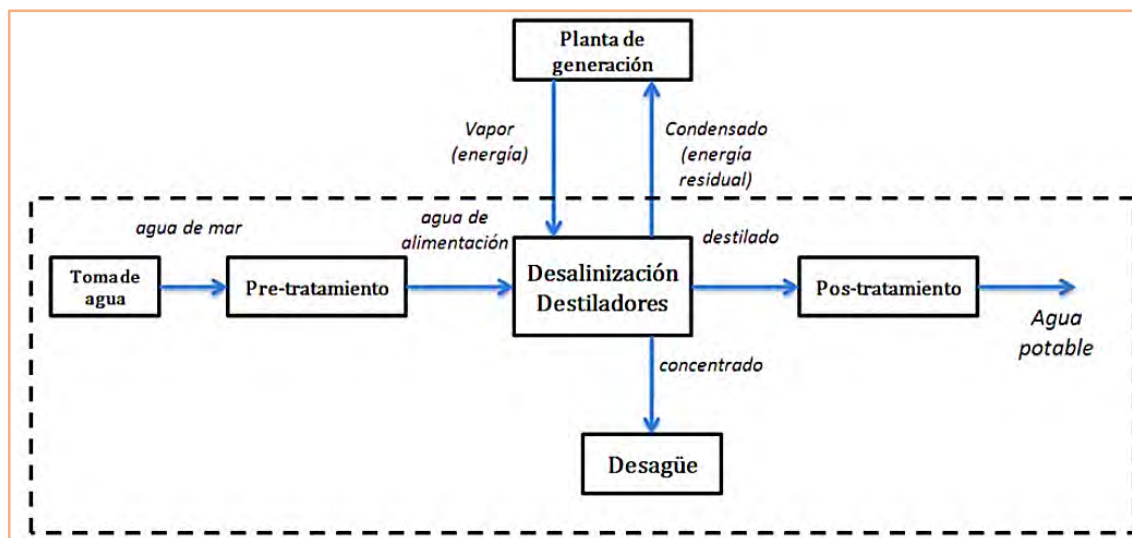


Diagrama 9. Esquematización de procesos de desalación térmica en general (Grupo iiDEA, 2012).

Los productos son: agua destilada, salmuera y calor residual hacia el medio ambiente, los dos últimos hasta cierto grado contaminante, pero inherentes al proceso de desalación térmica.

Este tipo de tecnologías se basan fundamentalmente en dos procesos para la exitosa separación de agua purificada de la salmuera: suministro de energía térmica a cierta temperatura y disminución de presión en las cámaras de destilado y condensado. De modo, que la calidad del fluido que aporta calor, la disposición espacial de las cámaras, y el tipo de agua de mar a destilar impactaran considerablemente en el diseño de la unidad completa de desalación.

El vacío generado para cada una de las cámaras es el corazón que hace funcionar estos dispositivos, por ello es necesario un correcto diseño geométrico de las cámaras. El sistema de vacío puede funcionar con aire, vapor o agua, cada uno de ellos demanda diferente consumo energético y por ende tienen sus ventajas y desventajas. Se detalla a continuación cada una de ellas.

■ MSF. Destilación instantánea de múltiple etapa.

Es el proceso más antiguo industrialmente hablando, fue desarrollado simultáneamente por Silver y Frankel en 1957, pero la primer planta fue puesta en operación hasta 1960 en Kuwait, diseñada por G&J. Weir. Desde un punto de vista energético, consume más energía que los demás procesos, sin embargo, las cantidades de volumen que se pueden obtener del mismo son vastas. La generación de destilado en este proceso, se obtiene mediante la reducción abrupta de presión, comúnmente por debajo de la atmosférica.

Tomando como referencia la Figura 4. A partir de la toma de agua de mar, esta se hace inducir en cada una de las cámaras sin mezclarse, ya que además de precalentarse tiene la función de condensar el vapor interno generado en cada una de las cámaras, en seguida el agua es llevada a una cámara de vacío denominada "sector de calentamiento", donde alcanza una temperatura entre 90 [°C] y 110 [°C], por otro lado el fluido que aporta la energía térmica reduce su entalpía cediendo energía al agua de mar, esta última sigue su recorrido a la cámara subsecuente o primera etapa, donde la reducción de presión produce vapor flash, es decir se inicia un proceso de ebullición a presiones de vacío, el vapor resultante de esta primer cámara es condensado en la misma por medio del agua de mar más fría en la parte superior de la cámara, en tanto la salmuera resultante de la primer cámara, pasa a la siguiente etapa donde sufre otra caída de presión dando como resultado vapor y salmuera con mayor concentración de sólidos respecto a la entrada en la misma cámara, al final todos los condensados son recolectados de cada una de las cámaras, este es el producto del proceso.

Las cámaras se conectan una inmediatamente de la otra, y a su vez pueden formar trenes de destilado de hasta unas decenas, dependiendo el número de éstas de un análisis económico respecto a la cantidad de producto y costos de instalación y de operación. Una manera de medir la eficiencia de estas unidades es mediante el GOR, que no es más que la relación del agua producto, ya destilada, respecto al consumo de vapor, la energía térmica de alimentación.

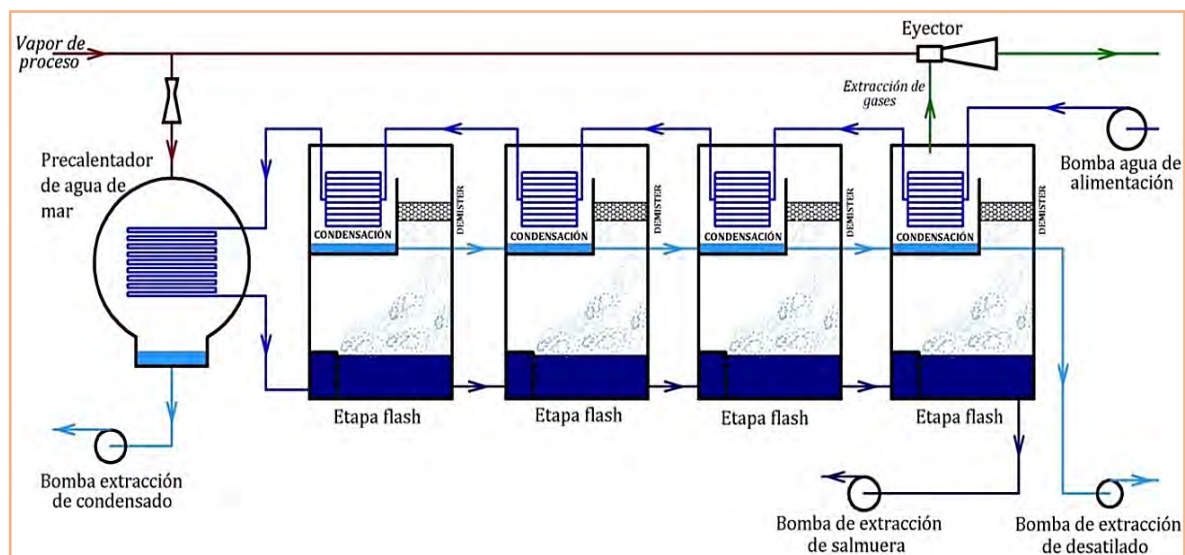


Figura 4. Diagrama de flujo del sistema MSF (Grupo iiDEA, 2012).

Hablando de manera más específica, estas plantas producen entre 5,000-76,000 [$\text{m}^3/\text{día}$], tomando en cuenta entre 16 y 22 cámaras de evaporación trabajando entre 90-110 $^{\circ}\text{C}$, con calidades en el destilado de 10 [ppm] (DME German Desalination., 2009). En algunas modificaciones, esta configuración se puede conectar a un sistema desalador por compresión térmica de vapor, mejorando el GOR entre un 20-50 por ciento (El-Dessouky H. , 1999).

La alimentación de agua de mar, como se observa en la Figura 4, es en serie. El diseño de los tubos puede ser paralelo o perpendicular a la dirección del flujo que entra a la cámara de vacío.

Un ejemplo de este tipo de unidades, es la planta MSF en Al-Khobar. Construida en 1982, cuya alimentación, es agua de mar y cuenta con diez unidades de este tipo, de 26,700 [$\text{m}^3/\text{día}$] cada una, es decir una capacidad total de 267,000 [$\text{m}^3/\text{día}$] (Figura 5).



Figura 5. Planta Al-Khobar (TEDAGUA, 2015)

▪ MED. Destilación por efecto múltiple.

Como el nombre lo entrevé, el proceso se lleva a cabo mediante un conjunto de cámaras dispuestas en serie con presiones de vacío subsecuentes, en base a la Figura 6, el proceso inicia al tomar el agua de mar, esta se hace pasar por un condensador el cual es alimentado por el vapor proveniente del último efecto de la desaladora y por otro lado circula agua de mar, una vez precalentada el agua, esta se inyecta de manera paralela a cada uno de los efectos. En tanto, dentro del primer efecto un fluido de aporte térmico cede calor al agua de mar, ocasionando la evaporación de una cierta cantidad, el fluido de aporte energético sale a una temperatura menor.

Por otra parte, el vapor que se obtuvo del primer efecto se hace pasar al segundo, para que ceda su calor latente al agua de alimentación de la segunda cámara, de igual manera la salmuera del primer efecto se induce al segundo, como la presión en esta segunda cámara es menor, también se genera vapor por efecto flash, de esta manera combinados el calor latente y el cambio de presión entre la primer y segunda cámara, se genera cierta cantidad de vapor en la segunda cámara, este proceso se repite a lo largo de todos los efectos. El condensado es recolectado cámara por cámara.

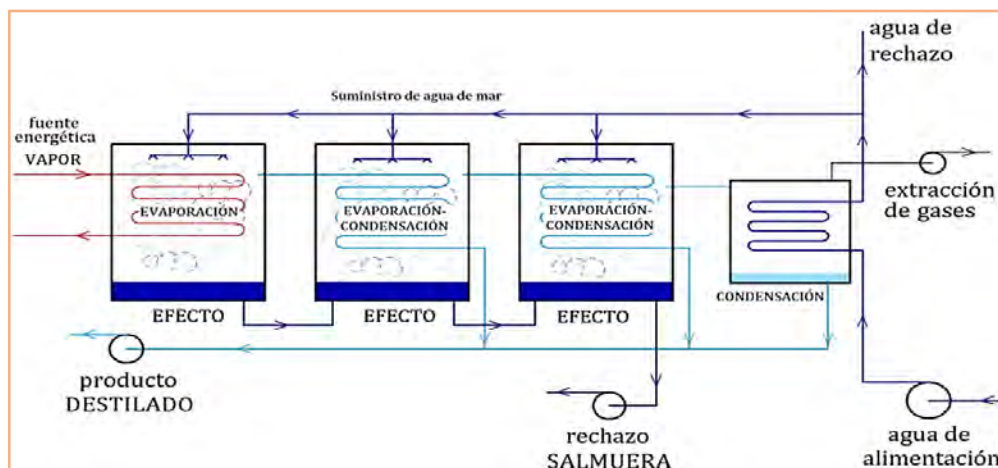


Figura 6. Esquema del proceso MED (Grupo iIDEA, 2012).

El mayor inconveniente de esta unidad, es la complejidad de los sistemas de suministro y extracción de salmuera a todo el sistema, es decir, la operación y mantenimiento de la desaladora.

Las plantas de este tipo operan a más bajas temperaturas que las MSF, resultando en un menor factor de incrustaciones, su GOR es aproximadamente igual al número de efectos menos uno. El menor número de efectos en una planta MED, contribuye a una importante reducción en costos de operación y mantenimiento, razón principal por la que no se usan en grandes trenes de destilado, y su aplicación es más bien modular, aunque con mayor eficacia que una planta MSF, se dimensionan para no ser mayor a 12 efectos.



Figura 7. Planta desaladora MED-TVC, Al-Khaimah (TEDAGUA, 2015).

Durante el proceso, la recuperación máxima es de entre 30-40 por ciento respecto al agua de alimentación. Su producción va desde los 500 hasta los 15,000 [m³/día], operando con temperaturas hasta un mínimo de 55 [°C] (DME German Desalination., 2009). Un ejemplo de este tipo de plantas, es como la de Al-Khaimah. Contruida en el año 2005, son tres unidades híbridas MED-TVC, con capacidad total de 267,000 [m³/día] (Figura 7).

■ VC. Compresión de vapor.

En la destilación por compresión de vapor, tomando como referencia la Figura 8, el calor necesario para llevar el agua de mar a ebullición se obtiene directamente del vapor que es removido del evaporador y reinyectado en la primera etapa luego de ser comprimido para elevar su temperatura de saturación. La compresión de vapor puede ser efectuada mediante un compresor mecánico o por un termocompresor, plantas de MVC o TVC respectivamente.

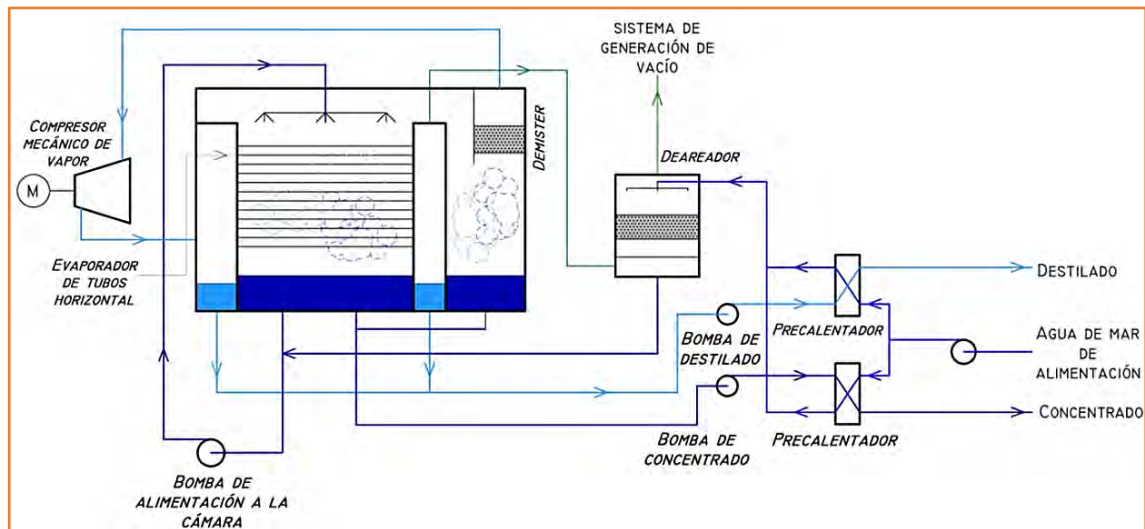


Figura 8. Esquematización de un sistema desalado por MVC (Grupo iIDEA, 2012).

En las plantas de MVC la energía que se entrega al sistema a través del compresor, determina la magnitud del aumento de temperatura y la eficiencia de la planta. Durante la puesta en marcha de la planta, se requiere energía adicional para llevar el agua de mar a la temperatura de ebullición, esto normalmente se realiza utilizando vapor externo de baja presión. No obstante, una vez alcanzada la temperatura de operación, el mayor ingreso de energía al sistema es a través de un compresor y solamente se requiere de vapor para la reposición de pérdidas. El consumo de energía del compresor depende del caudal de vapor, la

diferencia de temperatura en el evaporador y la temperatura de evaporación. La fracción de agua desalada producida en las plantas de VC, es dependiente de la calidad de agua de alimentación y de la temperatura de la misma, en este proceso la recuperación máxima es de aproximadamente 40-50 por ciento.

De acuerdo a la Figura 8, el agua de mar entra a un sistema de intercambiadores de calor y se precalienta con la salmuera que viene del rechazo y el agua dulce producida, ya que estas tienen una temperatura aceptable, el fluido precalentado es enviado a un deaerador, en donde entra por la parte superior y se rocía en la superficie de los tubos que en su interior conducen vapor comprimido a alta temperatura, una pequeña porción del agua se evapora y la otra parte por medio de una bomba al evaporador. En este sistema se eliminan los gases incondensables y se condensa la pequeña porción del vapor que se formó para integrarlo a parte del producto. El agua que se envía al evaporador, se mezcla con una parte de la salmuera que se extrae de dicho sistema y se rocía por la parte superior del evaporador para hacer contacto con la superficie de los tubos.

La producción de este tipo de plantas va desde 500 a 20,000 [m³/día]. Las plantas en operación por lo regular son de una sola etapa, aunque existen algunas con 3 etapas, se emplean temperaturas cercanas a los 70 [°C] (DME German Desalination., 2009). Es un proceso de fácil mantenimiento con agua purificada menor a 2 [ppm] de sólidos disueltos.

■ Descripción y comparación técnica de parámetros operativos de desaladoras térmicas.

Los parámetros de rendimiento, son índices que facilitan la comparación entre diversas tecnologías, es muy importante tener concientizados estos datos con la finalidad de apoyar decisiones definitivas al seleccionar una unidad desaladora para suministro en una cierta región. Los indicadores más importantes son:

- *Consumo térmico*: es la cantidad de energía térmica consumida por un proceso de desalación por unidad de masa o volumen de destilado obtenido.
- *Consumo eléctrico*: es el cociente del consumo de energía durante cierto periodo de tiempo por metro cubico de agua producto.
- *Costo de la planta*: Es el costo promedio de una planta desaladora por capacidad de producción en un día.
- *La recuperación*, es la relación del agua destilada respecto a la cantidad de agua de mar suministrada al sistema.

Tabla 5. Comparativa de parámetros entre tecnologías aplicables a desalación de agua de mar (Trieb, Schillings, & Viebahn, 2007).

Proceso		Térmica		Mecánica	
		MSF	MED/TVC	MVC	RO
Estado del arte		Comercial	Comercial	Comercial	Comercial
Capacidad mundial 2004	mill m ³ /día	13	2	0.6	6
Consumo Térmico (GOR)	kJ/kg	250-300	145-390	---	---
Consumo Eléctrico	kWh/m ³	3-5	1.5-2.5	8-15	2.5-7
Costos de planta	USD/m ³	1,500-2,000	900-1,700	1,500-2,000	900-1,500
Tiempo de construcción	Meses	24	18-24	12	18
Capacidad de producción	m ³ /día	<76,000	<36,000	<3,000	<20,000
Recuperación máxima	%	10-25	23-33	23-41	20-50
Temperatura de operación	°C	90-120	55-70	70	45
Factibilidad		Muy alta	Muy alta	Alta	Moderada
Mantenimiento	Limp/año	0.5-1	1-2	1-2	---
Pre-Tratamiento de agua		Simple	Simple	Muy simple	Demandante
Requerimiento de operación		Simple	Simple	Simple	Demandante
Calidad de agua producida	ppm	< 10	<10	<10	200-500

La calidad de agua producto, se mide en partes por millón, es decir la concentración de impurezas solidas que el agua destilada tiene. La Tabla 5 compara las tecnologías de desalación más usuales, atendiendo siempre a un flujo de agua de mar como alimentación, no se habla respecto a agua salobre, de ríos, lagos u otro tipo.

La tecnología MSF es la más cara, con menos recuperación y altos consumos térmicos, pero también la de mayores capacidades de producción y pocos mantenimientos, esta tecnología es la preferida para desalar agua de mar, como se visualiza en la Tabla 5. La desalación por osmosis inversa, no es tan rentable para desalinizar agua de mar, principalmente por los periódicos mantenimientos a los que se somete durante su operación, y la mala calidad del destilado, aunque resultaría rentable para abatir problemas de suministro a cultivos.

Por otro lado, la tecnología MED ofrece tasas de producción moderadas con consumos térmicos y eléctricos aceptables, por lo cual, este tipo de unidades se utilizan para cubrir necesidades de baja y media capacidad.

■ Historial de costos.

De los factores que determinan el costo de la desalación, el consumo de energía es el más importante y hacia él convergen otros factores primarios como la disponibilidad de un caudal seguro de agua de mar, libre de partículas en suspensión, la tecnología de desalación, la escala de producción y en combinación con estos la frecuencia de mantenimiento y la infraestructura.

Los costos que se aprecian en el Diagrama 10 incluyen costos de inversión y amortización de las instalaciones, así como sus costos de operación y mantenimiento. Los costos de inversión de las plantas desalinizadoras por destilación oscila entre 800 y 2,100 USD por metro cubico, el costo de la inversión de una desalinizadora de agua salobre es de unos 300 [USD/m³]. (Correa, El impacto social y económico de la desalación de agua de mar, 2006).

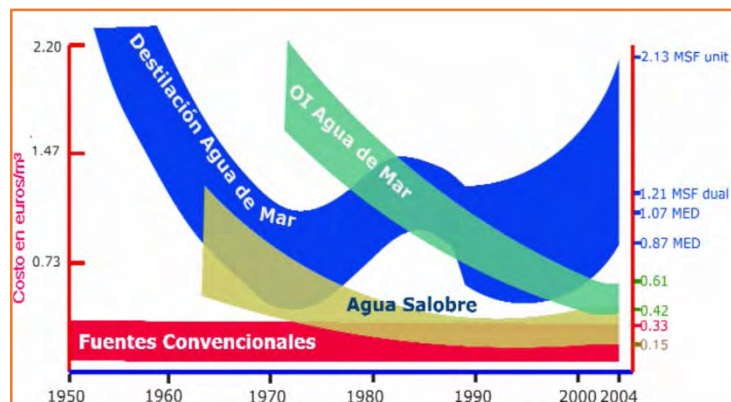


Diagrama 10. Comportamiento del agua destilada a partir de diferentes procesos a lo largo de los últimos años (Correa, El impacto social y económico de la desalación de agua de mar, 2006).

Dentro el diagrama 10, por fuentes convencionales, se entiende a la destilación solar. El agua salobre, es aquella obtenida de pozos con una profundidad aceptable para su explotación comercial.

Es de fácil percepción ver que los procesos de destilación térmica han tenido fluctuaciones notables en los últimos cincuenta años, la razón, es simple, la volatilidad en los precios de hidrocarburos, fuente primaria de este tipo de tecnología es la que perpetua los precios del producto desalado. En cambio, los precios de la tecnología de RO han ido a la baja, por las nuevas innovaciones tecnológicas aplicadas a la misma. De hecho esta última es la razón principal por la cual se prefiere este tipo de tecnología en vez de las de cambio de fase.

Costos actuales.

Lo que se presenta en la Tabla 6 son los costes de desalación por medio de la tecnología de osmosis inversa de una manera más detallada, trabajo desarrollado en España; no se consideran los costos de exploración, el caso de pozos salobres se toma en cuenta de acuerdo a la profundidad de extracción.

El costeo depende principalmente del consumo energético y las tarifas eléctricas, y en el caso de agua salobre, de la profundidad de los pozos, que afecta principalmente al consumo energético para bombeo (Medina, 2001).

En pesos mexicanos, el costo de desalación por osmosis inversa, sería de aproximadamente 2.5 \$/m³. Cualquiera que sea la tecnología de desalación que se emplee, los costes de la energía suponen siempre entre el 50% y el 75% de los costos reales de explotación, por lo que el posible aumento de la desalación está muy directamente vinculado con el coste de la energía.

Tabla 6. Costes energéticos del agua desalada (RD).

Agua salobre							
Profundidad del pozo	Captación	Aumento salinidad	Transferencia	R.O.	Total	Precio del kwh	Coste total
Mts	Kwh/m ³	Kwh/m ³	Kwh/m ³	Kwh/m ³	Kwh/m ³	ptas	ptas/m ³
50	0.226	0.2	0.2571	1.10	1.78	11.00	19.61
75	0.339	0.2	0.2571	1.10	1.90	11.00	20.86
100	0.4521	0.2	0.2571	1.10	2.01	11.00	22.10
125	0.5651	0.2	0.2571	1.10	2.12	11.00	23.34
150	0.6787	0.2	0.2571	1.10	2.24	11.00	24.59
175	0.7911	0.2	0.2571	1.10	2.35	11.00	25.83
Agua de mar							
			0.4	3	3.4	7	23.8

Tabla 7. Costos de desalinización, según fluido a purificar y tecnología utilizada (Correa, Evaluación de la Sustentabilidad en la Instalación de Plantas Desaladoras, de Agua de Mar, en la Región Noroeste de México., 2007).

Materia Prima	Tecnología	Costo [USD/m ³]	Referencia
Agua de Mar	MSF	2.7	Planta Unitaria, Afgan 1999.
		2.5	Planta Dual, Afgan 1999.
		1.41-2.09	Dual Operada con Gas, Valero 2001.
		1.27-1.88	Dual con Petróleo, Valero 2001.
		0.72-1.07	Dual con Carbón, Valero 2001.
		0.7-0.75	Planta Abu Dhabi, Buros (2000).
	MED	1.07-1.39	Dual con Gas, Valero 2001.
		0.91-1.24	Dual con Petróleo, Valero 2001.
		0.5-0.7	Dual con Carbón, Valero 2001.
	CV	0.78-1.05	Valero 2001.
	OI	0.7	Afgan 1999.
		2.4	Energía Solar FV, Afgan 1999.
		0.83-0.85	Lamaca, Buros 2000.
		0.38-0.78	Valero 2001.
		0.9	Anteproyecto Hermosillo, Sonora 2002.
		0.5	HOH 2003.
		0.5	Ashkelon, Israel 2006.
Agua Salobre	OI	0.25-0.6	Buros 2000.
		0.16-0.36	Valero 2001.
	ED	0.19-0.35	Valero 2001.

1.4 Geotermia.

1.4.1 Definición e introducción.

Desde un punto de vista científico la geotermia es la ciencia encargada del estudio de condiciones térmicas existentes en el interior de la tierra. A nivel práctico, la palabra geotermia engloba el estudio y utilización de la energía térmica del interior de la corteza terrestre económica y tecnológicamente aprovechable. Para explicar un sistema geotérmico primero hay que definir las condiciones sobre las cuales es generado, esto conduce a una breve explicación sobre el comportamiento y estructura termodinámica de la tierra.

▪ Estructura interna de la Tierra

La estructura interna de la Tierra se representa mediante dos modelos existentes: el estático y el dinámico (Figura 9); el primero basado en la composición química de las capas internas y el segundo en el comportamiento mecánico de los materiales existentes en cada una de las capas. Estos modelos describen la estructura de la tierra desde la superficie hacia el centro a una distancia de 6,371 [km] aproximadamente.

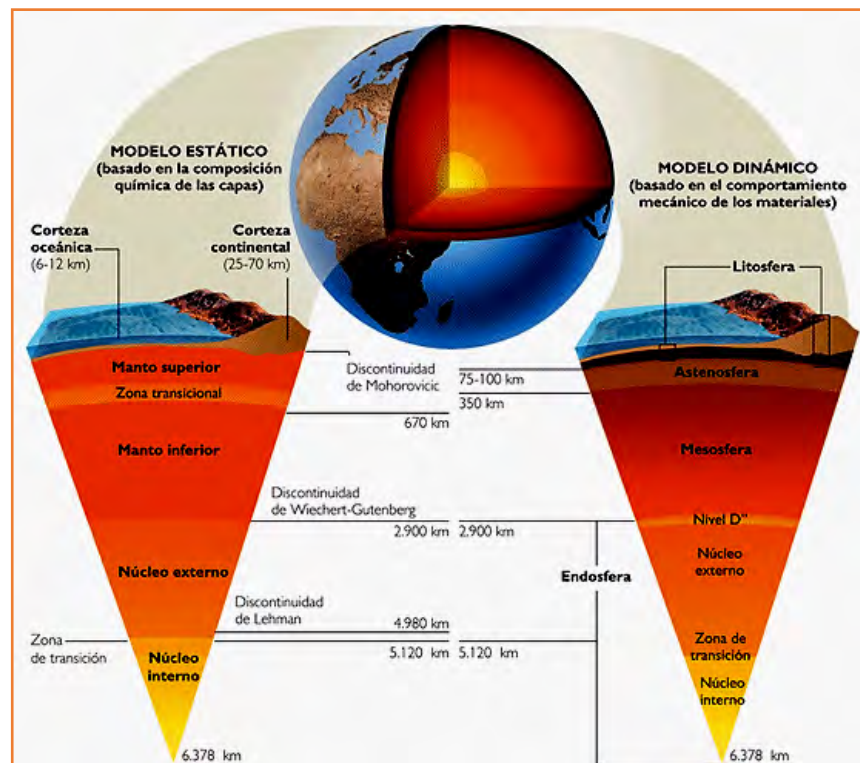


Figura 9. Modelos estático y dinámico de la estructura interna de la Tierra (Rodríguez Zarate, 2012).

El modelo estático contempla tres capas concéntricas principalmente: corteza, manto y núcleo. La corteza es la capa más externa y tiene una profundidad aproximada de 70 [km], está conformada por rocas en fase puramente sólida con una densidad media de 3 [gr/cm³], la temperatura media en su límite inferior es de 400 [°C] aproximadamente. La siguiente capa es el manto y esta a su vez se subdivide en dos: un manto superior a una profundidad de 700 [km] con densidad media de 3.3 [gr/cm³] a temperatura de 1,500 [°C], y un manto inferior a una profundidad de 2,900 [km] con densidad media de 5.7 [gr/cm³] a temperatura de 3,000 [°C]. La capa más profunda se denomina núcleo, igualmente se subdivide en dos capas: un núcleo externo a una profundidad de 2,900 [km] con densidad media de 9 [gr/cm³] a temperatura de 4,000 [°C], y un núcleo interno a una profundidad de 6,371 [km] con densidad media de 12 [gr/cm³] a temperatura de 6,000 [°C].

El modelo dinámico expone cuatro capas: Litosfera, Astenosfera, Mesosfera y Endosfera. La Litosfera abarca alrededor de 100 [km] de espesor, su comportamiento mecánico se simula como el de un sólido rígido. La Astenosfera es una capa de 250 [km] de distancia con un comportamiento mecánico referente al de un sólido plástico. La Mesosfera está constituida por parte del manto superior y todo el manto inferior, la Endosfera es el conjunto del núcleo externo e interno, según el modelo estático; ambas capas de comportan mecánicamente como un sólido. La Figura 9 esquematiza los modelos estático y dinámico de la estructura interna de la tierra.

1.4.2 Recursos Geotérmicos

Recurso geotérmico es la concentración de energía en forma de calor que existe en la corteza terrestre en forma y cantidad tales que su extracción económica es actual y potencialmente posible (Llopis Trillo, 2002). Revisando esta definición desde un enfoque más detallado, involucra la explotación de energía térmica del subsuelo que no solamente es natural, sino también provocada por la acción humana. Desde otro punto de vista, las aéreas donde se concentra una mayor manifestación de calor son denominadas yacimientos geotérmicos.

■ Calor almacenado en la tierra

Actualmente se deduce, por mediciones sistemáticas y cuidadosas, que el flujo natural de calor del interior hacia la superficie de la tierra, es del orden de 59 a 67 [mW/m²]. Este valor puede incrementarse en zonas termales. Comparado con el calor que la superficie de la tierra recibe del sol, que es un promedio de 325 [W/m²] en la República Mexicana, el flujo de calor geotérmico es muy pequeño (León., 2007).

El departamento de Energía de los Estados Unidos, en su publicación de septiembre del 2003 "La energía geotérmica en la actualidad", afirma textualmente: *"Es muy vasto el potencial de energía geotérmica que poseemos en la tierra, justo debajo de nuestros pies. Este increíble recurso equivale a 50,000 veces la energía que se obtiene de todos los recursos de gas y petróleo del mundo"*. Y no es extraño, ya que el flujo de calor geotérmico en toda la superficie de la tierra es de 42×10^{12} [W], una cantidad muy considerable considerando las necesidades energéticas actuales.

■ Yacimientos geotérmicos

Cuando en un área geográfica concreta se dan determinadas condiciones geológicas, térmicas y reológicas favorables para que se pueda explotar de forma económica los recursos geotérmicos del subsuelo, se dice que allí existe un yacimiento geotérmico. Los yacimientos geotérmicos pueden ser clasificados conforme a diferentes criterios: el contexto geológico, la temperatura, el modo de explotación y el tipo de utilidad. La clasificación más común se da respecto a la temperatura, y es la que se ha tenido en cuenta con los mismos intervalos de temperatura expuestos en el apartado anterior. Se detallan algunos de ellos:

Tabla 8. Clasificación de yacimientos geotérmicos (Llopis Trillo, 2002).

Tipo de yacimiento	Rango de temperaturas [°C]	Profundidad [m]	Localización
Muy baja temperatura	$T < 30$	$P < 15$	Toda la superficie terrestre.
Baja temperatura	$30 < T < 90$	$1,500 < P < 2,000$	Cuencas sedimentarias con gradientes aproximados de 30 [°C/km].
Media temperatura	$90 < T < 150$	$2,000 < P < 4,000$	Cuencas sedimentarias con gradientes aproximados de 30 [°C/km] a mayor profundidad.
Alta temperatura	$T > 150$	Variable	En bordes litosféricos, zonas de alta actividad cortical.

De los yacimientos antes descritos, no todos son de aprovechables ya que depende de las características físicas y configuración de los mismos, como: el tipo de roca, la fuente de calor, transporte de calor; cuando estas características llegan a ser las óptimas para la explotación de energía térmica, se habla de un sistema geotérmico.

▪ Sistemas Geotérmicos

Un sistema geotérmico puede ser descrito esquemáticamente como "agua convectiva en la corteza superior de la Tierra la cual, en un espacio confinado, transfiere calor desde una fuente de calor hasta una abertura, usualmente la superficie libre". Los sistemas de acuerdo a su tipo se puede clasificar como: hidrotermales, de roca seca caliente, marítimos, magmáticos y geopresurizados. Pero el único que es económicamente aprovechable es el sistema hidrotermal, el cual se detalla a continuación (Instituto de Investigaciones Eléctricas Gerencia de Geotermia., 2001):

Sistemas hidrotermales

Estos sistemas están constituidos principalmente por: una fuente de calor, un lecho rocoso impermeable, fluido (líquido o vapor), una zona permeable o fracturada (acuífero), y una capa sello (Figura 10).

La fuente de calor puede ser una intrusión magmática a una temperatura mayor a 600 [°C] que comúnmente está a profundidades entre 5-10 [km]; la capa de lecho rocoso tiene la función de conducir el calor de la fuente hasta la zona permeable sin que haya precipitación del fluido en esta; la zona permeable es un volumen de rocas calientes altamente porosas y/o fracturadas del cual los fluidos extraen calor; el fluido, que comúnmente es agua, puede ser de origen meteórico, magmático, o connato (resultado de reacciones químicas internas); la capa sello impide el escape global de calor o vapor desde el acuífero hasta la atmósfera. A su vez, estos sistemas pueden subdividirse en tres tipos principales:

- Vapor dominante: Sistemas de alta entalpia con vapor seco generalmente.
- Líquido dominante (alta entalpia): Sistemas con salmuera a temperatura entre 200-300 [°C]
- Líquido dominante (baja entalpia): Sistema con salmuera caliente con temperatura entre 100 y 200 [°C].

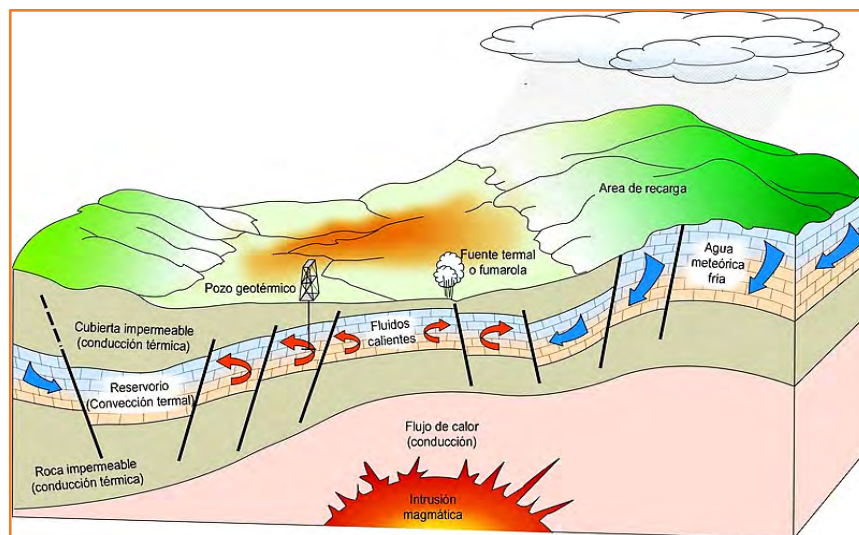
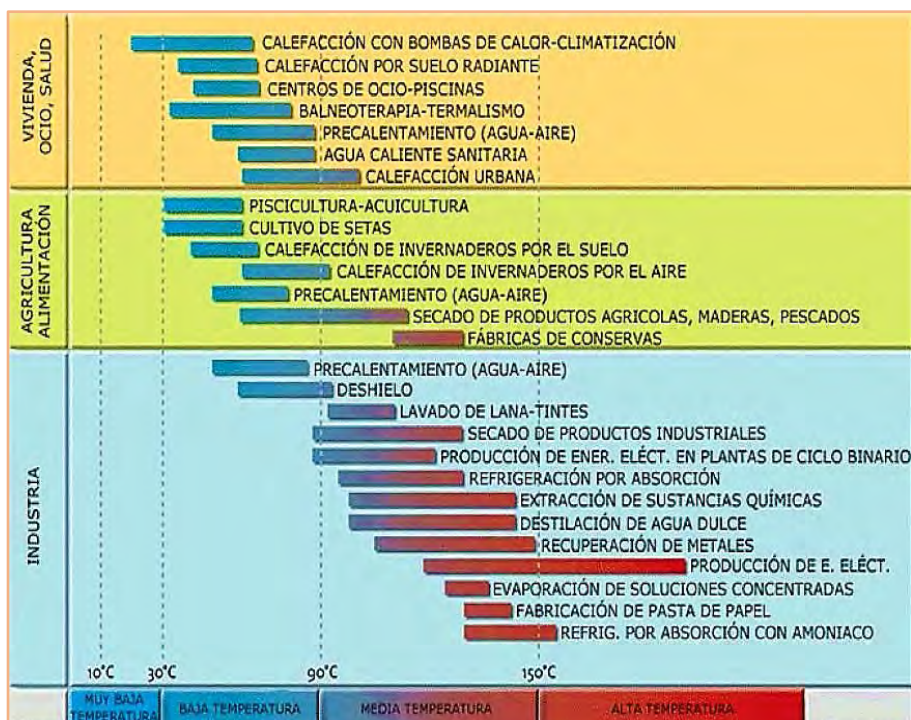


Figura 10. Esquematización de un sistema hidrotermal. (Fuente: DicksonMH y Fanelli. GeothermalEnergy)

1.4.3 Usos de la Geotermia.

Hasta tiempos muy recientes prevaleció una fuerte tendencia a pensar en la generación eléctrica como la aplicación más importante del calor de la tierra. De allí el interés primordial en el descubrimiento de aquellos campos geotérmicos donde se producen temperaturas y presiones relativamente altas, adecuadas para la generación. Se pensó entonces que la ocurrencia de calor terrestre de bajo grado era de interés principalmente para balneología.

Tabla 9. Principales Usos de la Energía Geotérmica en función de la Temperatura (BRGM)



En la Tabla 9 se muestra las temperaturas mínimas que generalmente se requieren para distintos tipos de usos directos (Lindal, 1973). La temperatura entre uno y otro uso no es rigurosa, simplemente es una guía. Los usos directos normalmente utilizan tecnología conocida. En algunos casos pueden existir complicaciones por la presencia de sólidos disueltos o gases no condensables en los fluidos geotérmicos.

De acuerdo a lo expuesto en la Tabla 9 las aplicaciones que se pueden dar a un fluido geotérmico dependen de su contenido de energía térmica, es decir, de su entalpía. Hasta el momento no existen aparatos que determinen directamente la entalpía de un fluido en el subsuelo, sin embargo la temperatura y la entalpía se pueden considerar proporcionales.

■ Usos Directos

Los sistemas geotérmicos con temperaturas menores de 150 °C, son los que generalmente se destinan a usos directos. De los 80 países que se sabe cuentan con recursos geotérmicos con posibilidades de explotación comercial, 55 los emplean en usos directos, 31 de los cuales los utilizan de manera significativa (Lund J.W., 2000). El uso de recursos geotérmicos de baja entalpía en el mundo en 1999 fue de 16,209 [MW_{terricos}]. El 37 % de estos recursos se empleó en el calentamiento de espacios, 22 % en balneología, 14 % en bombas de calor, 12 % en invernaderos, 7 % en acuicultura, 6 % en aplicaciones industriales y 2 % en agricultura y otras. Actualmente la capacidad térmica en usos directos se detalla en la Tabla 10, donde se listan los 27 países que más utilizan los recursos geotérmicos para usos directos.

Tabla 10. Algunos países que utilizan la energía geotérmica para usos directos (Arellano, Iglesias, & García, 2008).

País	Capacidad Instalada MWt	Consumo GWh/año	Factor Capacidad
EUA	7,817.4	8,678.2	0.1
Japón	822.4	2,861.6	0.4
Alemania	504.6	808.3	0.2
Canadá	461.0	707.3	0.2
Rusia	308.2	1,706.7	0.6
Nueva Zelanda	308.1	1,968.5	0.7
India	203.0	446.2	0.3
México	164.7	536.7	0.4
Otros	17,678.6	58,229.3	-----
Total	28,268.0	75,942.8	0.31

1.4.4 Geotermia en el mundo.

Los primeros intentos de producción de electricidad con energía geotérmica comienzan con los experimentos en Italia, del Príncipe Gionori Conti entre 1904 y 1905. La primera planta (250 [kWe]) se construyó en 1913. En 1950 se alcanzan los 300 [MWe] en Italia, en el yacimiento de Lardarello. En 1958 comienza la producción geotermoeléctrica en Nueva Zelanda, con el yacimiento de Wairakei, en 1959 en México en el yacimiento de Pathé y en 1960 en Estados Unidos con el yacimiento de The Geysers. A partir de 1973, año de la primera crisis del petróleo se produce la gran expansión en la generación de electricidad con energía geotérmica, incorporándose sucesivamente Japón, Islandia y El Salvador (1975), Indonesia, Kenia, Turquía y Filipinas (1980), Nicaragua (1985), Costa Rica (1995), Guatemala (2000).

En el ámbito energético, la producción de electricidad tiene un papel preponderante en el desarrollo de un país, por ello, diversos esfuerzos se han orientado hacia la geotermia como una fuente de energía. Los sistemas hidrotermales de alta entalpía, son los que más impacto han tenido en el rubro de la generación eléctrica, y para ello se ocupan sistemas de generación, la principal ventaja radica en su economía (durante la vida útil), su alto factor de planta y la baja en emisiones contaminantes (GEI).

Tabla 11. Capacidad instalada en algunos países (Asociación Geotérmica Mexicana, 2013).

	País	Capacidad MW
1	Estados Unidos	3,389.0
2	Filipinas	1,848.0
3	Indonesia	1,341.0
4	México	1,014.4
5	Italia	875.5
6	Nueva Zelanda	842.6
7	Islandia	664.4
8	Japón	537.0
9	Kenia	248.5
10	Costa Rica	207.1
	Otros	804.5
	Total	11,772.0

Una central geotermoeléctrica aprovecha el calor que se han concentrado en ciertos sitios del subsuelo (yacimientos geotérmicos). La energía contenida en un yacimiento geotérmico es extraída mediante la perforación de pozos profundos, a través

de los cuales asciende una mezcla de fluidos (salmuera y vapor) a altas temperaturas; a este fluido es al que se le extrae energía térmica para transformar parte de ella en trabajo. Las centrales más comunes de generación son:

- Centrales geotérmicas a contrapresión.
- Centrales geotérmicas a condensación.
- Centrales geotérmicas de ciclo binario.

La mayor parte de energía eléctrica obtenida de la geotermia se hace mediante los mencionados ciclos de generación, actualmente en el mundo la capacidad instalada es de 11,772 [MWe].

1.4.5 La geotermia en México

El sistema energético mexicano se basa, fundamentalmente, en los hidrocarburos. La capacidad de generación eléctrica a base de estos recursos ha marcado una alta tendencia. Sin embargo, a la par se ha estado probando y desarrollando las nuevas alternativas tecnológicas para la producción de electricidad a base de fuentes renovables. México tiene instalada una capacidad total de 51,780 [MWe] de los cuales el 1.57% proviene de fuentes geotérmicas.

Tabla 12. Capacidad efectiva instalada y potencial de fuentes renovables en México, 2012 (Mega-Watts)

<i>Fuente de Energía</i>	<i>Capacidad teórica analizada</i>	<i>Capacidad instalada</i>
<i>Hidráulica</i>	53,000	11,603
<i>Eólica</i>	71,000	1,215
<i>Geotérmica</i>	40,000	958
<i>Biomasa</i>	83,500	548
<i>Solar</i>	24,300	33
	271,800	14,357

Fuente: ProMéxico, Informe Energías Renovables Agosto 2012.

En México existen 5 plantas geotermoeléctricas a manos de CFE (Comisión Federal de Electricidad), de las cuales solo 4 se encuentran bajo operación. A continuación se detallan cada una de las plantas (Asociación Geotérmica Mexicana, 2013):

- *Cerro Prieta*, B.C., actualmente con 570[MWe] de capacidad operativa, factor de planta de 82%. Entró en operación el 12 de octubre de 1973.
- *Los Azufres*, Michoacán, con 191[MWe] de capacidad operativa, factor de planta de 92%. Entró en operación el 30 de mayo de 1982.
- *Los Hornos*, Pue., con 68.4 [MWe] de capacidad operativa, factor de planta de 92%. Entró en operación el 30 de mayo de 1991.
- *Las Tres Virgenes*, B.C.S., con 10 MW de capacidad neta, factor de planta de 47%. Inicio operación el 2 de julio de 2001.
- *Cerritos Colorados*, Jal., sin plantas en operación pero con varios pozos perforados y un potencial evaluado por la CFE en 75 MW.

Los Azufres, Los Hornos y Cerritos Colorados se encuentran localizados en la Faja Volcánica Mexicana, mientras que Cerro Prieta y Las Tres Virgenes se localizan en la península de Baja California. La capacidad instalada es de 1,017 [MWe], y 839.4 [MWe] en operación, es decir un factor de planta promedio de 82.5%. En México, la planta de Pathé, que debe considerarse como un proyecto experimental más que comercial, estuvo en operación durante 10 años, con una capacidad aproximada de 600 kW.

1.5 Intercambiadores de calor.

1.5.1 Definición y panorama general.

Los intercambiadores de calor son dispositivos que facilitan el flujo de energía térmica entre dos fluidos que se encuentran a temperaturas diferentes; la mayoría de los intercambiadores evitan la mezcla entre los fluidos de intercambio, aunque hay necesidades específicas que requieren tanto una transferencia de energía térmica y de masa, estos últimos dispositivos se denominan cámaras de mezclado. El diagrama II ilustra las unidades más utilizadas para el intercambio de calor.

En un intercambiador, la transferencia de energía térmica se puede dar por diferentes mecanismos: conducción, convección y/o radiación; los tres actualmente conocidos y estudiados ampliamente. Otro factor importante es la tasa a la cual se transfiere el calor entre los fluidos, ya que esta depende de la diferencia de temperatura entre los fluidos, así como de las dimensiones y configuración del intercambiador. Las aplicaciones de los intercambiadores de calor son múltiples, desde sistemas domésticos de calefacción y acondicionamiento de aire hasta procesos químicos y de generación de energía eléctrica. Solo se detallará la clasificación según la geometría de construcción ya que es la más conveniente para el seguimiento del presente texto.

1.5.2 Clasificación según geometría de construcción.

Una de las clasificaciones directas y de uso más práctico se ha efectuado de acuerdo a los componentes que constituyen un intercambiador de calor; los principales tipos, de acuerdo a construcción son: tubulares, de placas y superficies extendidas. A continuación se describen (Sadik & Lu, 2010).

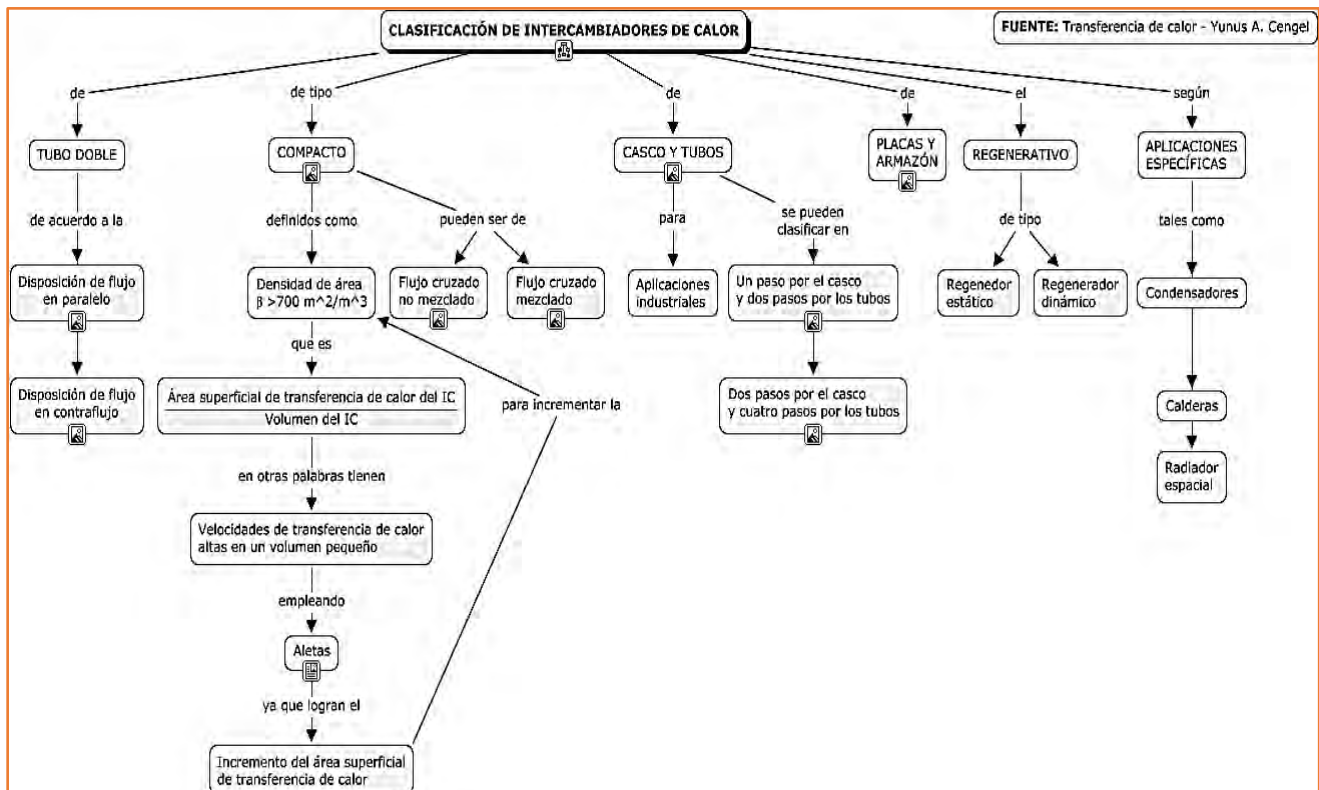


Diagrama II. Clasificación de Intercambiadores de calor según geometría (Sadik & Lu, 2010).

■ Intercambiadores de calor tubulares

Intercambiadores de calor de doble tubo.

Es un diseño muy típico y con una cierta simplicidad (en diseño, operación y mantenimiento); el dispositivo consiste en dos tubos concéntricos, uno dentro del otro, así también con los apropiados accesorios para dirigir de manera correcta ambas corrientes de fluido a través del mismo. Este tipo de intercambiadores de calor pueden ser modificados para una correcta operación, comúnmente el tubo interno es aletado para incrementar la eficiencia en transferencia de calor y disminuir tamaño.

Intercambiadores de calor de tubo y coraza.

Su construcción física consta de un banco de tubos colocado de manera concéntrica a un tubo de mucho mayor diámetro, este último denominado coraza; usualmente el eje del banco de tubos y la coraza son concéntricos. En este tipo de intercambiadores de calor uno de los fluidos fluye de manera interna a lo largo del banco de tubos, mientras que el otro fluye dentro de la carcasa pero de manera externa al banco de tubos. Existen amplias variantes de estos intercambiadores, cada una en función de la aplicación. Este tipo de intercambiadores son ampliamente utilizados para enfriamiento o calentamiento de fluidos, condensadores, pre-calentadores, generadores de vapor (en casi cualquier tipo de central), aplicaciones industriales y en operación químicas.

Intercambiadores de calor de tubo en espiral.

Fundamentalmente es un conjunto de espiras colocadas dentro de una carcasa; su principal justificación de utilidad debe a un mayor coeficiente de transferencia de calor de los tubos en forma de espiral que un tubo recto. Aunque su mayor limitante es la utilidad para fluidos libres de partículas, ya que la limpieza de las espiras es muy difícil.



Figura 11. Intercambiador de calor del tipo doble tubo (Reynolds).

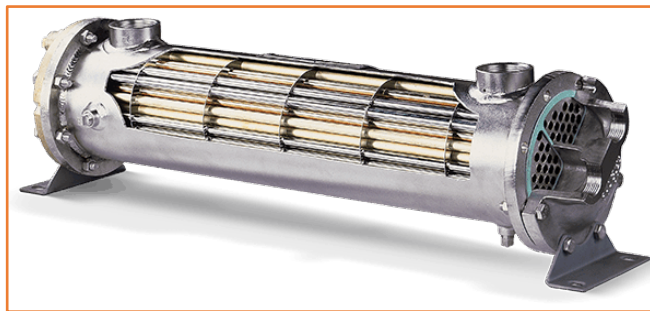


Figura 12. Intercambiador de calor tipo tubo y coraza (API Heat Transfer).

■ Intercambiadores de calor de placas.

Intercambiadores de calor de junta y placa.

Este consiste en una serie de placas corrugas y delgadas o de superficie irregular que sirven como medio para transferir calor y evitar la mezcla de fluidos. Los fluidos fluyen de manera alterna entre cada par de placas, usualmente son líquido ambas corrientes en estos intercambiadores. De manera general el intercambiador de calor de placas es un conjunto de placas y sellos (juntas) unidos de manera alternativa mediante una serie de tornillos (espárragos), por compresión. Se utilizan principalmente en la industria alimenticia y/o química.

Su gran ventaja es el alto coeficiente de transferencia de calor generado, efecto de la corrugación de las placas (turbulencia); adicionalmente este tipo de unidades son muy compactas. Una de sus desventajas es la excesiva caída de presión observada debido a la corrugación.

Intercambiadores de calor de placas en espiral.

Una serie de placas rolladas y colocadas de manera concéntrica una respecto a la otra. Por el área anular formada entre cada par de cilindros fluye una corriente de fluido. La limitante es la presión de 15 [bar] y la temperatura de [500°C], su diseño permite el intercambio de calor entre dos fluidos no necesariamente en la misma fase. Su aplicación a la actualidad es para algunos sistemas de enfriamiento, donde hay cambio de fase.

Intercambiador de calor de laminillas.

La construcción de estos intercambiadores consiste en la colocación de un conjunto de canales colocados de manera paralela y soldados a una carcasa a lo largo de esta. Comúnmente estos canales son un conjunto de placas o láminas que forman una serie de tubos planos. La finalidad es un aumento en el área de transferencia de calor respecto a los tradicionales de tubo y coraza. Sus limitantes son 35 [bar] de presión y 200-500 [°C].



Figura 13. Intercambiadores de calor de placas, de izquierda a derecha: de placa y junta, de placas en espiral, de laminillas (Alfa Laval).

- **Intercambiadores de calor compactos.**

Intercambiador de calor con placas aletadas

Se utilizan primordialmente para el intercambio de calor entre dos fluidos en estado gaseoso, debido a los bajos coeficientes de transferencia de calor obtenidos para la mayoría de los gases. Son unidades muy compactas con un área de transferencia por volumen de aproximadamente 2000 [m²/m³]. Las placas base utilizadas suelen ser de entre 0.5 y 1.0 [mm] y las aletas de entre 0.15 y 0.75 [mm]. Su configuración física general es una serie de placas y hojas corrugadas, estas últimas colocadas entre cada par de placas para incrementar el área superficial de intercambio y darle un mayor soporte estructural al intercambiador.

Las láminas corrugadas comúnmente usadas suelen ser: hojas de lámina corrugadas, corrugadas y perforadas, corrugadas y discontinuas, corrugadas y onduladas. La mayor desventaja es la cantidad de fluido que se puede hacer pasar por este tipo de intercambiadores, ya que, las hojas utilizadas para el incremento de área suelen tener como efecto una caída de presión drástica, por ello hay que limitar la velocidad del flujo y por ende la cantidad de este.

Intercambiador de calor placa-tubo.

Estas unidades se utilizan para el intercambio de calor entre líquido-gas o viceversa; el gas usualmente tiene un coeficiente de transferencia de calor mucho menor que el líquido, por ende, este se hace conducir del lado de la superficie extendida, en algunas aplicaciones es un líquido altamente viscoso en vez de un gas. Alternativamente, los tubos por donde se conduce en líquido, pueden tener una sección transversal circular convencional, o elíptico, rectangular, etc.

Su configuración estructural suele ser una serie de tubos unidos por placas, estas últimas de manera transversal. En otras ocasiones puede ser un conjunto de aletas colocadas axialmente o radialmente a lo largo del tubo. En el caso de tubos en calderas, estos tienen una lámina "torcida" de forma helicoidal que se introduce dentro del tubo con la finalidad de provocar turbulencia e incrementar el coeficiente de transferencia de calor. Comúnmente la modificación a tuberías se utiliza para aplicaciones de condensación o evaporación.

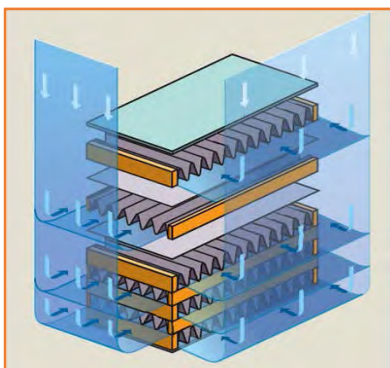


Figura 14. Intercambiadores de calor de superficies extendidas, de izquierda a derecha: placa aletada, tubo-placa (THERCO).

1.5.3 Condensadores y evaporadores.

▪ Condensadores.

Un condensador es un intercambiador de calor entre flujos en dos fases, en el cual el calor es generado por el desprendimiento de energía térmica durante la conversión de vapor a líquido, esta energía a su vez es removida por un refrigerante. Los condensadores se pueden clasificar de manera muy general como:

Condensadores de contacto directo. Donde el vapor a condensar y el refrigerante se mezclan, ya sea que el vapor se introduzca en una alberca de agua o que el refrigerante se distribuya en el volumen de vapor en forma de gotas o pelicularmente.

Condensadores de contacto indirecto. En esta clasificación, no hay contacto entre los fluidos debido a que están separados por una superficie. Su versatilidad permite que se puedan operar con flujos en diversas fases: líquido-vapor, gas-vapor, vapor-vapor.

▪ Condensadores de contacto Indirecto.

Condensadores de tubo y Coraza.

Este tipo de condensadores están regulados y se fabrican según normatividad de TEMA específicamente aquellos para procesos es plantas. Las configuraciones geométricas, y distribución de fluidos, dependerán del proceso; pero en esencia las variantes están en función de las tapas laterales, la distribución de fluido dentro de los cabezales, entradas y salidas de fluidos, el cuerpo del intercambiador, todas estas variaciones, se esquematizan en la Figura 15.

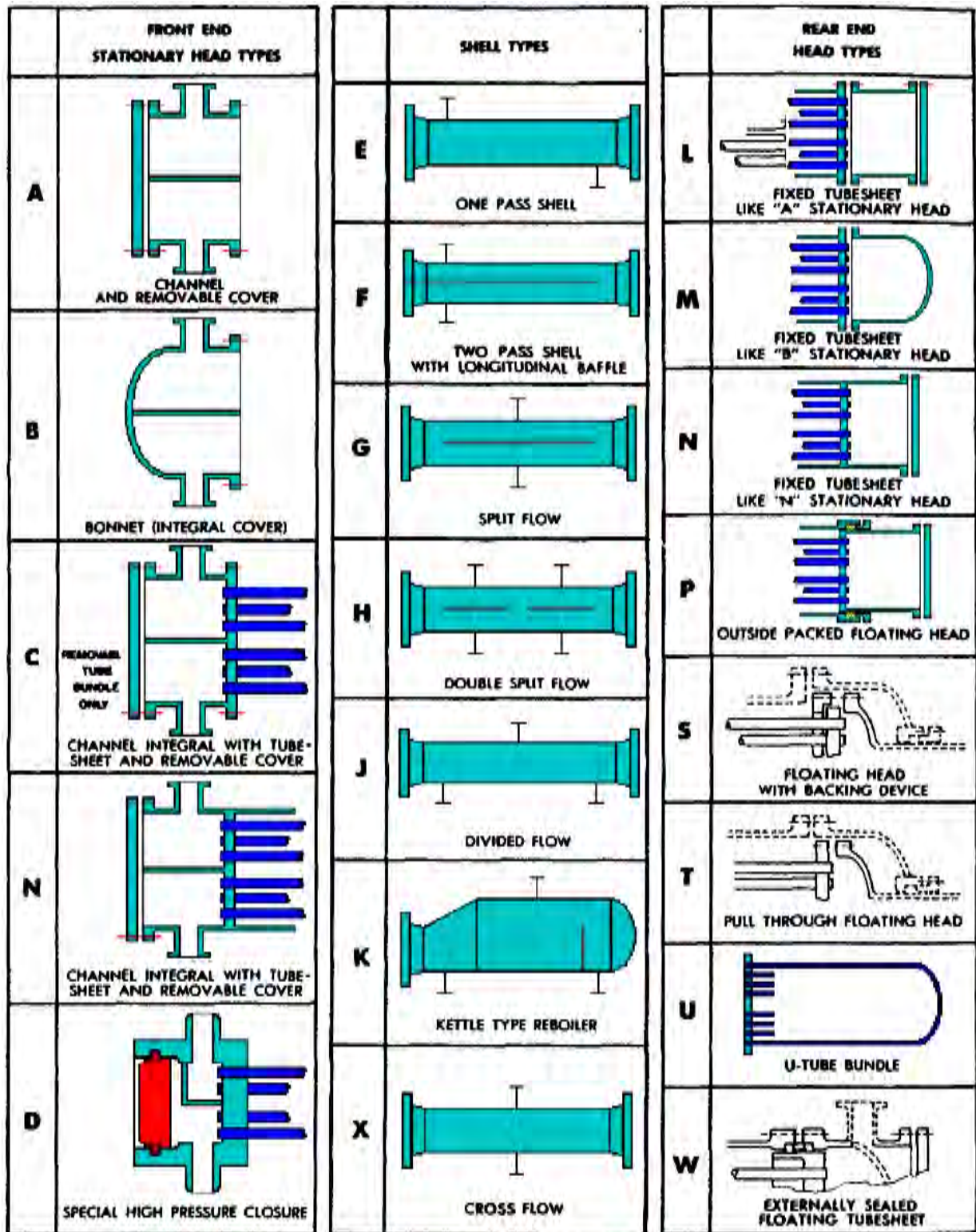


Figura 15. Tipos de envoltorios, tapas y cabezales para intercambiadores de tubo y coraza. (TEMA) (Sadik & Lu, 2010).

Condensadores tubo verticales.

Se utilizan para aprovechar la densidad del condensado y vapor, la finalidad es hacer un drenado de líquido más eficaz, La disposición del fluido refrigerante es vertical. El vapor se puede inducir por la parte superior, aquí el condensado se concentra en la parte inferior; el vapor también se puede hacer circular desde la parte inferior hacia la superior, ocasionando que el vapor entre en contacto con el condensado a contracorriente, se denominan condensadores verticales de reflujo, Figura 16.

Condensadores de tubos horizontales.

Son los más frecuentemente utilizados para aplicaciones de condensación, pueden ser de uno, dos o múltiples pasos, con arreglo del banco de tubos en U, o alguna configuración que más se adecue para la condensación. Los condensadores para turbinas de vapor son de este tipo, en específico con la configuración de flujos X (Véase Figura 16), más que por practicidad, históricamente esta configuración ha sido la más utilizada, Figura 17.

Condensadores de placas.

No hay contacto entre los flujos y logran densidades de área de hasta $2000 \text{ [m}^2/\text{m}^3]$ (Sadik & Lu, 2010). Aunque algunos intercambiadores de placas y armazón también se han diseñado por Alfa Laval para los mismos propósitos (Figura 18 y 19).

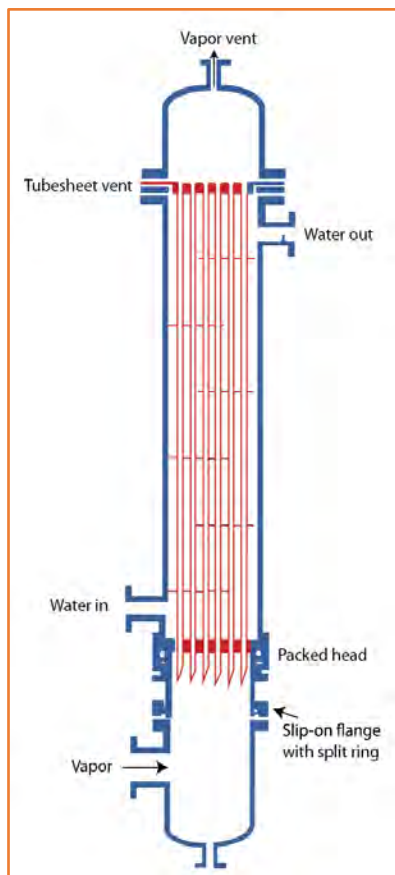


Figura 16. Condensador de tipo vertical de reflujo (TRANTER).

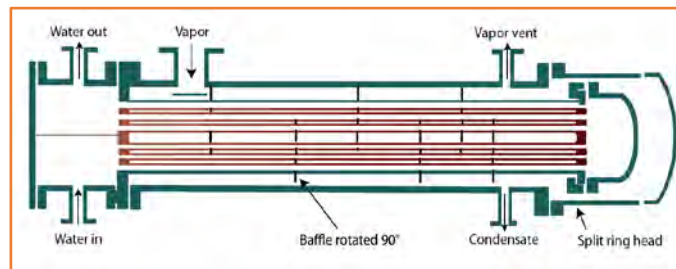


Figura 17. Condensador Horizontal con distribución tipo J Invertida (TRANTER).

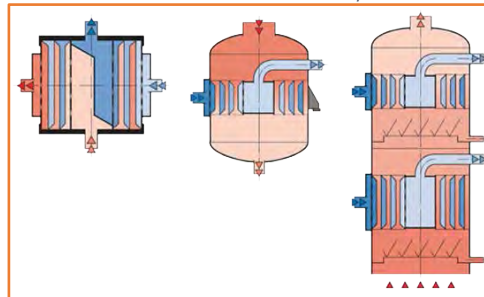


Figura 18. Condensador-Evaporador de placas en espira (TRANTER).

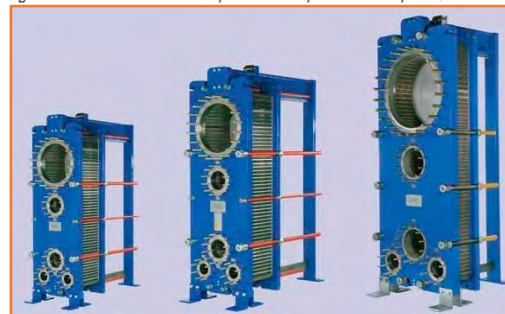


Figura 19. Condensador de placas con armazón desmontable (Alfa Laval)

▪ Condensadores de contacto directo.

Este tipo de condensadores son de diseño más simple, pero sus aplicaciones están limitadas, debido a que se lleva a cabo un proceso de mezcla. La principal ventaja, es su bajo costo, su alta eficiencia de transferencia de calor, y su bajo factor de ensuciamiento. Hay tres tipos principales, los de alberca, de bandeja y de Spray.

En los condensadores de alberca, el vapor es inyectado a un volumen de agua, por densidad, las burbujas de vapor se van hacia la parte superior del contenedor y durante el trayecto ocurre la condensación, debido al cambio de volumen, el proceso ocurre con cierta violencia, este tipo de contenedores se dañan mecánicamente debido a la diferencia de densidades.

El condensador de contacto directo más común, es el de spray, durante el proceso, el refrigerante sub-enfriado es inyectado al a un contenedor de vapor, a la par ocurre un proceso de mezcla. Este tipo de condensadores no pueden operar con líquido muy sucio, que tenga partículas en suspensión, debido principalmente a problemas de incrustación e los inyectores del contenedor. Para evitar ese problema, se recurre a un condensador de bandeja para evitar la acumulación de suciedad.

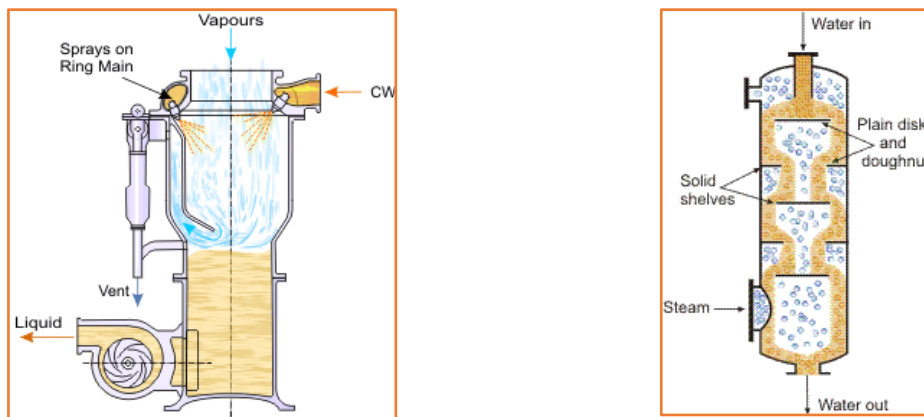


Figura 20. Condensadores de contacto directo, el de la izquierda del tipo spray, el de la derecha, de bandeja (Thermotran).

▪ Evaporadores.

Un evaporador comúnmente es un intercambiador de calor de coraza y tubos. Las partes esenciales de un evaporador son la cámara de calefacción y la cámara de evaporación. El haz de tubos corresponde a una cámara y la coraza corresponde a la otra cámara. La coraza es un cuerpo cilíndrico en cuyo interior está el haz de tubos. Las dos cámaras están separadas por la superficie sólida de los tubos, a través de la cual tiene lugar el intercambio de calor.

▪ Evaporador múltiple efecto

Un evaporador de múltiple efecto consta de un conjunto de evaporadores, donde el primer efecto es el primer evaporador. Durante el funcionamiento, el vapor producido en el primer efecto se utiliza como vapor calefactor del segundo efecto.

Métodos de alimentación en los múltiples efectos.

Alimentación directa. El fluido de alimentación entra en el primer efecto y sigue el mismo sentido de circulación que el vapor, saliendo el producto en el último efecto. El líquido circula en el sentido de las presiones decrecientes y no es necesario aplicar ninguna energía auxiliar para que el líquido pase de un efecto al otro. Solo son necesarias dos bombas, una para introducir el líquido en el primer efecto y otra para extraer el producto del último efecto.

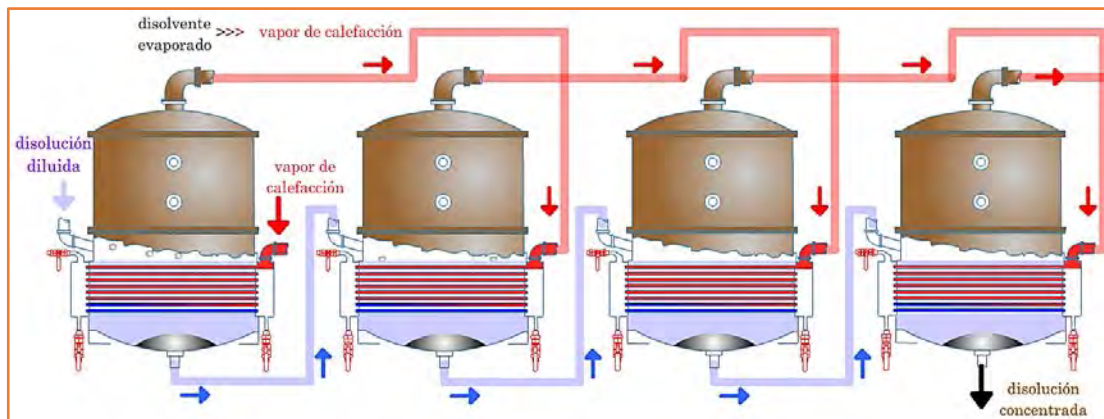


Figura 21. Evaporación múltiple con alimentación directa (Universitat politècnica de catalunya).

Alimentación a contracorriente (Figura 22). El líquido a evaporar entra en el último efecto y sale concentrado por el primero. El líquido a concentrar y el vapor calefactor circulan en sentido contrario. Aquí el líquido circula en sentido de presiones crecientes y esto requiere el uso de bombas en cada efecto para bombear la disolución concentrada de un efecto al siguiente. Esto supone una complicación mecánica considerable que se suma al hecho de hacer trabajar las bombas a presiones inferiores a la atmosférica. Así, si no hay otras razones, se prefiere el sistema de alimentación directa.

Alimentación mixta (Figura 23). Cuando en una parte del sistema de alimentación es directa y en la otra parte es a contracorriente. Este sistema es útil si tenemos disoluciones muy viscosas. Si utilizamos la corriente directa pura, nos encontramos que el último efecto, donde hay menos temperaturas la viscosidad de la disolución concentrada aumenta, lo que hace disminuir sensiblemente el coeficiente global, U , en este efecto. Para contrarrestar eso, se utiliza la alimentación a contracorriente o la mixta. La disolución diluida entra en el segundo efecto i sigue el sentido de la alimentación directa, pasando después del último efecto al primero, para completar la evaporación a temperatura elevada.

Alimentación en paralelo (Figura 24). Cuando la alimentación es simultanea en todos los efectos y el líquido concentrado se une en una sola corriente. Sistema utilizado en la concentración de disoluciones de sal común, donde los cristales depositados hacen que resulte difícil la disposición de la alimentación directa.

En general, para seleccionar un sistema de alimentación u otro, es necesario efectuar el cálculo previo del rendimiento de evaporación para cada uno de los sistemas. Si la temperatura del agua de alimentación es bastante inferior a la de ebullición en el primer efecto, en el caso de corrientes directas todo el calor que se da en el primer efecto va destinado a precalentar el flujo de alimentación (calor sensible) y muy poco a producir vapor, lo que provocará un bajo rendimiento en el proceso global del múltiple efecto. En este caso se prefiere la circulación a contracorriente.

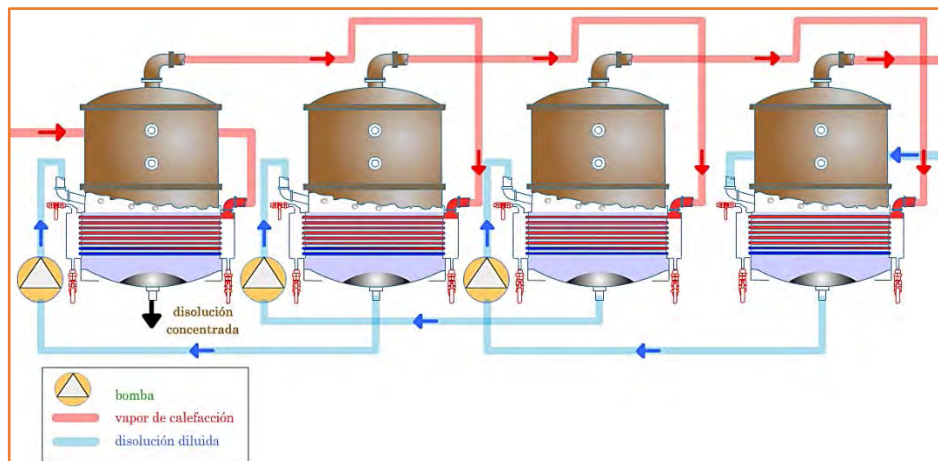


Figura 22. Evaporación múltiple con alimentación a contracorriente (Universitat politècnica de catalunya).

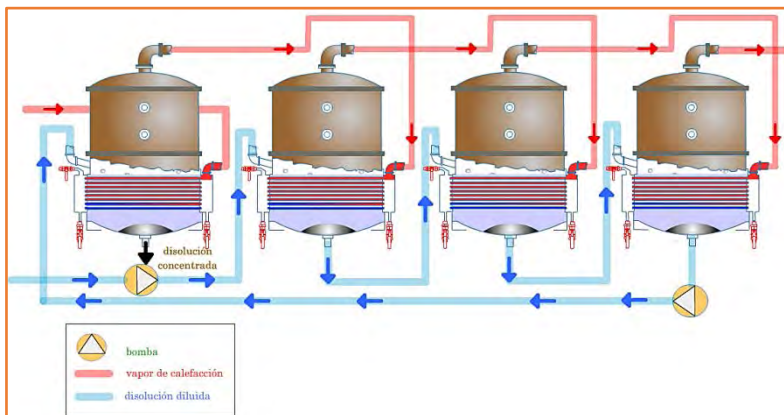


Figura 23. Evaporación múltiple con alimentación mixta (Universitat politècnica de catalunya).

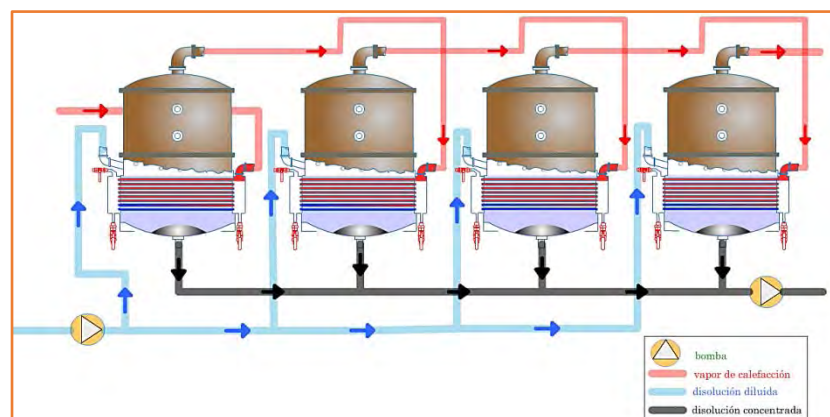
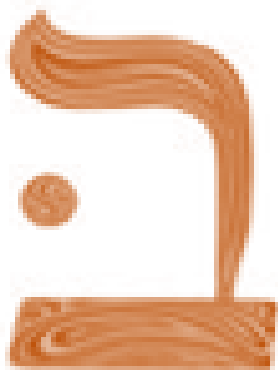


Figura 24. Evaporación múltiple con alimentación en paralelo (Universitat politècnica de catalunya).



2. Unidad Desaladora Modular Geotérmica (DMG).

- 2.1. Introducción.
- 2.2. Propuesta y descripción del sistema DMG.
 - 2.2.1. Puntos de optimización para sistemas de desalación térmica convencionales.
 - 2.2.2. Descripción de propuesta DMG.
- 2.3. Análisis técnico-teórico para unidad DMG.
 - 2.3.1. Principales relaciones algebraicas y consideraciones.
 - 2.3.2. Balance de masa y energía en cámaras y condensador.
 - 2.3.3. Requerimientos térmicos para intercambiadores de cada cámara.
 - 2.3.4. Requerimientos térmicos para sistema de vacío y extracción de gases.
 - 2.3.5. Entorno ambiental de operación para sistema DMG.
 - 2.3.6. Resultados y comparación con sistemas térmicos de desalación.



2 Unidad Desaladora Modular Geotérmica (DMG).

2.1 Introducción.

Como se expuso con anterioridad, la desalación térmica de agua de mar con energías renovables se proyecta como un eje de apoyo para el desarrollo urbano de poblaciones carentes de recursos hídricos y de acceso a energías convencionales. Dado este panorama, el Instituto de Ingeniería apoyado por el grupo IIDEA, ha desarrollado un esquema que articula un sistema de desalación innovador y la energía geotérmica de baja entalpía (90 °C).

En el presente capítulo se detalla la propuesta implementada por grupo IIDEA, así mismo se exponen los pormenores de operación de la unidad DMG, y sus ventajas desde un punto de vista teórico, respecto a los sistemas térmicos convencionales de desalación.

2.2 Propuesta y descripción de sistema DMG.

2.2.1 Puntos de optimización para sistemas de desalación térmica convencionales.

Por sistemas térmicos convencionales, se entiende a los procesos de desalación MED, MSF y MVC descritos con anterioridad. En este capítulo, se busca señalar los puntos principales, que a juicio del autor han sido identificados para una posible mejora técnica, ya sea de manera térmica y/o operacional. Se describen a continuación:

- El fluido de aporte de energía que entra a la primera cámara es desechado de las unidades convencionales aun con una temperatura alta, alrededor de 70 °C, en especial en el proceso MSF, es decir, se puede aprovechar en mayor medida el contenido energético de este fluido.
- Las energías renovables han demostrado ser una opción viable para la producción de agua purificada en conjunto con sistemas de desalación convencionales, en el caso de la geotermia, se tiene la planta de Kimolos (Karytsas, Alexandrou, & Boukis, 2013), Grecia.
- Un sistema convencional MED, y MSF puede utilizar sin problema la energía térmica proveniente del interior de la tierra, denominada geotermia. Estos dos procesos de desalación operan con temperaturas de entre 60°C y 110°C, los recursos geotérmicos de baja entalpía van desde 30°C hasta 90°C, fácilmente puede suministrar calor a una planta desaladora térmica MED.
- Se puede utilizar un intercambiador de placas para aislar el fluido de aporte de calor y el sistema correspondiente al fluido de la unidad desaladora, con ello se puede evitar el ensuciamiento excesivo de las cámaras. Los intercambiadores de placas son de fácil limpieza.

Estos, son los puntos más importantes pre-visualizados.

2.2.2 Descripción de Propuesta DMG.

El sistema DMG (por sus siglas: *Desaladora Modular Geotérmica*) tiene como propósito lograr la destilación de agua de mar o salobre mediante la utilización de energía proveniente de un yacimiento geotérmico de baja entalpía (fluido a 90 °C).

El proceso consta de tres efectos de evaporación a presiones por debajo de la atmósfera, consecutivas y decrecientes cuyo objetivo es obtener agua casi pura. Su variante respecto a un sistema MED convencional, es la conducción del fluido de aporte energético a través de todas las cámaras, con ello, se logra un mejor aprovechamiento de energía térmica suministrada a la unidad.

Uno de los retos es lograr un diseño capaz de mitigar los efectos corrosivos del agua salada y el fluido geotérmico, y así evitar excesivos mantenimientos.

En primera instancia, se aplicara esta tecnología para desalar agua de mar en las costas de baja california, debido a la disponibilidad de efluentes geotérmicos de baja entalpia y la necesidad de abatir problemáticas de suministro de agua.

Tomando como referencia la Figura 25. El funcionamiento, es similar a un sistema de desalación MED convencional, el agua de mar es tomada e introducida en un condensador de contacto indirecto, donde se busca precalentar el agua de mar por una parte y por otra condensar el vapor resultante del último efecto de la unidad desaladora.

Al otro extremo del proceso, se suministra fluido geotérmico de baja entalpia, a una temperatura de 90°C a la primer cámara, el propósito es que este fluido transfiera parte de su energía térmica al fluido que circula por la parte externa al banco de tubos de la cámara, el fluido geotérmico abandona este primer efecto a una temperatura razonablemente alta.

En tanto, la alimentación hacia las cámaras se hace en paralelo con el agua de mar pre-calentada en el condensador, se especifica que en este primer efecto la presión está por debajo de la atmosférica, en este efecto el agua de mar adquiere calor del fluido geotérmico de aporte, hasta llegar a su temperatura de evaporación, la fracción de agua de mar evaporada es inducida al efecto siguiente. En tanto la salmuera resultante, que cuenta con una cantidad de energía térmica también es inducida al segundo efecto.

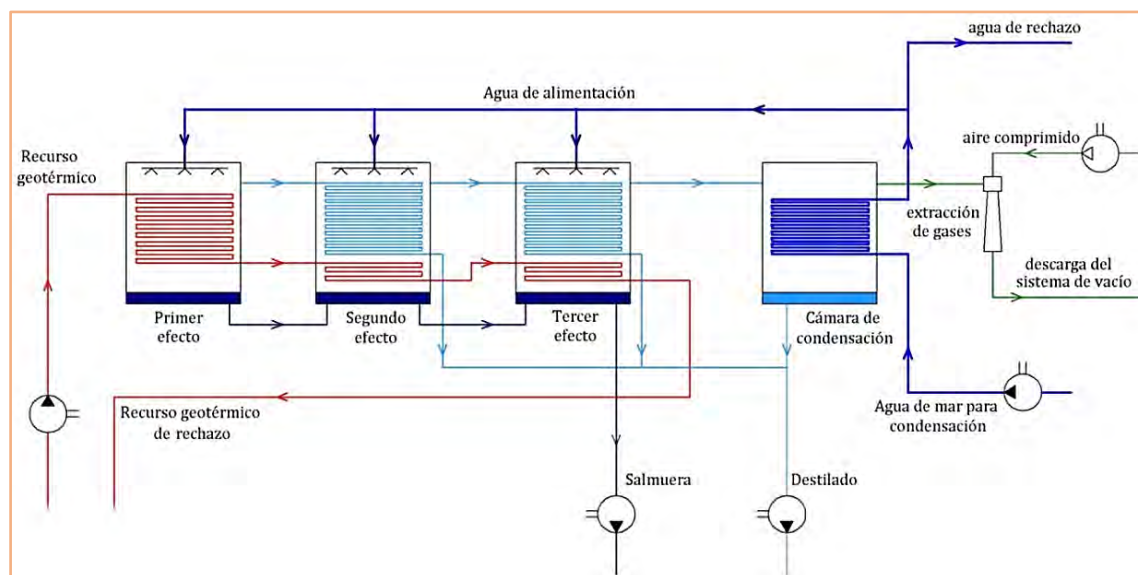


Figura 25. Esquematización del sistema de desalación DMG (Grupo iiDEA, 2012).

Dentro de la segunda cámara se introducen por un lado la salmuera del efecto anterior y el agua de mar precalentada, por el otro lado se introduce el vapor generado en la primer cámara y el fluido geotérmico, tanto el calor latente y el sensible de ambas sustancias, respectivamente, provocan un incremento en la energía térmica del agua de mar en el segundo efecto y de la salmuera, el propósito es lograr la evaporación de cierta cantidad de agua de mar y de la salmuera. La extracción de condensados se realiza entre una cámara y otra. Este proceso se puede repetir "n" número de veces, con el propósito de aumentar la cantidad de condensado obtenido, de un análisis térmico previo se ha deducido que 3 efectos nos da un moderado consumo energético durante el proceso para la cantidad de agua destilada obtenida (Salmerón, 2012).

En la Figura 25, se consideran algunos detalles, para el funcionamiento de la planta, desde un punto de vista térmico. Los sistemas auxiliares, como el sistema de vacío o extracción de gases no condensables y extracción de agua desalada. Los detalles técnico-teóricos de la unidad desaladora se pueden consultar en la referencia: (Salmerón, 2012).

2.3 Análisis técnico-teórico para unidad DMG.

2.3.1 Principales relaciones algebraicas y Consideraciones.

Principalmente son aquellas que han de facilitar la manipulación y el desarrollo de las formulas básicas, a saber: la ley de la termodinámica principalmente y la ecuación de balance de masa.

■ Ecuación de conservación de energía.

Expresa la cantidad y flujos de los diferentes tipos de energía que se transfieren desde o hacia, e incluso dentro de un volumen de control previamente definido. Algebraicamente:

$$\frac{dq}{dt} + \frac{dW}{dt} = \frac{\partial}{\partial t} \iiint \left[\left(i + \frac{1}{2} v^2 + gz \right) \rho dV \right] + \iint \left[\left(i + \frac{1}{2} v^2 + gz \right) \rho(v) \cdot dA \right]$$

Donde:

dq/dt	Diferencial de calor por unidad de tiempo.
dW/dt	Diferencial de trabajo por unidad de tiempo.
i	Entalpia.
dV	Diferencial volumen.
dA	Vector diferencial de área.
v	Vector de velocidad.
g	Aceleración gravitacional.
z	Elevación, altura.
ρ	Densidad.

Para aplicarla de la manera correcta a la unidad DMG, se toman los siguientes puntos como supuestos:

- Estado permanente: Es decir, se tiene un proceso de flujo de energía y materia constante en todo momento y no hay variaciones en el proceso respecto al tiempo.
- Las variaciones en energía cinética y potencial son despreciables.
- No se considera perdida de calor hacia los alrededores, es decir, se considera un sistema adiabático.
- Se determinaran las propiedades termodinámicas de acuerdo a las condiciones de cada estado; en ocasiones se usa la temperatura promedio para algunas propiedades, en dichos casos se aclara.
- La distribución de los flujos es uniforme en todos los tubos del intercambiador.
- El flujo de masa caliente: En este caso el flujo másico de fluido geotérmico se considera como agua solamente.
- El flujo de agua fría: Que será el flujo másico marino, se considera como agua de mar, se definen sus propiedades termodinámicas en el Anexo I.
- Se hace un análisis de concentración de sólidos en suspensión en el agua de mar y de gases incondensables en la misma.
- Los gases incondensables se consideran con las propiedades termodinámicas del aire, es decir una mezcla de: Nitrógeno (75.57%), Argón (1.27%) y Oxígeno (23.16 %). Los porcentajes en masa.

■ Ecuación de conservación de masa.

Indica la transferencia, acumulación y/o pérdida de masa en un volumen de control definido. Siguiendo la nomenclatura descrita en la página anterior, se define cuantitativamente como:

$$0 = \frac{\partial}{\partial t} \iiint [\rho \, dV] + \iint [\rho v \cdot dA]$$

▪ Factor de concentración.

Para un sistema de desalación, este factor se define como la relación de salinidad de la salmuera destilada y la del agua de alimentación para el proceso, cuantitativamente:

$$FC = \frac{S_{\text{producto}}}{S_{\text{agua alimentación}}}$$

Donde, S, es la salinidad del fluido, agua de mar.

▪ Consumo térmico.

El consumo energético en los sistemas de desalación comunes se hace en base al GOR (Gain Output Ratio) que es una relación de la cantidad de agua destilada entre la cantidad de vapor utilizada en el proceso, sin embargo en un sistema de desalación, como el tratado en este trabajo, donde no se utiliza vapor de agua como fluido de aporte de calor y en vez de ello se utiliza fluido líquido geotérmico de baja entalpía, es acertado utilizar la siguiente expresión:

$$PR = \frac{\dot{Q}_{\text{suministrado}}}{\dot{V}_{\text{destilado}}} \left[\frac{MJ}{m^3} \right]$$

Una relación de rendimiento cuya razón es la cantidad de energía térmica necesaria para destilar una cierta cantidad de agua.

2.3.2 Balance de masa y energía en cámaras.

Para ello se han considerado tres efectos del sistema DMG y un último proceso de condensación. Se describen a continuación:

- Primer efecto: Donde se aprovecha la mayor cantidad de energía térmica disponible por parte de fluido geotérmico, con ella se forma cierta cantidad de vapor, que pasa al efecto siguiente.
- Segundo y tercer efecto: en ellos se aprovecha la energía térmica remanente de los procesos anteriores, mediante procesos de evaporación-condensación.
- Proceso de condensación. Cuyo propósito es condensar el vapor proveniente del último efecto, y a la vez lograr un precalentamiento del agua de mar que ha de entrar en la primera cámara.

Lo anterior se esquematiza en la Figura 25.

Para describir el sistema completo se ha dividido en subsistemas, cuatro para ser exactos, se describen a continuación. Estas variables, tienen el mismo significado en cada efecto:

F_{NC} → Factor de gases no condensables.

h_{NC} → Entalpía de gases no condensables a temperatura de la cámara.

Primer efecto.

Balance masa y energía:

$$\dot{m}_{G0}(h_{G0} - h_{G1}) = \dot{m}_{V1}h_{V1} + \dot{m}_{S1}h_{A1} - \dot{m}_{M1}h_{M1} + F_{NC}\dot{m}_{M1}h_{NC1}$$

Y el factor de concentración: $FC = \frac{S_{S1}}{S_{M1}}$

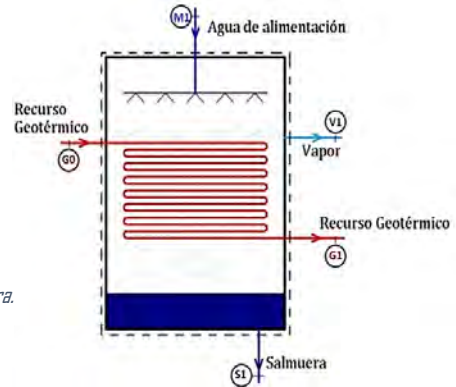


Figura 26. Volumen de control de primera cámara.

Segundo efecto y Tercer efecto.

Balance masa y energía:

$$\begin{aligned} (\dot{m}_{V1} - F_{NC}\dot{m}_{M1})(h_{V1} - h_{C1}) + \dot{m}_{G1}(h_{G1} - h_{G2}) \\ = \dot{m}_{V2}h_{V2} + \dot{m}_{S2}h_{S2} - \dot{m}_{S1}h_{S1} - \dot{m}_{M2}h_{M2} \\ + F_{NC}\dot{m}_{M2}h_{NC2} \end{aligned}$$

$h_2 \rightarrow$ Entalpia de liquido saturado a la presion de la cámara 2.

Y el factor de concentración: $FC = \frac{S_{M2}+S_{S1}}{S_{S2}}$

Este análisis también aplica para la cámara tres.

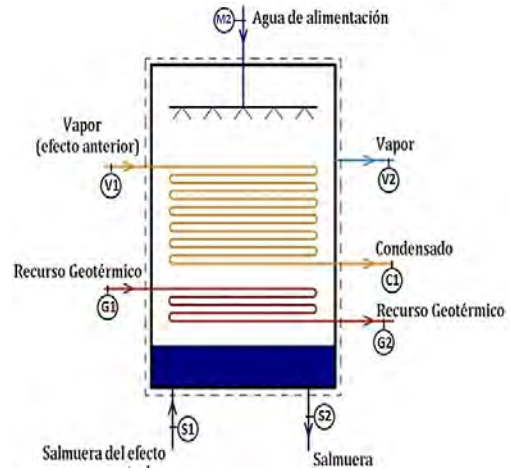


Figura 27. Volumen de control de segunda y tercera cámara.

Condensador.

Su balance de energía es:

$$(\dot{m}_{V3} - F_{NC}\dot{m}_{M3})(h_{V3} - h_{C0}) = \dot{m}_{Mc}h_{Mc} - \dot{m}_{Mb}h_{Mb}$$

De donde:

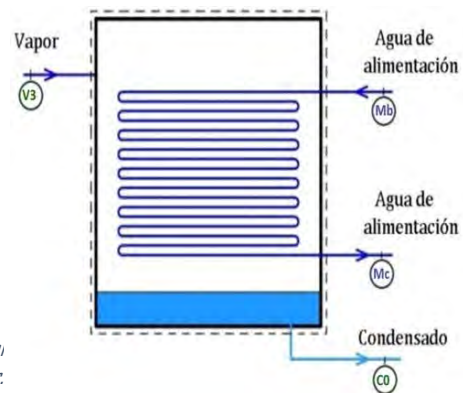


Figura 28. Volumen de control para el condensador.

▪ Análisis de concentración de salmuera.

Se hace para la cámara I (Figura 26), pero de igual manera aplica para todos los demás efectos:

$$\dot{m}_{M1}S_{M1} = \dot{m}_{V1}S_{V1} + \dot{m}_{S1}S_{S1}$$

En primera instancia se dice que el vapor producido, no contiene concentración alguna de sales, de modo que $S_{V1} = 0$. En adición, el factor de concentración se ha definido como: $FC = S_{S1}/S_{M1}$

Estas consideraciones arrojan que $FC = \dot{m}_{M1}/\dot{m}_{S1}$. Se sabe que $\dot{m}_{S1} = x_1\dot{m}_{M1}$ (Donde x_1 es la calidad del vapor obtenido en la mezcla de la cámara). De esta manera el factor de concentración se puede relacionar con la calidad, es decir la cantidad de energía que tenemos que agregar a cada una de las cámaras para que se genere cierta cantidad de vapor sin llegar a una concentración excesiva de sólidos. De modo que se obtienen todas las calidades de vapor para cada efecto en función del factor de concentración

▪ Metodología para resolución.

De acuerdo a las ecuaciones previamente desarrolladas, se observa que son dependientes entre sí, lo cual permite dejarlas en función del factor de concentración requerido en la cámara de más baja presión, de manera que durante el diseño se controla el factor de ensuciamiento, es decir, la concentración de sólidos en la salmuera de salida, de esta manera, se pueden controlar los periodos de mantenimiento de la unidad, lo cual, es un trabajo a futuro.

En tanto, la metodología de análisis termodinámico para la unidad desaladora a seguir es:

1. Definir las especificaciones técnicas y estados termodinámicos de la unidad desaladora.
2. Proponer un factor de concentración de salmuera de salida.
3. Obtener las propiedades termodinámicas posibles.
4. Obtener la calidad requerida en la cámara 3, y la masa de agua de enfriamiento en el condensador.
5. Encontrar la calidad en la cámara 2, en función de la calidad en el efecto 3.
6. Obtener la cantidad de agua de mar de alimentación de la primera cámara después de obtener la calidad del vapor en esta cámara.
7. Determinar la concentración de salmuera en la cámara 3.
8. Repetir los pasos 1-5 de manera iterativa hasta encontrar un valor de masa de agua de mar igual para cada efecto según el factor de concentración propuesto.
9. Determinar los flujos de cada corriente faltante.
10. Obtener el exceso de agua.

Con esta metodología simplificada y las ecuaciones desarrolladas se realizó una hoja de cálculo apoyada en una programación con VBA Basic para realizar las iteraciones. Adicionalmente las propiedades para los fluidos se obtuvieron con la base de datos proporcionada por el software REFPROP, NIST (Standar Reference Database 23) y utilizando las correlaciones del Anexo I para el agua de mar.

2.3.3 Requerimientos térmicos para intercambiadores de cada cámara.

La unidad desaladora se ha diseñado para una producción neta de agua destilada de 40 [m³/día]. Las especificaciones operativas de los equipos se resumen en la Tabla 13.

Tabla 13. Datos Operativos para Cada Una de las Cámaras de la DMG.	
Efectos (cámaras)	3
Pinch de temperatura para condensador [°C]	8
Presión en 1er cámara [bar _{abs}]	0.16
Caída de presión en cámaras subsecuentes [bar _{man}]	0.03
Pinch de temperatura para cada condensador-evaporador [°C]	6
ΔP de lado tubos del intercambiador [bar]	0.3
Pinch de temperatura para intercambiador monofásico [°C]	6
Factor de Operación anual [%]	90
Flujo de agua de mar para cada una de las cámaras [kg/s]	0.61

2.3.4 Requerimientos térmicos para el sistema de vacío y extracción de gases.

Por otro lado, se ha optado por un sistema de vacío que utilice aire como fluido motriz, para cada componente de este sistema, se han especificado los siguientes parámetros operativos a esperar en la unidad ya construida (Adnan, 1990).

Tabla 14. Requerimientos térmicos para eyector.		
Porcentaje de vapor arrastrado respecto a GNC en masa	40%	
Aire		
Temperatura del aire ambiente	29	[°C]
Eficiencia compresor	80%	
Eficiencia toberas	92%	
Eficiencia difusores	90%	
Ángulo convergente de tobera Supersónica	18	[°]
Ángulo divergente de tobera Supersónica	8	[°]
Ángulo divergente de difusor	8	[°]

Los detalles de diseño para el sistema de vacío y extracción de gases, se detallan en el Anexo 4.

2.3.5 Entorno ambiental de operación para sistema DMG.

El entorno medioambiental de la unidad desaladora ha contemplado características que inciden directamente en el funcionamiento de la unidad desde un aspecto térmico. Se resumen en la Tabla 15.

Tabla 15. Datos de entorno ambientales para sistema DMG.				
Concentración de sólidos en agua de mar	34,396	[ppm]	Temperatura de agua de mar	25 [°C]
Presión de fluido geotérmico	2.1	[bar]	F. Másico geotérmico	4.52 [kg/s]
Temperatura Fluido Geotérmico	90	[°C]	Porcentaje de gases no Condensables (masa)	3 [%]
Presión atmosférica	1.0073	[bar]	Altura Sobre Nivel de Mar	50 [m]

■ Especificaciones del agua de mar.

Las especificaciones del agua de mar resumidas en la Tabla 16 corresponden a las reportadas para las costas de Ensenada, cuyo pH es de 8.2 en promedio (Correa, Evaluación de la Sustentabilidad en la Instalacion de Plantas Desaladoras, de Agua de Mar, en la Región Noroeste de México., 2007). Con toda esta información, se procede al análisis termodinámico de cada una de las corrientes del sistema DMG detallado en el Anexo 3.

Tabla 16. Composición de agua de mar. Ensenada, Baja California (Cabrera, 1974).			
Sólidos Disueltos			
Cationes		Aniones	
Sodio (Na ⁺)	10240.64	Cloro (Cl ⁻)	18391.71
Magnesio (Mg ⁺²)	1219.07	Sulfato (SO ₄)-2	2575.7
Calcio (Ca ⁺)	391.31	Bicarbonato (HCO ₃)-	101.64
Potasio(K ⁺)	379	Bromo (Br ⁻)	63.82
Estroncio (Sr ⁺²)	7.55	Carbonato (CO ₃)-2	15.26
		Borato B(OH ₄)-	7.64
		Flúor (F ⁻)	1.3
Gases Disueltos			
Gas	% volumen		
Nitrógeno	64.0		
Oxígeno	34.0		
Dióxido de Carbono	1.8		
Metano	0.2		

2.3.6 Resultados y comparación con sistemas térmicos de desalación convencionales.

Los estados termodinámicos más específicos de la unidad desaladora, como presión, temperatura, cantidad de agua evaporada, por cada efecto se presentan en el Anexo 3. Para el consumo eléctrico del sistema de vacío, se tomó en consideración un arreglo de eyectores de dos etapas, que utilizan aire como fluido motriz y los parámetros descritos en la Tabla 14. La evaluación de esta configuración se realiza en el Anexo 4.

En la Tabla 17, se han resumido los parámetros que describen la operación del sistema DMG así como su consumo térmico y eléctrico.

Tabla 17. Tabla de parámetros de rendimiento de sistema DMG.		
Producto	40.3	[m ³ /día]
Salmuera de deshecho	113.7	[m ³ /día]
Gases no condensables	28.451	[m ³ /día]
Recuperación	26.0	[%]
Energía para evaporación	708.2	[kW]
	Cámara 1	527.6 [kW]
	Cámara 2	81.3 [kW]
	Cámara 3	99.3 [kW]
Consumo térmico	1.368	[MJ/m ³]
Consumo eléctrico bombas	0.860	[kWh/m ³]
Consumo eléctrico de sistema de vacío	19.75	[kWh/m ³]
Consumo eléctrico total	20.6	[kWh/m ³]

Tomando como referencia la Tabla 5 del capítulo anterior, el sistema DMG tiene una recuperación de 25.9 [%] respecto al agua de mar de alimentación, lo cual indica que estamos en rango. El consumo eléctrico total es de 20.6 [kWh/m³], comparado con los sistemas convencionales de 1.5 a 5 [kWh/m³], es excesivo, la razón principal radica en la fuente de energía para el sistema de vacío y extracción de incondensables, el sistema de bombeo es de 0.86 [kWh/m³], una pequeña porción del total, para trabajo a futuro se considera extenuantemente utilizar un sistema de eyectores con vapor. La temperatura de operación para las cámaras de la DMG, se encuentra en rango según la Tabla 5. La calidad del agua producto no se puede evaluar y por lo tanto compararse, hasta contar con datos prácticos.



3

Capítulo

3. Correlaciones para diseño Térmico e Hidráulico de la unidad DMG.

- 3.1. Introducción.
- 3.2. Conceptos de mecánica de fluidos y transferencia de calor.
 - 3.2.1. Concepto de fluido.
 - 3.2.2. Descripción y clasificación del movimiento de fluidos.
 - 3.2.3. Parámetros adimensionales para análisis hidrodinámico y de transferencia de calor.
- 3.3. Flujo en dos fases.
 - 3.3.1. Definición.
 - 3.3.2. Flujo bifásico horizontal interno.
 - 3.3.3. Flujo bifásico durante condensación interna en tubos.
- 3.4. Técnicas para mejoramiento de la transferencia de calor.
 - 3.4.1. Turbuladores: insertos helicoidales lisos.
- 3.5. Análisis de película descendente sobre tubos horizontales.
 - 3.5.1. Patrón de película descendente.
 - 3.5.2. Condiciones críticas peliculares sobre tubos horizontales.
 - 3.5.3. Definición de números de Reynolds de transición.
- 3.6. Correlaciones de interés para determinación de coeficientes convectivos y factores de fricción.
 - 3.6.1. Correlaciones para flujo interno en una sola fase.
 - 3.6.2. Correlaciones para condensación.
 - 3.6.3. Correlaciones para película descendente sobre tubos horizontales.
- 3.7. Correlaciones para determinación de caídas de presión.
 - 3.7.1. Caída de presión en eliminador de niebla.
 - 3.7.2. Caída de presión gravitacional interna en tubos durante condensación.
 - 3.7.3. Caída de presión por aceleración de flujo interno en condensación.
- 3.8. Metodología general para diseño de intercambiadores de calor (evaporadores y condensadores).
 - 3.8.1. Criterios de selección para un intercambiador.
 - 3.8.2. Metodología general para diseño de intercambiadores.



3 Evaluación de correlaciones para diseño térmico e hidráulico de la unidad DMG.

3.1 Introducción.

En el diseño de intercambiadores de calor se recurre a un conjunto de expresiones matemáticas, algunas obtenidas de manera teórica, otras de manera experimental, pero cuyo objeto es predecir el comportamiento real en operación de una unidad de transferencia térmica bajo un cierto margen de error.

En el presente capítulo se describe el conjunto de relaciones algebraicas que se utilizarán para el diseño de la unidad desaladora en cuestión. Cabe señalar que las siguientes correlaciones son el resultado de una búsqueda extenuante en la literatura, y por lo tanto, las que más se adecuan al comportamiento de los flujos de la desaladora DMG.

3.2 Conceptos de mecánica de fluidos y transferencia de calor.

3.2.1 Concepto de fluido.

La percepción de un fluido es inherente al pensamiento lógico de una persona, sin embargo, desde un punto ingenieril se hace necesaria la delimitación formal de este concepto. Se entiende que la aplicación de un esfuerzo tangencial sobre la materia en cualquiera de los estados de agregación conocidos causa la deformación instantánea de la misma, la diferencia, es que para un sólido esta deformación no es continua y está limitada, en tanto que para un fluido, ya sea líquido o gas, la aplicación de un esfuerzo cortante genera una deformación continua sin importar lo pequeño que sea dicho esfuerzo, por lo cual el fluido tiende a una tasa o razón de deformación.

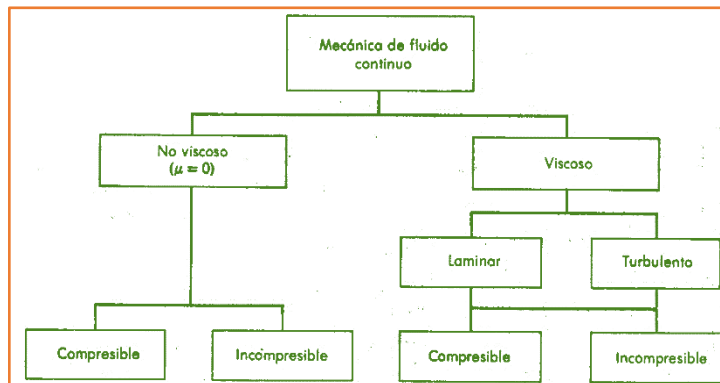


Diagrama 12. Clasificación propuesta de la mecánica de fluidos (Fox & McDonald, 2004).

Se especifica que el esfuerzo cortante o tangencial es la componente tangente de la fuerza que actúa sobre una superficie.

3.2.2 Descripción y clasificación de los fluidos en movimiento.

Entre el ámbito profesional, la mayoría de los ingenieros han subdividido la mecánica de fluidos de acuerdo a los efectos de viscosidad y compresibilidad presentes como se muestra en el Diagrama 12. Esto no quiere decir, que sea la única manera de clasificarlos, dependiendo del autor y enfoque, se han realizado modificaciones.

▪ Flujo viscoso y no viscoso.

En primera instancia, en la naturaleza no existen flujos no viscosos. Sin embargo, para su estudio se ha hecho esta clasificación. Uno de los conceptos que respaldan esta idea, es el número de Reynolds, el cual es una razón de medida entre las fuerzas inerciales de un fluido y las fuerzas viscosas, $(Re = VL_c/\nu)$. Donde V es la velocidad promedio del fluido, L_c su longitud característica, y ν la viscosidad cinemática. Por tanto, cuando se habla de un fluido en movimiento con un bajo número de Reynolds se considera un flujo viscoso, por el otro lado si el número de Reynolds es muy alto, se está tratando con un flujo no viscoso. Pero

atiendo a esta lógica, también se pueden tener bajos números de Reynolds con longitudes características muy pequeñas, como una partícula de polvo, y aunque el fluido en análisis no tenga alta viscosidad, se puede estar hablando de un flujo viscoso. Esta última afirmación lleva a la observación de órdenes de magnitud característicos propios de un determinado fenómeno; tal es el caso del análisis del arrastre sobre un cuerpo, donde se considera un análisis con flujo viscoso dentro de la capa límite y un flujo no viscoso fuera de ella (Figura 29). Gracias a esta última observación y al desarrollo que ha tenido el análisis de la capa límite sobre diversas geometrías es como se explican fenómenos como el arrastre, la sustentación, teorías de lubricación, casos en donde los fluidos en cuestión no son altamente viscosos; sin embargo, debido a la necesidad del análisis de dichos casos se considera la viscosidad del flujo en menor o mayor medida.

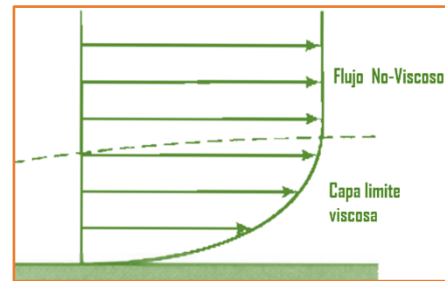


Figura 29. Esquemización de la capa límite. Fuente: (Fox & McDonald, 2004)

De igual manera es indispensable tener en cuenta la diferencia entre un flujo no viscoso ($\mu=0$), como el que se hace utilizando la ecuación de Bernoulli, y un flujo con viscosidad despreciable ($\mu \rightarrow 0$) como en el caso del análisis de capa límite, teoría estructural de la aerodinámica en aviones sub y supersónicos por ejemplo.

▪ Flujo compresible e incompresible.

Un flujo se considera compresible o incompresible, dependiendo del nivel de variación de la densidad del fluido durante mencionado flujo. En general la incompresibilidad es una aproximación y se dice que un flujo es incompresible si la densidad permanece constante a lo largo de todo el flujo (Cengel & Cimbala, 2007).

Para la mayoría de los líquidos, la densidad está pobremente influenciada por la temperatura. Sin embargo a elevadas presiones los efectos de compresibilidad en un líquido pueden ser importantes. La presión y los cambios de densidad en los líquidos están relacionados por el módulo de compresibilidad o *módulo de elasticidad*, el cual involucra la variación de presión y densidad de un fluido, o sólido, según el área de estudio.

$$E_v = \frac{dP}{(dp/\rho)}$$

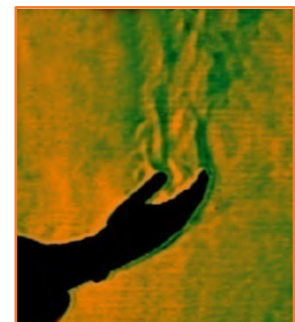
Por otra parte, el nivel de variación en la densidad de gases y la aproximación que se hace cuando se modelan este tipo de flujos como compresibles, depende del número de Mach, el cual se define como:

$$Ma = \frac{V}{c} = \frac{\text{Velocidad promedio del flujo.}}{\text{Velocidad del sonido a las condiciones termodinámicas del flujo.}}$$

Con frecuencia, los flujos de gases se pueden aproximar como incompresibles si los cambios en la densidad se encuentran por debajo del 5%, lo cual ocurre cuando el flujo tiene un $Ma < 0.3$. Para el caso del aire a condiciones estándar; esta condición de incompresibilidad ocurre cuando el flujo no experimenta variaciones de velocidad por arriba de los 100 [m/s].

▪ Flujo libre o natural y flujo forzado.

Dependiendo de cómo se inicia el movimiento de un fluido, se está hablando de un flujo natural o forzado. En el flujo forzado, un fluido se obliga a fluir sobre una superficie por la influencia de medios externos, como una bomba o un ventilador; en los flujos naturales o libres, cualquier



mano por efecto del incremento de temperatura en el aire (Fox & McDonald, 2004).

movimiento es efecto de medios naturales como la flotación por variación de temperaturas en un flujo, un ejemplo de este tipo de flujo se ilustra en la Figura 30.

■ Flujos laminar y turbulento.

Un flujo laminar es aquel en el cual las partículas de fluido se mueven a través de capas suaves y bien definidas, conocidas también como laminas; en un flujo turbulento por otro lado, las partículas se mueven rápidamente mezclándose entre ellas generando fluctuaciones tridimensionales de manera aleatoria. El campo de velocidades de un flujo laminar es unidireccional y solo depende de una componente espacial; en tanto un flujo turbulento está definido por un campo de velocidades tridimensional, esto se ejemplifica en la Figura 31. En la mayoría de los casos de interés y de aplicación práctica, el campo vectorial de velocidades no es dependiente del tiempo. Un flujo que se alterna entre laminar y turbulento se conoce como transición.

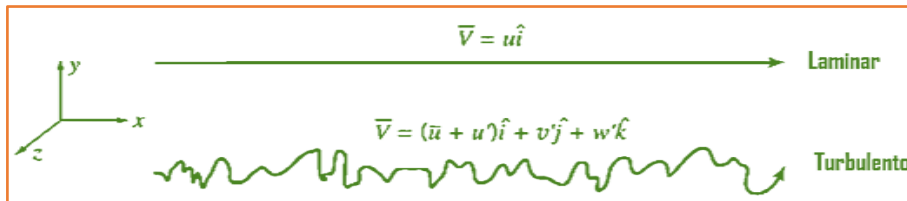


Figura 31. Campo de velocidades para flujos laminar y turbulento (Fox & McDonald, 2004).

Los estudios conducidos por Osborn Reynolds en 1880 dieron como resultado el establecimiento del número de Reynolds, parámetro clave para determinar la naturaleza turbulenta o laminar de un flujo.

■ Flujo interno y externo.

Los flujos delimitados perimetralmente por una superficie sólida son llamados flujos internos, mientras que aquellos flujos que delimitan una superficie o cuerpo son denominados flujos externos. Ambos tipos de flujos pueden ser compresibles o no, así como laminares o turbulentos. En el caso específico de flujo interno en tuberías circulares, el número de Reynolds que delimita un flujo laminar, en transición y turbulento (Gengel & Cimbala, 2007), viene dado por:

Flujo laminar:	$Re \leq 2,300$
Flujo en transición:	$2,300 \leq Re \leq 4,000$
Flujo turbulento:	$Re \geq 4,000$

Donde el número de Reynolds ($Re = VL_c/\nu$), se obtiene con el diámetro como longitud característica para ductos circulares, para ductos no circulares la longitud característica es: $L_c = 4A/P$ donde A es el área transversal de paso, y P el perímetro del ducto donde circula el fluido. Para flujos externos no está delimitado el uso de una longitud característica para el análisis del número de Reynolds, ya que depende de la naturaleza del flujo y su interacción con la geometría del cuerpo inmerso en él.

■ Región de entrada (Desarrollo hidráulico y térmico).

La región de flujo sobre una superficie donde se sienten los efectos de los esfuerzos cortantes viscosos provocados por la viscosidad del fluido se denomina capa límite de velocidad o simplemente capa límite hidrodinámica. La hipotética superficie de la capa límite divide el flujo en dos regiones: la región de capa límite con altos gradientes de velocidad y efectos viscosos considerables y la región de flujo central (o irrotacional) donde los efectos de fricción son despreciables y la velocidad se considera uniforme en la dirección radial.

Para un tubo, el grosor de la capa límite aumenta en la dirección del flujo hasta que alcanza la línea central de la tubería, la zona en la que ocurre esto se denomina región de entrada hidrodinámica y la longitud de esta región, se denomina longitud de entrada hidrodinámica así mismo el flujo que atraviesa esta región, se le asigna el nombre de flujo en desarrollo hidrodinámico. La zona donde la velocidad permanece casi constante a lo largo de la sección transversal de la tubería y posterior a la región de desarrollo hidrodinámico, se llama región totalmente desarrollada hidrodinámicamente (Figura 32).

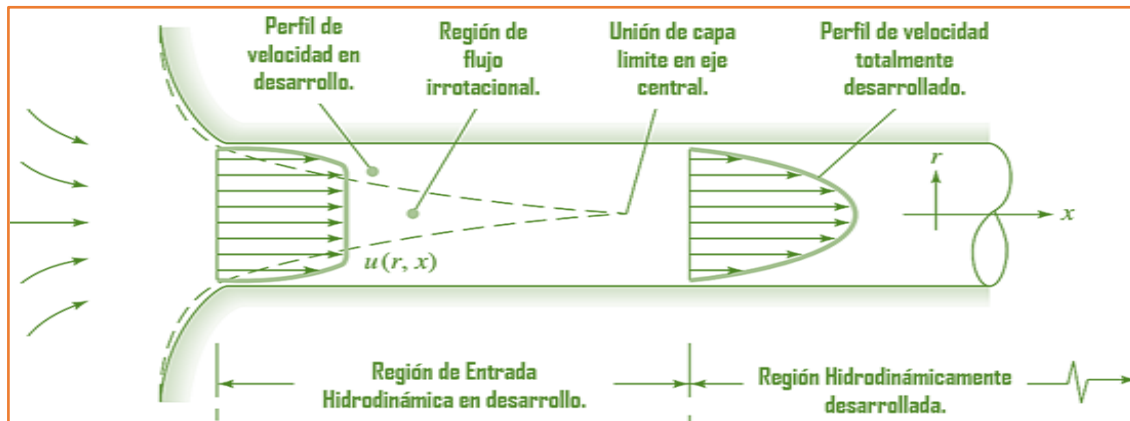


Figura 32. Desarrollo del perfil de velocidades en la capa límite a lo largo de la región de desarrollo hidrodinámico (White, Fourth Edition.).

Por otro lado, el campo de velocidades del flujo durante el desarrollo hidrodinámico es más plano y con una tendencia parabólica conforme el flujo llega a la región de desarrollo hidrodinámico total, en el caso de flujos laminares este efecto es mucho más notorio.

En la práctica y para fines de diseño es importante definir la longitud de la mencionada región de desarrollo hidrodinámico desde la entrada del flujo a una tubería, la cual se define como:

Flujo laminar:	$L_{h,laminar} = 0.05 \cdot Re \cdot D$	Kays y Crawford, 1993.
----------------	---	------------------------

Flujo turbulento:	$L_{h,turbulento} = 1.359 \cdot Re^{1/4} \cdot D$	Bhatti y Shah, 1987.
-------------------	---	----------------------

Flujo turbulento:	$L_{h,turbulento} \approx 10 \cdot D$	Empírica.
-------------------	---------------------------------------	-----------

Por otra parte, la caída de presión no es lineal durante el desarrollo de la capa límite, debido principalmente a la fuerte influencia de los efectos viscosos dentro de la misma. A partir de la región de desarrollo total hidrodinámico, la caída de presión se puede considerar constante.

La región del flujo sobre la superficie en la cual la variación de la temperatura en la dirección normal a la superficie es significativa es la capa límite térmica. El espesor de la capa límite térmica (δ_t) en cualquier lugar a lo largo de la superficie se define como la distancia, desde la superficie a la cual la diferencia de temperatura ($T - T_s$) es igual al $0.99 \cdot (T_{\infty} - T_s)$. Como se observa, el espesor de la capa límite térmica aumenta en dirección del flujo.

La forma del perfil de temperaturas en la capa límite térmica impone la transferencia de calor por convección entre la superficie sólida y el fluido que fluye sobre ella. En el flujo sobre una superficie calentada (o enfriada), tanto la capa límite de velocidad como la térmica se desarrollan de manera simultánea; el desarrollo de ambas capas afecta de manera positiva o negativa a la transferencia de calor por convección.

3.2.3 Parámetros adimensionales para análisis hidrodinámico y de transferencia de calor.

Las ecuaciones más importantes para la determinación del área de transferencia térmica son aquellas que predicen el comportamiento de los coeficientes convectivos de transferencia de calor, entre otras. Como base, se citan las correlaciones utilizadas.

▪ Número de Reynolds.

El número de Reynolds es una razón de medida entre las fuerzas inerciales de un flujo y las fuerzas viscosas, para el caso de película descendente sobre tubos, se define como:

$$Re = \frac{4\Gamma_l}{\mu_l}$$

$\Gamma \rightarrow$ Flujo másico por unidad de longitud.

Y el subíndice l , referido a la fase líquida.

Por otro lado el Número de Reynolds para flujo interno en tubos:

$$Re = \frac{DV\rho}{\mu}$$

$D \rightarrow$ Diámetro interno del tubo.

$V \rightarrow$ Velocidad promedio de flujo.

$\rho \rightarrow$ Densidad.

$\mu \rightarrow$ Viscosidad dinámica.

▪ Número de Arquímedes.

El número de Arquímedes relaciona las fuerzas gravitacionales, respecto a las inerciales, se aplica cuando hay diferencias de densidad notables, tomándose en cuenta la flotabilidad.

Para el análisis del caso en cuestión, es necesario referirlo al diámetro como longitud característica.

$$Ar = \frac{\rho_l(\rho_l - \rho_v)gL_c^3}{\mu_l^2} \approx \frac{gd^3}{\nu_l^2}$$

$d \rightarrow$ Diámetro de tubería.

El subíndice v , se refiere a la fase gaseosa del fluido en cuestión, y el subíndice l , a la fase líquida.

▪ Numero de Galileo.

Al igual que el número de Arquímedes describe la relación entre la fuerza gravitacional y los esfuerzos viscosos (Hu & Jacobi, 1995).

$$Ga = \frac{gl^3\rho^2}{\mu^2}$$

$g \rightarrow$ Aceleración gravitacional

$l \rightarrow$ Longitud característica

Donde la longitud característica, para una película descendente, puede ser determinada con la siguiente expresión.

$$l = \sqrt[2]{\frac{\sigma}{\rho g}}$$

$\sigma \rightarrow$ Tension superficial.

Por otra parte, el número de Galileo puede ser modificado para obtener la siguiente expresión (Hu & Jacobi, 1995).

$$Ga^* = \frac{\rho \sigma^3}{\mu^4 g} = \frac{[Fuerza\ gravitacional]^4}{[Fuerza\ viscosa]^4}$$

Visto desde otro punto de vista, la velocidad que adquiere una molécula descendente, está gobernada por la aceleración gravitacional, de modo que al analizar el número de Galileo, este relaciona las fuerzas inerciales entre las viscosas de una molécula en caída libre, o mejor dicho en un patrón descendente. Este pequeño razonamiento, lleva a una semejanza entre el número de Reynolds, y el de Galileo siempre que se esté hablando de un fluido pelicular descendente.

▪ Número de Nusselt.

Es un número adimensional que mide la relación de transferencia de calor desde una superficie por la que circula un flujo, también denominada transferencia de calor por convección, en relación a la transferencia de calor por conducción propia del fluido. Cuantitativamente, se define como:

$$Nu = \frac{h \cdot L_c}{k_f} = \frac{\text{Transferencia de calor por convección.}}{\text{Transferencia de calor por conducción.}}$$

$L_c \rightarrow$ Longitud característica.

$k_f \rightarrow$ Conductividad térmica del fluido.

$h \rightarrow$ Coeficiente convectivo de transferencia de calor.

La naturaleza de este parámetro adimensional lo hace fundamental para definir la transferencia de calor de un fluido por convección, usualmente es una variable dependiente del número de Reynolds, de Grashof, de Prandtl, de Rayleigh, y en general de otros parámetros adimensionales que describen el comportamiento del flujo.

▪ Numero de Prandtl.

En transferencia de calor este parámetro es reflejo del espesor relativo de la capa límite hidráulica y la capa térmica. Es decir un número de Prandtl pequeño indica una difusión más rápida de calor comparada con el desarrollo de la capa límite hidráulica. Y se define como la siguiente relación (Cengel Y. A., 2004):

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{k_f} = \frac{\text{Velocidad de difusion de la cantidad de movimiento.}}{\text{Velocidad de difusion de calor.}}$$

$C_p \rightarrow$ Capacidad calorífica a presión constante.

3.3 Flujo en dos fases.

3.3.1 Definición.

El flujo bifásico es en esencia el movimiento simultáneo de dos fases en cualquiera de los estados de agregación de la materia (sólido, líquido o gas) de cualquier componente o combinación de componentes. Algunas de las aplicaciones básicas se encuentran en la industria petrolera, nuclear, geotérmica, etc. (Wallis, 1969).

Los métodos de análisis para el flujo bifásico gas-líquido pueden ser clasificados en tres grupos (Mostafa Ghiaasiaan, 2008):

- *Modelo de mezcla homogénea.* El flujo es tratado como una sola fase con propiedades representativas de la mezcla, es decir, se asume que ambas fases fluyen a una misma velocidad en cualquier punto. Por la sencillez del método, se requiere un mínimo de información. Solo se considera una ecuación de momentum, y aunque no es necesario un equilibrio termodinámico, en fenómenos de condensación o evaporación se considera dicho equilibrio.
- *Flujo separado.* En este método de análisis cada fase es representada por parámetros diferentes, como la velocidad. Se consideran cuestiones de deslizamiento entre fases, así como cambios de agregación, según el caso de análisis. Para su análisis son necesarias las ecuaciones de momentum, energía y masa, una por cada fase.
- *Modelo de difusión.* El análisis es parecido al modelo homogéneo, aunque se consideran los efectos de deslizamiento por diferencias en la velocidad relativa de una fase respecto a la otra.

La modelación física o numérica de mezclas bifásicas es una ardua tarea debido a la existencia de dos fases simultáneas, y el problema principalmente en la predicción de la interface entre ambas.

3.3.2 Flujo bifásico-horizontal interno.

El flujo en dos fases interno se analizará por ser de utilidad para el desarrollo del presente documento.

Los tipos de distribución interface, se denominan regímenes o patrones de flujo, y a pesar de que su clasificación proporciona un punto de partida para su análisis, no ofrecen una descripción completa del sistema. Antes de explicar el tipo de patrones que se desarrollan en un flujo bifásico, se deben considerar los siguientes puntos:

- El patrón de flujo y las condiciones de transición entre ellos están gobernados principalmente por la geometría del cuerpo que los confina y sus propiedades reológicas como: la viscosidad, tensión superficial, densidad, entre otras.
- Los regímenes de flujo básicos como: burbuja, estratificado, intermitente y anular ocurren en la mayoría de los sistemas de conducción de fluidos.
- Las líneas que delimitan los mapas de régimen de flujos no necesariamente representan una transición entre un patrón y otro, sin embargo cada uno de los mapas arroja una precisión aceptable para predecir el régimen de flujo en análisis.
- El régimen burbuja, de tapón e intermitente siempre ocurre en micro-canales ($0.1 \text{ mm} < D < 1 \text{ mm}$).

■ Patrones de flujo bifásico en tubos horizontales.

Para visualizar mejor los conceptos, revisar la Figura 33.

- *Patrón de burbuja (Bubbly).* Las burbujas se encuentran dispersas en el líquido con una alta concentración de estas en la mitad superior de tubo debido a su flotabilidad. Cuando los esfuerzos cortantes (viscosos) son dominantes, las burbujas se distribuyen uniformemente en el tubo.
- *Patrón de burbujas dispersas (Dispersed-bubbly).* Se logra a altas velocidades en el líquido. Se caracteriza por pequeñas burbujas distribuidas uniformemente en el ducto.

- *Patrón de larga intermitencia (Elongated-bubble)*. Ocurre al incrementar la velocidad de la fase gaseosa, se caracteriza por la generación de ondas de gran amplitud y baja frecuencia a lo largo del ducto. La fase gaseosa no es continua.
- *Patrón de tapón (Plug-bubble)*. Se caracteriza por la formación de grandes burbujas de gas inmersas en el líquido pero que no afectan la continuidad del flujo en fase líquida.
- *Patrón anular disperso o niebla (Annular-mist)*. Se forma a altos flujos másicos de gas, se caracteriza por la adherencia de una película perimetral variando de menor a mayor espesor desde la parte superior hasta la inferior de la sección radial del tubo; o bien, por la inmersión de pequeñas gotas de líquido sumergidas en la fase gaseosa.
- *Patrón estratificado ondulado (Stratified-wavy)*. Con un bajo flujo de la fase líquida, este patrón se caracteriza por la delimitación de ambas fases por una interface ondulada e irregular, la fase gaseosa fluye por la parte superior del tubo.
- *Patrón estratificado (Stratified)*. Se caracteriza por una interface totalmente definida entre el flujo líquido y gaseoso. Se presenta con bajos flujos tanto de la fase líquida como la gaseosa.

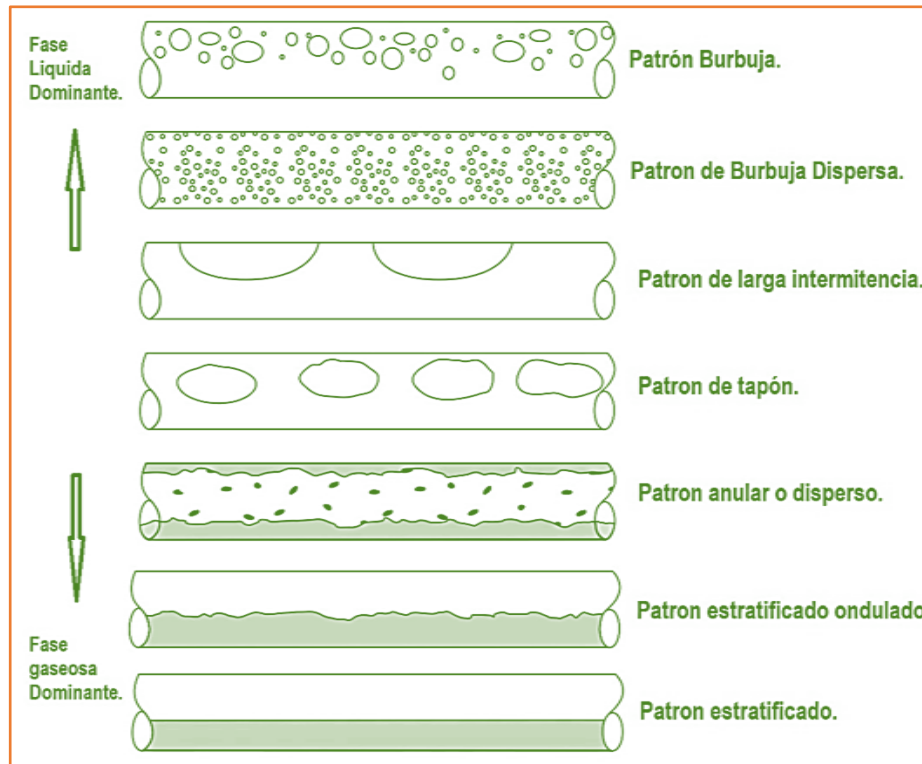


Figura 33. Principales patrones de Flujo para flujo interno en tuberías horizontales (White, Fourth Edition.).

Mapas de régimen de flujo para tuberías horizontales.

El mapa de régimen de flujo de Baker (1954) ilustrado en la Figura 34 está enfocado al análisis de flujos líquido-gas en tuberías horizontales, para poder leer el mapa, se necesitan de ciertos parámetros, siguiendo con la nomenclatura de este escrito, se tiene:

$$\lambda = \left[\left(\frac{\rho_g}{\rho_a} \right) \left(\frac{\rho_l}{\rho_w} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad \psi = \left(\frac{\sigma_w}{\sigma_l} \right) \left[\left(\frac{\mu_l}{\mu_w} \right) \left(\frac{\rho_l}{\rho_w} \right)^{1/2} \right]^{1/3}$$

Donde el subíndice (g) y (l) se refieren a la fase gaseosa y líquida involucradas en el flujo; en tanto, los subíndices (a) y (w) se refieren a las propiedades del aire y agua a condiciones estándar.

El mapa de régimen de flujo de Mandhane (1974), Figura 35, es uno de los más utilizados para la determinación de flujos en dos fases para tubos horizontales, debido principalmente a la simplicidad de los datos necesarios para leer el mapa, sin embargo, está acotado para ciertas condiciones, aunque claramente es un rango amplio (Mostafa Ghiaasiaan, 2008), se detallan como sigue:

Diámetro de tubería.	12.7 - 165.1	[mm]
Densidad de líquido.	705 - 1,009	[kg/m ³]
Densidad de gas.	0.8 - 50.5	[kg/m ³]
Viscosidad de líquido.	0.0003 - 0.09	[kg/m·s]
Viscosidad de gas.	0.00001 - 0.000022	[kg/m·s]
Tensión superficial de líquido.	0.024 - 0.103	[N/m]
Velocidad superficial de líquido.	0.001 - 7.31	[m/s]
Velocidad superficial de gas.	0.04 - 171	[m/s]

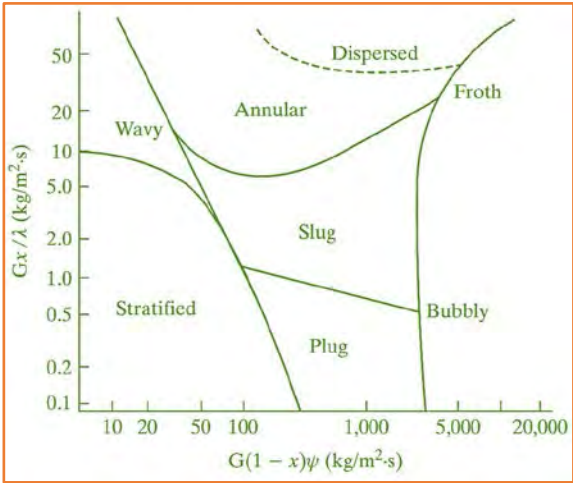


Figura 34. Mapa de régimen de flujo bifásico para tuberías horizontales. Baker, 1954.

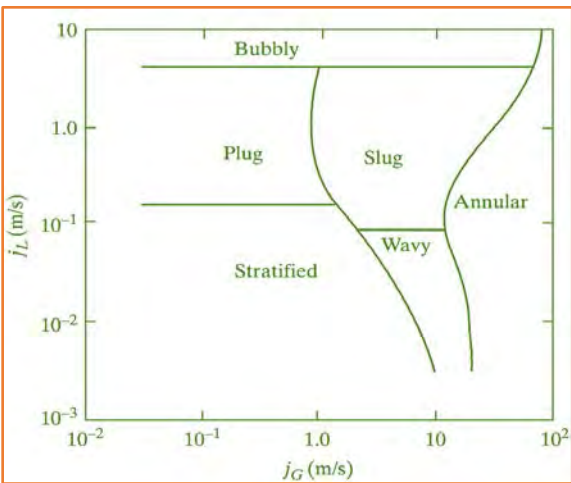


Figura 35. Mapa de régimen de flujo bifásico para tuberías horizontales. Mandhane, 1974.

3.3.3 Flujo bifásico durante condensación interna en tubos.

La mayor parte de los procesos de condensación que se encuentran en las aplicaciones de refrigeración y aire acondicionado, están relacionadas con este tipo de condensación, ya sea en tubos horizontales o verticales. Durante la condensación pelicular interna en tubos, gran variedad de patrones de flujo pueden existir desde el inicio hasta la salida del tubo, como se muestra en la Figura 36. Todos estos diferentes patrones de flujo pueden alterar la transferencia de calor local considerablemente, haciéndola variar desde un punto a otro en toda la longitud del tubo.

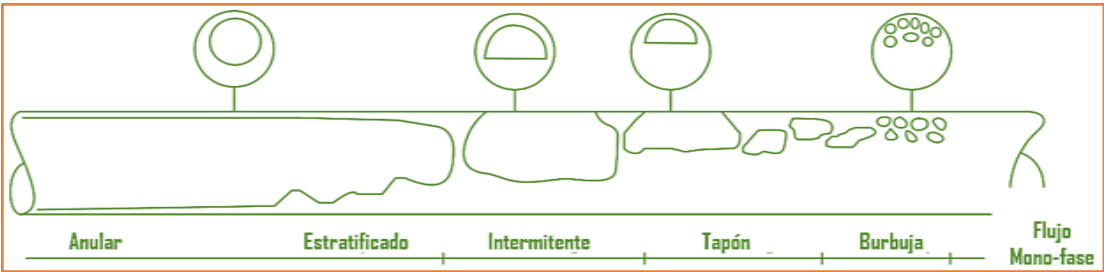


Figura 36. Patrones de flujo durante la condensación horizontal (Sadik & Lu, 2010).

Diferentes modelos para predecir la transferencia de calor han sido utilizados, poniendo énfasis en los esfuerzos tangenciales y efectos gravitacionales. Cuando se inicia la condensación bajo un flujo tipo neblina y/o anular, la fuerza gravitacional domina la transferencia de calor mientras se inicia la estratificación del condensado; en tanto durante la evolución del patrón estratificado se forma una delgada película en la parte superior del tubo incrementando su espesor hasta la parte inferior, en este paso, la teoría de Nusselt para flujo laminar puede ser aplicada tomando en cuenta las diferencias radiales del espesor del condensado a lo largo de la dirección angular de la tubería. Por otro lado al finalizar la condensación, dejan de tomar importancia la fuerza gravitacional y los esfuerzos tangenciales comienzan a tener más importancia tanto para la transferencia de calor como para la determinación del gradiente de presión.

3.4 Técnicas para el mejoramiento de la transferencia de calor.

Desde un punto de vista técnico la transferencia de calor entre dos o más fluidos se puede mejorar incrementando el área de transferencia por unidad de volumen, incrementando la turbulencia del fluido o modificando las propiedades reológicas de los fluidos. El siguiente diagrama ilustra las clasificaciones realizadas (Smith & Kiatkittipong, 2014):

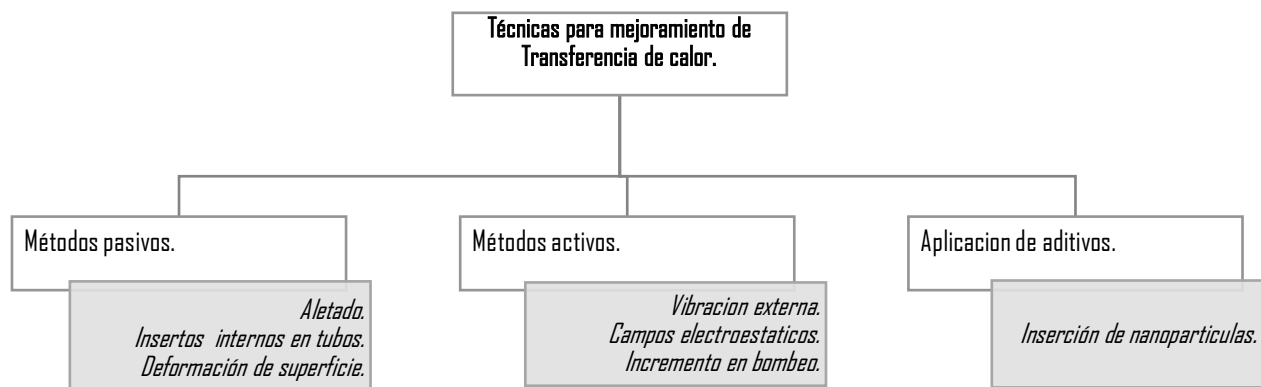


Diagrama 13. Técnicas de mejoramiento de transferencia de calor.

Se debe recordar que el mejorar la transferencia de calor para una unidad de intercambio siempre debe satisfacer el objetivo de una ventaja económica respecto a un intercambiador convencional. Así mismo se deben tener en cuenta factores como el incremento en el ensuciamiento, la seguridad, potencia extra en bombeo y rentabilidad que trae consigo dicha mejora térmica (Linsford, 1998).

3.4.1 Turbuladores: Insertos helicoidales lisos.

Dentro de los métodos pasivos, aquellos dispositivos que generan un flujo secundario son los más importantes, ya que desde un punto de vista hidrodinámico incrementan las fluctuaciones tanto tangencial como radialmente, lo cual se traduce en una capa límite más delgada, y un incremento en la turbulencia.

Dentro de los dispositivos generadores de turbulencia, los insertos helicoidales planos (Figura 37) han tenido mayor incursión industrial, debido a su bajo costo, su sencilla manufactura, fácil instalación y aceptable tasa de mejoramiento en transferencia térmica. Este tipo de insertos se localizan dentro de la matriz del intercambiador, el primer efecto es una reducción en el diámetro hidráulico, lo cual incrementa la velocidad del fluido, el segundo es un incremento en la turbulencia, el adelgazamiento de la capa hidráulica, y un mezclado más homogéneo dentro de la capa térmica. Sin embargo una desventaja es el aumento en la potencia de bombeo, lo que se traduce en costos.



Figura 37. Inserto helicoidal plano.

3.5 Análisis de película descendente sobre tubos horizontales

Los intercambiadores con tubos horizontales en los cuales se presenta un intercambio de calor mediante un flujo descendente en forma de película son ampliamente utilizados en la industria química, de refrigeración, refinación de petróleo, desalación e industrias alimenticias. La ventaja de este tipo de intercambiadores, es su alto coeficiente de transferencia de calor, adicionalmente operan con pequeñas cantidades de fluido respecto a los intercambiadores convencionales.

Cuando una película descendente fluye a través de un tubo horizontal, puede tomar la forma de una hoja homogénea, un chorro o un conjunto de gotas, como se muestra en la Figura 38, estas características del flujo están relacionadas con el modo de descendencia pelicular. Cuando el flujo de líquido es bajo, se presenta un patrón en forma de goteo, al incrementar el flujo másico se presenta un régimen en forma de chorro, en tanto un flujo de líquido mayor origina un patrón en forma de hoja. En los últimos años se ha hecho una considerable investigación dirigida al intercambio de calor con un patrón en forma de hoja descendente.

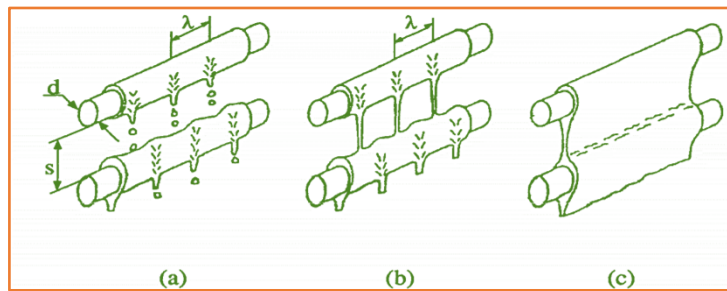


Figura 38. Regímenes para película líquida descendente sobre un tubo horizontal: a) Goteo, b) chorro, c) hoja laminar. (Hu & Jacobi, 1995).

Desde un punto de vista térmico, un análisis de flujo descendente advierte cuatro regiones importantes para el modelado del fenómeno. La inicial donde el flujo no tiene contacto directo con la tubería, una más, donde se tiene un incremento en la presión y una velocidad casi nula, una tercera región donde empieza el desarrollo de la capa térmica e hidráulica, y una última donde la velocidad vuelve a disminuir (Figura 39).

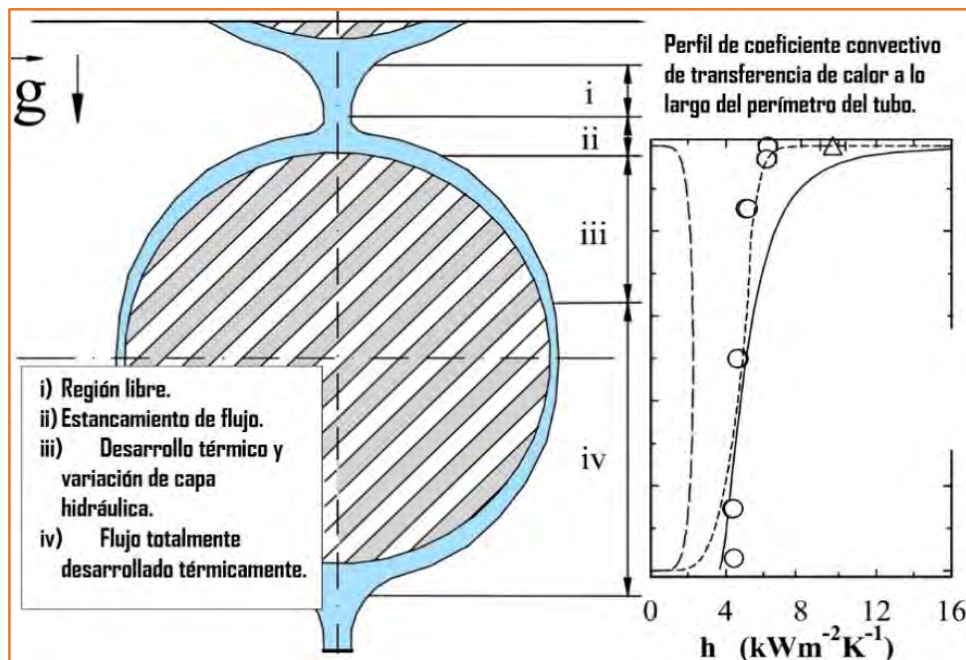


Figura 39. Regiones contempladas para el modelado de la transferencia de calor para una película descendente sobre un tubo horizontal, a la derecha también se observa el perfil del coeficiente convectivo de transferencia de calor para el fluido a lo largo de la circunferencia del tubo. (Ribatski & Jacobi, 2005)

3.5.1 Patrón de película descendente.

Las aplicaciones de su estudio han sido para procesos donde se presenta evaporación o condensación principalmente.

- **Condensación sobre banco de tubos (Hu & Jacobi, 1995).**

El primer análisis de condensación sobre un banco de tubos fue realizado por Nusselt en 1916, quién consideró la condensación de una película laminar asumiendo que el flujo estaba gobernado por la gravedad y esfuerzos viscosos, no consideró el esfuerzo del vapor, ni efectos de flotabilidad. Posteriormente para un banco de tubos, se consideró la variación del coeficiente convectivo desde la parte superior, asumiendo un incremento en el espesor de la película, pero no un régimen de transición. Posteriormente Kern en 1958 asumió el cambio de patrones a lo largo de la condensación sobre un banco de tubos, e hizo un ajuste a la ecuación de Nusselt.

- **Evaporación sobre tubos horizontales (Hu & Jacobi, 1995).**

Los primeros estudios de este fenómeno fueron impulsados por el creciente desarrollo de las unidades desaladoras térmicas hacia 1960. Fletcher en 1975 fue quien realizó diversos estudios bajo diferentes patrones de flujo, flujos de calor y temperaturas de saturación. A la par en 1983, Burmeister, propuso las expresiones algebraicas para determinar parámetros de interés. Se detallan, como;

Numero de Reynolds:	Longitud característica (Diámetro térmico):
$Re = \frac{4\Gamma}{\mu}$	$D_{tc} = \left(\frac{v^2}{g}\right)^{1/3}$

Donde " Γ " es el flujo másico por longitud de tubo, " μ ", " v " son la viscosidad dinámica y cinemática, y " g " la gravedad.

Liu en 1975 condujo experimentos con agua, donde concluyó que el coeficiente de evaporación convectivo pelicular dependía mucho de la temperatura inicial del agua y del espaciamiento entre los tubos. Danilova en 1976 estudió películas descendentes de refrigerantes sobre tubos horizontales, obtuvo la siguiente correlación empírica, (siguiendo con la nomenclatura del presente texto):

$$Nu = \frac{h}{k_l} \left(\frac{v_l^2}{g}\right)^{1/3} = 0.03 Re^{0.22} \left[\frac{q''}{i_{fg} \rho_g v_l} \left(\frac{v_l^2}{g}\right)^{\frac{1}{3}} \right]^{0.04} Pr^{0.32} \left(\frac{s+d}{d}\right)^{0.48}$$

Para $0.5 \leq q'' \leq 25$ [kW/m^2]; $135 \leq Re \leq 2500$.

Donde " s " es la separación entre los tubos y " d " el diámetro de los mismos.

Posteriormente los estudios de Sarma y Saibabu en 1992 sobre película descendente en evaporación en tubos horizontales para el caso de flujo de calor constante desde la parte interna de los tubos arrojaron la siguiente correlación.

$$Nu = 0.659 Re^{-0.109} Pr^{0.332} \left(\frac{gr_i^3}{v_l^2}\right)^{0.48}$$

Para $1.5 \leq Pr \leq 5$; $10^5 \leq Ar \leq 10^8$; $100 \leq Re \leq 750$.

El término entre paréntesis también es conocido como el número de Arquímedes en base al radio del tubo.

- Transferencia de calor sin cambio de fase (Hu & Jacobi, 1995).

Mitrovic(1986) realizó estudios para películas descendentes sin cambio de fase, llegó a la siguiente expresión:

$$Nu = \frac{h}{k_l} \left(\frac{v_l^2}{g} \right)^{1/3} = 0.01374 Re^{0.349} Pr^{0.5} \left(\frac{\left(1 + \frac{s}{d}\right)^{0.158}}{1 + \exp(-0.0032 Re^{1.32})} \right)$$

Para $160 \leq Re \leq 560$.

3.5.2 Condiciones críticas para película descendente sobre el banco de tubos.

- Inestabilidad de la onda de Taylor.

Cuando un líquido cae bajo un régimen de flujo ya sea de goteo o chorro siempre se presenta una distancia entre dichas gotas o chorros. Para explicar esto, se recurre al análisis de ondas en flujos considerando la inestabilidad de Taylor.

La inestabilidad de la onda de Taylor ocurre cuando un fluido más denso está fluyendo sobre otro más ligero. Para la situación de interés (Figura 38), si ambos fluidos son inmiscibles e incompresibles, la onda crítica de Taylor es:

$$\lambda_c = 2\pi \left(\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_g)} \right)^{0.5}; \quad (\text{Bellman \& Pennington, 1954})$$

Es la longitud mínima λ_c para que se mantenga estable una columna de goteo o chorro sin que se una a otra. Por otra parte la longitud de onda a la cual crecen rápidamente las fluctuaciones se define como:

$$\lambda_d = 3^{0.5} \lambda_c$$

- Flujo másico crítico para zonas secas (Hu & Jacobi, 1995).

Yung et. al. (1980) desarrollo una correlación que considera la tasa de incremento del flujo másico del líquido a un tamaño de gota durante la transición a goteo-chorro. Encontró una dependencia entre el flujo másico de transición y la tensión superficial mediante la siguiente ecuación:

$$\Gamma = 0.81 \frac{\pi \rho_l d_p^3}{6 \lambda_d} \sqrt{\frac{2\pi\sigma}{\rho_l \lambda_d^3}}$$

Donde d_p , es el diámetro de la gota, que se deduce a partir de la ecuación:

$$d_p = C_1 \sqrt{\frac{\sigma}{\rho_l g}}$$

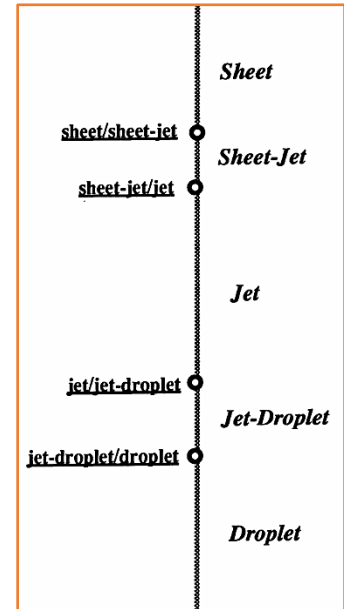


Diagrama 14. Esquema de patrones y transiciones en películas descendentes (derecha: transición; izquierda: patrón).

Y C_1 , es una constante experimental con el valor de 3 para agua y alcohol.

Y λ , es la longitud de estabilidad de onda sobre un tubo horizontal, definido como:

$$\frac{\lambda_d}{a} = \frac{2.16 + \sqrt{30.467} r_0^{*1.491}}{1 + 0.467 r_0^{*1.491}} \lambda_c^*$$

$$\lambda_c^* = \frac{\lambda_c}{a} \quad a = \sqrt{\frac{\sigma}{\rho g}}$$

$$\lambda_c^* = \frac{2\pi}{\sqrt{1 + 1/2 r_0^{*2}}} r_0^* = \frac{r_0}{a}$$

$r_0 \rightarrow$ Radio de tubo.

3.5.3 Definición de números de Reynolds en transición.

Las siguientes expresiones tienen el propósito de dar a señalar los números de Reynolds de transición en función del número de Galileo en donde se presenta la transición de un régimen a otro en una película descendente (en base a las formulas desarrolladas en este texto con anterioridad).

Transición.		Desviación Media
		Absoluta
De laminar a laminar-chorro	$Re = 1.448 Ga^{*0.236}$	6.6 %
De laminar-chorro a chorro	$Re = 1.414 Ga^{*0.233}$	5.8 %
De chorro a chorro-goteo	$Re = 0.096 Ga^{*0.301}$	11.2 %
De chorro-goteo a goteo	$Re = 0.074 Ga^{*0.302}$	11 %

Estas expresiones fueron desarrolladas después de analizar la transición de regímenes de flujo utilizando agua, aceite, glicol-etileno, y alcohol (Hu & Jacobi, 1995). Al analizar dichas ecuaciones, se advierte que el número de Reynolds de transición está en función de propiedades intensivas del fluido, es decir no depende directamente de la masa, solamente de la temperatura, el tipo de fluido y en dado caso de la presión.

3.6 Correlaciones de interés para determinación de coeficientes convectivos.

El siguiente sumario de correlaciones son las utilizadas en el presente trabajo, y por tanto, se adecuan a las condiciones de interés.

En determinados casos se presentan dos o más correlaciones para el mismo caso con la finalidad de hacer una comparación de determinados datos durante los cálculos. En todos los casos se sigue la nomenclatura ya desarrollada en el texto.

3.6.1 Correlaciones para flujo interno en una sola fase.

■ En tuberías rectas.

Ecuación de Gnielinski, para flujo hidrodinámicamente y térmicamente desarrollado en su totalidad, con una desviación de 5%.

$$Nu = \frac{(f/2)(Re - 1000) Pr}{1 + 12.7(f/2)^{0.5} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)}$$

Para: $3 \times 10^3 \leq Re \leq 10 \times 10^6$

Donde “f” es el factor de fricción, definido como:

$$f = (1.58 \ln(Re) - 3.28)^{-2}; \quad Re \geq 3000$$

▪ En tuberías rectas con insertos helicoidales (Turbuladores).

Para un flujo desarrollado en su totalidad tanto térmica como hidrodinámicamente: $500 \leq Re \leq 3,000$. (Sarma, Subramanyam, & PS., 2002)

$$f = 1.5 \left(1 + \frac{W}{Y}\right)^{3.37} Re^{-0.6}$$

$$Nu_{TT} = 0.2036 Re^{0.55} Pr^{0.3} \left(1 + \frac{W}{Y}\right)^{4.12}$$

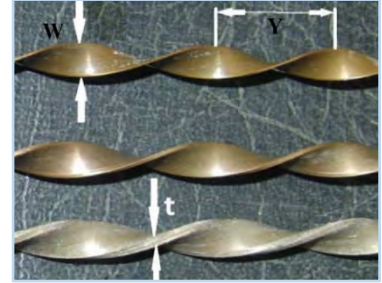


Figura 40. Especificaciones geométricas de espira helicoidal.

Con desviación estándar de 8% y 15 % para el factor de fricción y número de Nusselt respectivamente. Donde, el subíndice TT proviene de las siglas Twisted Tapes, “W” se refiere al diámetro de la espira y “Y” al paso entre espiras, como se ilustra en la Figura 40.

Para un flujo desarrollado en su totalidad tanto térmica como hidrodinámicamente: $2000 \leq Re \leq 12,000$. (Murugesan, Mayilsamy, & Suresh, 2010)

$$Nu_{TT} = 0.027 Re_t^{0.862} Pr^{0.33} s^{-0.302}$$

$$f_{TT} = 2.642 Re^{-0.474} s^{-0.302}$$

$$Re_t = 2.436 Re^{0.962} s^{-0.115}$$

Donde $s=(Y/W)$ de la Figura 40. Con desviación estándar de 8% y 6 % para el factor de fricción y número de Nusselt respectivamente.

Para un flujo desarrollado en su totalidad tanto térmica como hidrodinámicamente, y turbulento (Maddah & Alizadeh, 2014).

$$Nu = \left[1 + \frac{0.769}{y/w}\right] \left[0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \left(\frac{\pi}{\pi - 4t/D}\right) \left(\frac{\pi + 2 - 2t/D}{\pi - 4t/D}\right)^{0.2}\right] \varphi$$

$$f = \left[1 + 2.06 \left(1 + \left(\frac{2y/w}{\pi}\right)^2\right)^{-0.74}\right] \left[0.079 Re^{-0.25} \left(\frac{\pi}{\pi - 4t/D}\right)^{1.75} \left(\frac{\pi + 2 - 2t/D}{\pi - 4t/D}\right)^{1.25}\right]$$

$$\varphi = \left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^{0.18} = \left(\frac{T_b}{T_w}\right)^{0.45}$$

Donde:

T_b → Temperatura de fluido.

T_w → Temperatura de pared.

D → Diámetro de tubería.

t → Espesor de espira.

3.6.2 Correlaciones para condensación.

■ Condensación externa sobre banco de tubos (Sadik & Lu, 2010).

Correlación de Nusselt para condensación sobre banco de tubos pelicular considerando la inundación en vapor.

$$h = 0.725 \left(\frac{k_l^3 \cdot \rho_f^2 \cdot i_{fg} \cdot g}{N_t \cdot D_0 \cdot \mu_f \cdot \Delta T} \right)^{0.25}$$

i_{fg} → Calor latente de evaporación.

μ_f → Viscosidad de condensado.

D_0 → Diámetro externo.

N_t → Número de tubos en dirección vertical.

Correlación de Butterworth considerando una condensación pelicular con efectos de inundación y esfuerzos de flotabilidad del vapor.

$$h_N = \left[\frac{1}{2} h_{sh}^2 + \left(\frac{1}{4} h_{sh}^4 + h_{sh}^4 \right)^{0.5} \right]^{0.5} \left[N^{5/6} - (N-1)^{5/6} \right]$$

$$h_{sh} = 0.59 \frac{K_L}{D_0} Re^{1/2}$$

$$Re = \frac{\rho_l \cdot u_g \cdot D_0}{\mu_L}$$

Correlación de McNaught considerando una condensación forzada bifásica con efectos de inundación y esfuerzos de flotabilidad del vapor.

$$h_N = (h_{sh}^2 - h_G^2)^{0.5}$$

$$h_G = h_l \left[N^{5/6} - (N-1)^{5/6} \right]$$

$$h_{sh} = 1.26 \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.78} h_l$$

Parámetro de Lockhart-Martinelli:

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0.1}$$

■ Condensación interna en tubos horizontales.

Correlación para condensación natural interna en tuberías (Xu, Wang, & Ge, 2004):

$$h(\alpha)_c = \left(0.3508 \left(\frac{L}{D} \right)^{-0.1929} Re_T^{0.0623} \right) \left\{ \frac{g \cdot \rho_l (\rho_l - \rho_v) x \left[\lambda_{fg} + \frac{3}{8} Cp_l (T_1 - T_w) \right]}{\mu_L D (T_1 - T_w)} \right\}^{1/4}$$

$$Re_T = \frac{D \cdot u_v \cdot \rho_{liq}}{\mu_L}$$

Donde los subíndices "l", "v", corresponden a la fase líquido o vapor respectivamente; " u_v ", es la velocidad de vapor; "D" es el diámetro interno de tubería.

3.6.3 Correlaciones para película descendente sobre tubos horizontales.

Cada una de las siguientes correlaciones son para un dado régimen de flujo presente en la película líquida descendente sobre un banco de tubos horizontales. Las siguientes correlaciones, son resultado de una secuencia de experimentos donde se ha variado el flujo másico sobre el banco de tubos, la temperatura del fluido, separación entre tubos; se contempló la influencia de la fase gaseosa durante el flujo descendente, se analizó el desarrollo de la capa térmica e hidráulica alrededor del tubo (Hu & Jacobi, 1995).

<i>Régimen</i>	<i>Número de Nusselt</i>	<i>Desviación Media</i>
Goteo	$Nu = 0.113 Re^{0.85} Pr^{0.85} Ar^{-0.27} \left(\frac{s}{d}\right)^{0.04}$	6.1 %
Chorro	$Nu = 1.378 Re^{0.42} Pr^{0.26} Ar^{-0.23} \left(\frac{s}{d}\right)^{0.08}$	6.3 %
Laminar	$Nu = 2.194 Re^{0.28} Pr^{0.14} Ar^{-0.20} \left(\frac{s}{d}\right)^{0.07}$	6.5 %

Las correlaciones están acotadas a las siguientes condiciones:

$$4 \leq Re \leq 2060$$

$$4.5 \leq Pr \leq 75.6$$

$$6.7 \times 10^5 \leq Ar \leq 1.8 \times 10^8$$

$$1.3 \leq s/d \leq 5.2$$

Donde:

s → Distancia vertical entre los centros de la tubería.

d → Diámetro de tubería.

Cabe señalar que para este trabajo siempre se contempló operar en un régimen descendente en forma de chorro como mínimo.

3.7 Correlaciones para determinación de caídas de presión.

Las siguientes correlaciones tienen por objeto determinar la caída de presión durante la condensación interna en los tubos de cada una de las cámaras desaladoras.

3.7.1 Caída de presión en eliminador de niebla.

$$\Delta P_{demister} = 3.882 (\rho_{demister})^{0.3758} (V)^{0.8132} (\delta_w)^{-1.5611} \left[\frac{Pa}{m} \right] \quad (\text{El - Dessouky \& Ettouney, 2004})$$

Donde:

δ_w → Diámetro de hilos de demister [mm]

V → Diámetro de vapor al paso de demister $\left[\frac{m}{s} \right]$

$\rho_{demister}$ → Densidad de demister $\left[\frac{kg}{m^3} \right]$

3.7.2 Caída de presión gravitacional interna en tubos durante condensación.

Descrita algebraicamente como:

$$\Delta P = (\rho_v \alpha + (1 - \alpha) \rho_l) \sin(\theta) g L \quad [Pa] \quad (\text{El - Dessouky \& Ettouney, 2004})$$

Donde:

g → Aceleración gravitacional.
L → Longitud de tubos de condensación.
 θ → Ángulo de inclinación de los tubos.
 ρ → Densidad (vapor, líquido)

$$\alpha = \frac{1}{\left(1 + \frac{1-x}{x} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{\frac{1}{2}}\right)}$$

x → Fracción masica de vapor.

3.7.3 Caída de presión por aceleración para flujo interno en condensación (El-Dessouky & Ettouney, 2004).

$$\Delta P = \frac{M^2}{A^2} \left(\frac{x_i^2}{\alpha_i \rho_{v1}} + \frac{(1-x_i)^2}{(1-\alpha_i) \rho_{li}} - \frac{x_o^2}{\alpha_o \rho_o} + \frac{(1-x_o)^2}{(1-\alpha_o) \rho_{lo}} \right) \quad [Pa]$$

Los subíndices (i) (o) referidos a las condiciones de entrada y salida respectivamente. α se calcula de la misma manera que el caso de caída de presión por gravedad.

3.8 Generalidades sobre el diseño de intercambiadores de calor (evaporadores y condensadores).

3.8.1 Criterios de selección para un intercambiador de calor.

Los criterios a considerar para la selección de un intercambiador, se citan a continuación:

- El intercambiador de calor debe satisfacer las especificaciones del proceso, evitando siempre un complejo mantenimiento, esto con el fin de evitar excesivos costos durante la operación del equipo.
- El intercambiador de calor deberá soportar las condiciones bajo las que ha de operar: medio ambiente, corrosión, ensuciamiento, etc.
- El mantenimiento de un intercambiador de calor debe ser sencillo; lo cual implica una configuración que permita una limpieza y reemplazo de cualquier componente adecuado de manera económica. Usualmente este punto dictaminará la posición espacial del intercambiador.
- Siempre se han de contemplar las limitaciones de un intercambiador: diámetro, longitud, peso, requerimientos, localización espacial y geográfica, limpieza, disponibilidad de servicio.

3.8.2 Metodología general para diseño de intercambiadores.

El diseño de intercambiadores debe atender a un problema en específico, ya que en base a los requerimientos establecidos por el usuario final se hace la selección preliminar de una unidad de intercambio, teniendo en cuenta este punto, se procede en la mayoría de los casos con la secuencia de pasos detallada en el siguiente diagrama.

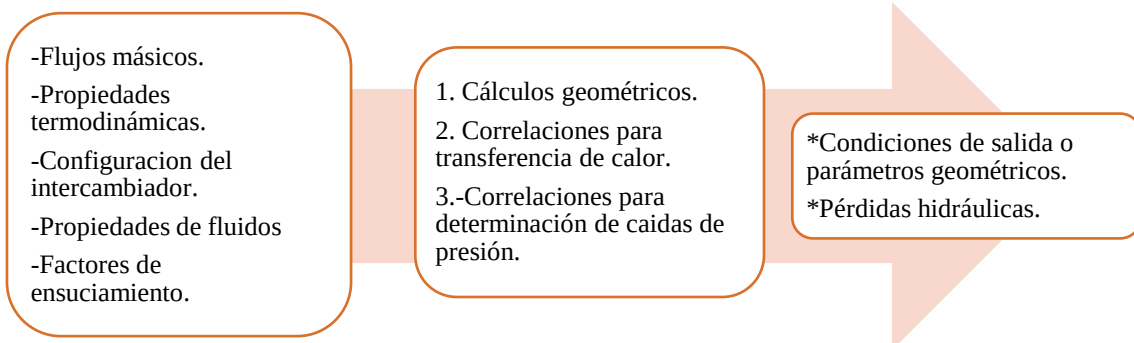


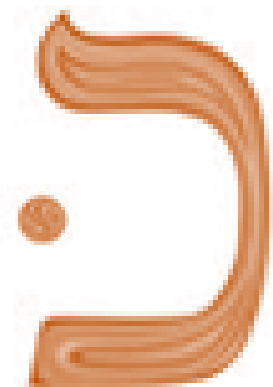
Diagrama 15. Secuencia básica para el diseño de un intercambiador de calor de placas. (Sadik & Lu, 2010)

Una vez concluido el diseño térmico, se procede con un diseño mecánico para cubrir necesidades estructurales de la unidad, y subsecuentemente se lleva a cabo un análisis de costos para la implementación de la unidad en el mercado.



4. Análisis y Diseño Teórico Térmico, Hidráulico del sistema DMG.

- 4.1. Introducción.
- 4.2. Metodología específica de diseño.
- 4.3. Especificaciones de diseño y análisis de parámetros.
 - 4.3.1. Primer acercamiento geométrico.
 - 4.3.2. Parámetros a evaluar y justificación.
 - 4.3.3. Análisis del número de columnas para diferentes longitudes de tubo.
 - 4.3.4. Análisis de longitud para diferentes diámetros de tubería.
- 4.4. Diseño termo-hidráulico de cámaras.
 - 4.4.1. Datos iniciales: Termodinámicos y geométricos.
 - 4.4.2. Resultados térmico e hidráulico.
 - 4.4.3. Resultados geométricos.
- 4.5. Diseño termo-hidráulico de condensador.
 - 4.5.1. Datos iniciales: Termodinámicos y geométricos.
 - 4.5.2. Resultados térmico e hidráulico.
 - 4.5.3. Resultados geométricos.



4 Análisis y Diseño Teórico Térmico e Hidráulico del sistema DMG.

4.1 Introducción.

El correcto diseño de cualquier proceso o equipo a nivel industrial debe reflejar un alto índice de aprovechamiento de insumos o recursos primarios al coste económico más bajo posible, involucrando también un bajo costo de operación y mantenimiento. En este capítulo se propone el diseño para la construcción de la unidad DMG justificándose un análisis paramétrico que reflejará un bajo requerimiento superficial para la transferencia de energía térmica, o desde otra perspectiva, un bajo consumo monetario para la construcción de la desaladora. Así también se atiende al diseño a detalle de sistemas auxiliares según las necesidades operativas del sistema DMG.

4.2 Metodología específica.

Con las especificaciones y expresiones algebraicas de los capítulos 2 y 3, y utilizando el método LMTD (descrito en el Anexo 2), se desarrolla la siguiente metodología para determinar las áreas de transferencia de calor, y caídas de presión en la unidad desaladora:

1. Determinar las propiedades termodinámicas, a saber, calor específico, densidad, viscosidad dinámica, tensión superficial, conductividad. Para el caso de agua de mar se han ajustado las propiedades de acuerdo a su concentración de sólidos (Anexo I).
2. Proponer datos geométricos: diámetro, longitud, espesores de tubos, número de tubos horizontales, espaciamiento entre tubos.
3. Obtener los factores y números adimensionales pertinentes para cada flujo según su estado termodinámico: Número de Galileo, Número de Reynolds, Número de Prandtl, Número de Arquímedes y demás detallados en el capítulo 3.
4. Determinar los parámetros que describan la histéresis de flujos, especialmente para la película descendente externa en evaporación, la finalidad es observar el régimen de flujo que presentará el agua de mar sobre el banco de tubos.
5. De acuerdo al análisis anterior, ajustar parámetros geométricos, como longitud, diámetro o número de tubos horizontales con el propósito obtener el régimen de flujo deseado, en este caso se busca un régimen de chorro o laminar para el fluido externo.
6. Calcular el Número de Nusselt y parámetros utilizados por cada relación matemática según sea el caso: para película descendente en evaporación, flujo interno en tuberías hidrodinámicamente desarrollado, condensación natural interna en tubos, condensación externa en un banco de tubos considerando inundación.
7. Con la obtención del Número de Nusselt, la resistividad térmica de los flujos así como la del material de los tubos, considerando un factor de ensuciamiento y deducir el coeficiente global de transferencia de calor referenciado al área externa. Todas las correlaciones utilizadas, se han corregido de acuerdo a su porcentaje de error. Que varía desde un 5% hasta un 15%.
8. Determinar la diferencia de temperaturas media logarítmica. Para la primera cámara se tomarán dos intercambiadores de dos pasos con flujo externo en cambio de fase. Para la segunda cámara, se consideran dos intercambiadores, ambos de dos pasos y con cambio de fase. Para el condensador se considera uno intercambiador de dos pasos con cambio de fase. En el caso pertinente se buscara el coeficiente de corrección para ajustar la diferencia de temperaturas.

9. Con la carga térmica, el coeficiente global de transferencia de calor y la diferencia de temperaturas ajustadas se calcula el área de transferencia de calor, con base en ella se obtiene un número de tubos, un número de columnas y se ajustan las dimensiones geométricas. Los puntos del 5 al 9 son iterativos, y arrojarán como resultado las dimensiones geométricas de los intercambiadores, basado en un análisis térmico e hidráulico.
10. Consolidadas las dimensiones, se procede a calcular los factores de fricción pertinentes. Con ello se determina la caída de presión interna y externa al banco de tubos.
11. En seguida se hace un dimensionamiento tentativo del volumen de cada cámara, considerando la longitud de los tubos, el flujo másico de vapor generado, y el tiempo que reside dicho vapor en la cámara.

4.3 Especificaciones de diseño y análisis de parámetros.

4.3.1 Primer acercamiento geométrico.

■ Haz de tubos.

El arreglo del haz de tubos se ha propuesto cuadrado a 90, lo cual se justifica con los siguientes puntos:

- Limpieza mecánica. Al ser un arreglo cuadrado y tener agua de mar durante el proceso, es más sencillo introducir elementos entre los tubos para su limpieza mecánica.
- El espaciamiento entre tubos no permite un debilitamiento mecánico de espejos y elementos de sujeción para el banco de tubos.
- Ofrece menores caídas de presión para el flujo externo al tubo.

■ Material de banco de tubos.

El material del banco de tubos seleccionado fue Aluminio de la serie 1000 (1060 específicamente). Las razones principales son:

- Alta conductividad térmica. Se considera de 90 [W/mK] para este documento.
- Su bajo costo en el mercado.
- Su facilidad para manipulación y transporte por ser de baja densidad.
- Para asegurar una resistencia a la agresividad química del medio salino sobre el haz de tubos, se desarrollará un sistema de protección cerámico para aplicarlo sobre los tubos de aluminio (Grupo iiDEA, 2012).

■ Dimensiones geométricas de tubería.

Diámetro. Se evaluará un rango de diámetros entre 1/8" y 1/4" para seleccionar la opción que ofrezca un buen desempeño térmico, considerando que la velocidad del fluido dentro de los tubos no exceda los 2 [m/s].

Espesor. Fue el correspondiente a un 14 BWG. Que es la cédula estándar usualmente utilizada para este tipo de aplicaciones.

Longitud de tubos. Al igual que el diámetro será una variable a determinar según una evaluación térmica.

Número de pasos. Para cada cámara se seleccionó un número de 4 pasos. La razón principal es por condiciones de operación, lo cual establece que el número de pasos sea múltiplo de 2 para una fácil manipulación y control del peso que tendrá el haz de tubos. Para el condensador, se seleccionaron dos pasos.

Espaciamiento entre tubos. Para no afectar la estabilidad mecánica de los espejos de sujeción y baffles dentro del intercambiador se ha optado por un valor comercial de separación de 1.3 veces el diámetro del tubo.

Número de tubos horizontales. Obedece principalmente a aspectos de hidrodinámica del fluido externo a los tubos, y también será una variable a determinar en la sección 4.3.3.

Número de tubos verticales. Será una variable a determinar, y en conjunto con otros datos geométricos nos proporcionará el área de total y efectiva de transferencia de calor.

▪ Dimensiones de espira para turbulencia.

Uno de los inconvenientes previstos en el diseño de la DMG es la dificultad para extraer el calor sensible del líquido geotérmico, por ello se ha optado por introducir un conjunto de turbuladores sencillos dentro de los tubos para inducir mayor turbulencia y con ello mejorar el desempeño térmico de la unidad a diseñar (Figura 40), el inconveniente de esta mejora térmica, son los gastos de bombeo por pérdidas hidrodinámicas. Sus características geométricas son:

Y: 0.031 [in]

W: $\frac{1}{4}$ [in]

t: 0.003 [in]

4.3.2 Parámetros a evaluar y justificación.

Para el desarrollo de esta sección y sus cálculos, se atenderá siempre la metodología específica detallada en la sección 4.2.

A pesar de que se genera una gran caída de presión para el fluido geotérmico dentro de los tubos por efecto de los turbuladores, no se ha considerado como un parámetro preponderante que delimite el diseño del equipo ya que durante la operación de la unidad no hay restricción en cuanto a la potencia necesaria de bombeo. Aun así, al final de la sección 4.4 se compara la pérdida hidráulica con sistemas convencionales.

El análisis paramétrico descrito en los siguientes párrafos se realizará atendiendo al flujo de agua de mar sobre el banco de tubos, una de las justificaciones se debe a que el desarrollo de la película descendente de agua de mar gobernará de manera positiva o negativa los parámetros convectivos y de transferencia de calor, adicionalmente en la primera cámara es donde se aprovechará casi el 90% de la energía térmica durante el proceso, razón por la cual su diseño deberá ser minucioso.

El régimen de flujo sobre el banco de tubos será el primer parámetro a analizar. Atendiendo escrupulosamente la fórmula con la que se obtiene el número de Reynolds para una película vertical descendente (sección 3.5), se observa que el diámetro del tubo es un factor despreciable para el desarrollo del patrón de flujo, sin embargo las dimensiones del haz de tubos sí afectan la distribución de agua de mar y con ello al mencionado régimen de flujo, por tanto, se obtendrán diversos números de Reynolds variando la cantidad de tubos en la dirección perpendicular al flujo de agua de mar (columnas) para una determinada longitud de los mismos; posteriormente con la finalidad de conseguir datos de interés se contemplarán diversas longitudes de tubos de transferencia para obtener los números de Reynolds y coeficientes convectivos peliculares (h) bajo diferente número de columnas. Al final, se obtendrá un diagrama teórico donde se podrá visualizar el régimen de flujo y el coeficiente convectivo que presentará el agua de mar a diversas longitudes y número de columnas. La finalidad de esto es asegurar un patrón del tipo chorro o superior para el agua de mar.

Con lo anterior se determina un número de columnas “adecuado”, pero para puntualizar la longitud de los tubos se debe contemplar el desarrollo térmico del flujo dentro de los tubos; a diferencia del agua de mar, el fluido geotérmico (interno) si se ve afectado por el diámetro de los tubos, y en ello ha de radicar el siguiente análisis paramétrico.

De manera puntual en éste análisis se varía la longitud de los tubos para un determinado diámetro de los mismos, y para mostrar un panorama más amplio se hace para diversos diámetros comerciales de tubería. El objetivo es conseguir parámetros de interés como: el coeficiente global de transferencia térmica (U), la caída de presión interna en tubos, el área efectiva de transferencia, número de uniones en el espejo fijo, etc. Uno de los parámetros de interés es el flujo de calor Q'' [W/m^2], que muestra una relación entre el (L) y el área de transferencia muy perceptible, ya que ambos son inversamente proporcionales, es decir tienen un desarrollo diametral; el otro parámetro de importancia común en el diseño de intercambiadores es la caída de presión, pero como se ha expuesto anteriormente no limita este caso, de manera que se incluye otro parámetro que anticipa una estabilidad mecánico-estructural para la unidad desaladora, se habla en específico de un análisis al número de uniones en el espejo fijo de la unidad desaladora, y como objetivo se busca reducir este último parámetro respetando valores comunes en el L , según plantas actualmente en operación.

Con lo descrito en el párrafo anterior se realizará un diagrama que demuestre el comportamiento del flujo de calor y el número de uniones en el espejo, dicho mapa se describirá posteriormente.

En el capítulo 5, se realizará un análisis de sensibilidad para determinar que parámetros operativos y ambientales afectaran el funcionamiento de la unidad DMG y en qué medida, contemplando todos los sistemas. Con ello, se pretende establecer los parámetros básicos para una futura evaluación económica de construcción y operación del equipo, aunado también a un pequeño sumario de normatividad que deberá seguir este proyecto si se pretende una construcción del mismo.

4.3.3 Análisis del número de columnas para diferentes longitudes de tubo.

El diagrama 16 está indicando el número de Reynolds para el agua de mar según el número de columnas en la dirección perpendicular al flujo marino considerando diferentes longitudes de tubo. El área sombreada en color verde corresponde a las regiones de transición de un tipo de patrón de flujo a otro, detallados en la sección 3.5.

Como se observa, el Diagrama 16 muestra una tendencia a un patrón del tipo chorro cuando las longitudes de tubo son largas o bien, cuando se tiene un número de columnas grande, esto debido a la distribución de flujo de agua de mar, el cual disminuye cuando los parámetros antes descritos van en crecimiento. Lo anterior da un comportamiento exponencial creciente al número de Reynolds conforme se acerca a la parte superior izquierda de la gráfica, expresado en otras palabras se alcanza un flujo de agua de mar más abundante sobre el banco de tubos cuando las distancias y/o el número de columnas se hace pequeño.

Por otra parte, de acuerdo a lo descrito en el subtema 3.5.2; 0.0285 [kg/sm] es el flujo másico por unidad de longitud mínimo para evitar la presencia de zonas secas sobre el tubo, lo cual es representado por un Reynolds crítico de 150. Bajo estas condiciones se tendría una operación crítica de la unidad desaladora, ya que una alimentación de agua de mar por debajo de este valor ocasionará graves problemas de incrustación sobre los tubos, afectando la vida útil y causando excesivos mantenimientos. Haciendo referencia al Diagrama 16, esta condición se presenta a partir de 24 columnas y con longitudes de tubo por arriba de 1.2 [m].

Con lo descrito anteriormente, se puede decir que el diseño del intercambiador en cuestión tendrá que contemplar longitudes de tubo cortas y un relativo bajo número de columnas; para determinar esta última variable se procede al diagrama 17.

El Diagrama 17 muestra la evolución del coeficiente convectivo para el agua de mar y el número de filas requeridas para el intercambiador de calor para diferentes longitudes de tubo y número de columnas. Para leer el diagrama, se identifican las líneas punteadas (coeficiente convectivo de agua de mar) y las líneas continuas (número de filas); y como se indica en el propio diagrama las líneas punteadas se leen en el eje izquierdo mientras que las continuas se leen en el eje derecho.

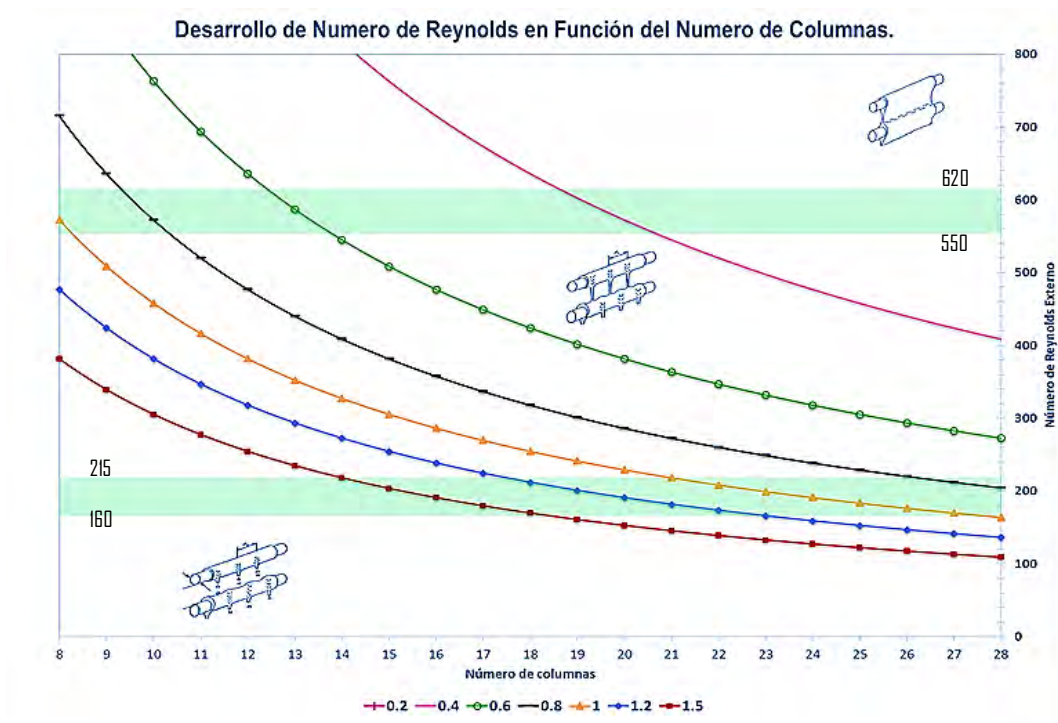


Diagrama 16. Mapa de desarrollo del número de Reynolds en función del número de columnas para diferentes longitudes de tubo.

Siguiendo desde la parte superior hacia la inferior las líneas referentes al coeficiente convectivo en el Diagrama 17, se observan dos discontinuidades en cada una de ellas, estas discontinuidades representan las regiones donde ocurre la transición de un régimen de flujo a otro: hoja laminar-chorro, chorro-goteo, que numéricamente oscilan entre $9,500 \text{ [W/m}^2/\text{°C}]$ y $6,000 \text{ [W/m}^2/\text{°C}]$ respectivamente. El mismo comportamiento se observa en las líneas continuas referentes al número de filas, que a su vez representan el área de transferencia de manera indirecta. Es decir, este gráfico también nos muestra las distancias a las cuales se presentará un cambio en el régimen de flujo según el número de columnas.

Por otra parte, el objetivo del Diagrama 17 es determinar un número de filas para el diseño de la primera cámara desaladora contemplando lo siguiente:

- Se debe mantener un régimen del tipo chorro como mínimo.
- Se contempla un haz de tubos cuadrado con $n \times n$ número de tubos considerando los tubos que van del espejo fijo al flotante y viceversa.

Siguiendo cada una de las verticales correspondientes al número de columnas se puede determinar el número de filas y con ello buscar un arreglo cuadrado, el cual se conseguirá con un número de filas equivalente a la mitad de la cantidad de columnas (por lo detallado en la sección 4.2). De igual manera manteniendo la línea vertical se obtiene un "H" que para este análisis debe de estar por encima de un régimen del tipo goteo (primera discontinuidad siguiendo de abajo hacia arriba de líneas referentes al coeficiente convectivo).

Realizando lo descrito en el párrafo anterior y atendiendo a las restricciones ya descritas los únicos valores que cumplen son 14 y 16 columnas para una longitud de 1 [m] y 0.8 [m] respectivamente (puntos marcados en amarillo en el Diagrama 17). Atendiendo a la conclusión extraída del Diagrama 16, de respetar un número de columnas mínimo, se ha optado por tomar como 14 el número de columnas adecuadas para el diseño del intercambiador de calor.

Se hace mención que todo lo desarrollado hasta ahorita se hizo con un diámetro de tubo de $\frac{1}{2}$ ", por lo tanto no se ha considerado el efecto del flujo interno en la transferencia de calor, para ello se recurre a la siguiente sección.

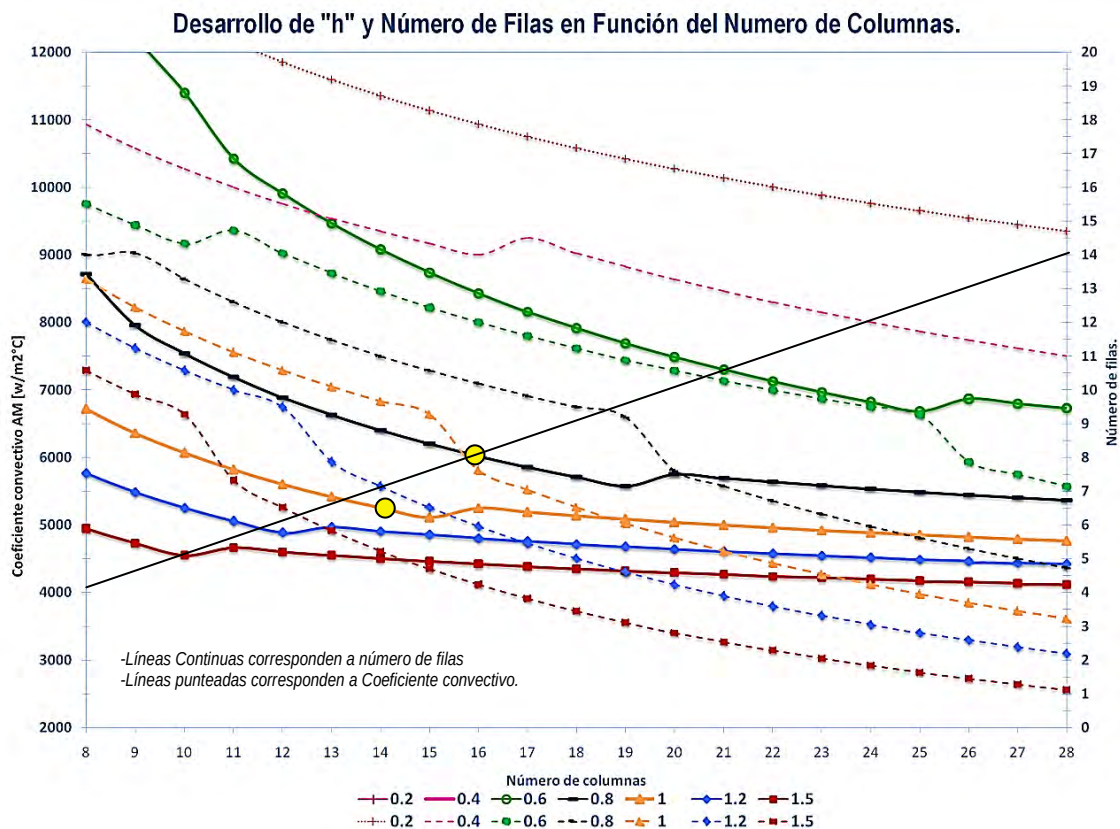


Diagrama 17. Mapa de desarrollo del Coeficiente convectivo de agua de mar y número de en función del número de columnas para diferentes longitudes de tubo.

4.3.4 Análisis de longitud para diferentes diámetros de tubo.

El Diagrama 18 muestra la variación del número de uniones en el espejo del intercambiador y el flujo de calor, este último como la representación del producto " U " y " $LMTD$ " para un determinado rango de longitudes para diferentes diámetros. El área sombreada en color verde, representa las distancias a las cuales se presenta la transición de un régimen de flujo a otro, siendo las longitudes mayores aquellas que corresponden a un régimen del tipo goteo entre 1.54[m] y 1.94 [m]; y las menores a un patrón tipo hoja-laminar entre 0.54 [m] y 0.60 [m].

Como se observa en el Diagrama 18, el número de uniones (líneas punteadas) tiene un comportamiento exponencial decreciente, de analogías simples se puede inferir que este parámetro es proporcional al área de paso del fluido geotérmico e inversamente proporcional a la caída de presión dentro de los tubos, es decir, para longitudes pequeñas el número de uniones es elevado y la caída de presión muy pequeña, mientras que para longitudes mayores, el número de uniones es pequeño y la caída de presión grande.

La zona de color naranja a partir de los 2.06 [m] representa longitudes para tubo a partir de las cuales se presentan zonas secas sobre el banco de tubos por la poca distribución de flujo marino sobre el haz de tubos, que según la sección 3.5.2, corresponde a un flujo másico de 0.0285 [kg/s/m] bajo un numero de Reynolds de 150. Por tanto, se debe evitar un diseño por arriba de esta longitud.

El desarrollo de la línea correspondiente al número de uniones tiende a un valor mínimo, pero para fines prácticos de esta tesis pierde interés por estar en la zona donde se presentan áreas secas sobre el banco de tubos.

Los últimos dos párrafos y un análisis a los datos representados en el Diagrama 18 muestran lo siguiente:

- Un flujo de calor muy pequeño a distancias de tubo cortas para todos los diámetros, esto debido al incremento en el número de uniones, que no es más que un área transversal muy amplia para el paso del flujo geotérmico, esto deriva en una velocidad del flujo interno muy pequeña que da como resultado un bajo coeficiente convectivo, y a pesar de que el flujo externo tiene un " h " muy elevado (Diagrama 17) es el flujo interno el que afecta preponderantemente a la transferencia de calor de manera negativa como se observa en el Diagrama 18.
- Para distancias grandes de tubo el valor de " D " tiende a un comportamiento decreciente que varía según el diámetro del tubo, en este caso, el flujo externo presenta un régimen del tipo goteo, que como se observa en el Diagrama 17 usualmente presenta coeficientes convectivos pequeños, y de manera análoga al punto anterior, la transferencia de calor se ve determinada por el flujo externo.
- Se obtiene un valor máximo en la transferencia de calor para una longitud de 1.1 [m], que es el punto en donde el coeficiente convectivo tanto interno como externo dan paso a una buena transferencia de energía térmica, y por lo tanto un área de transferencia pequeña.

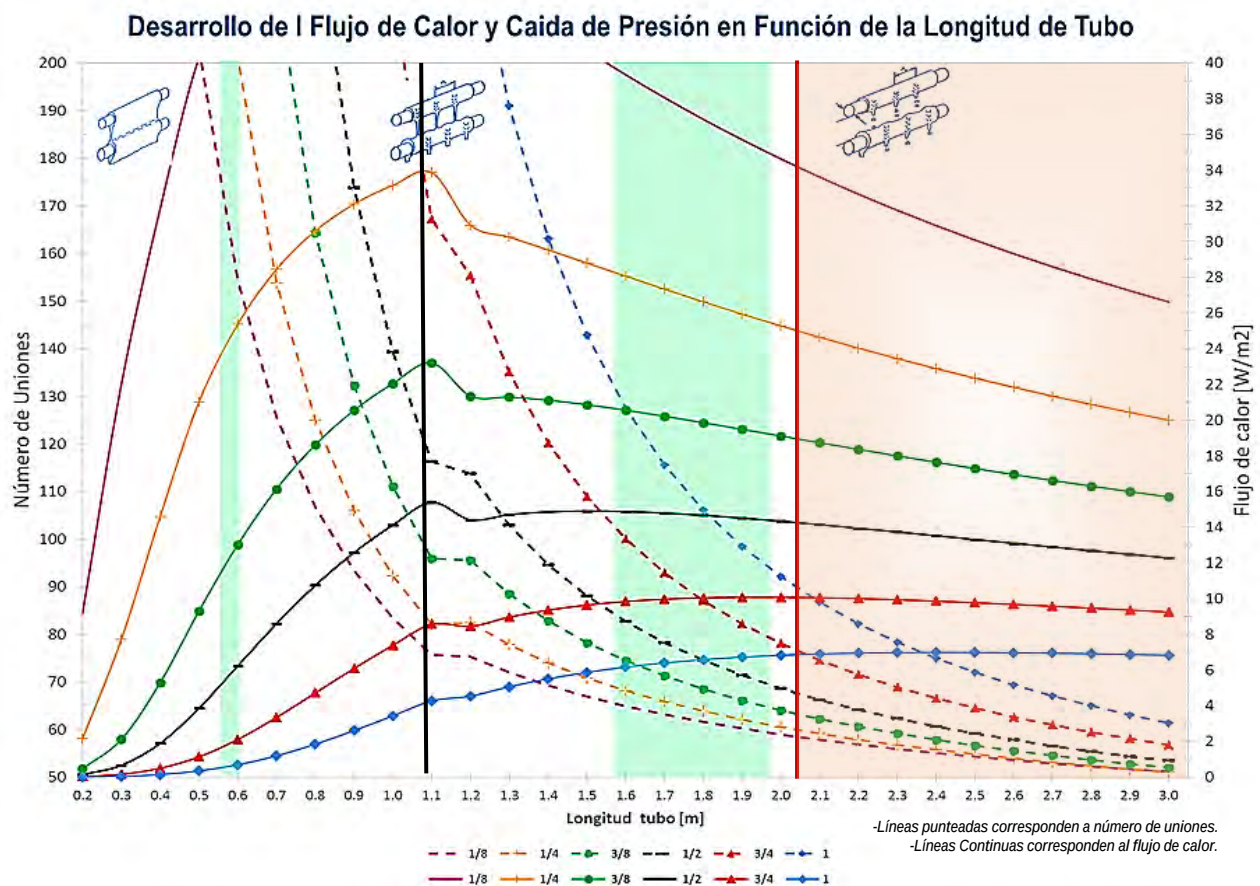


Diagrama 18. Mapa de flujo de calor y uniones en espejos en función de la longitud de tubos a diferentes diámetros para la unidad desaladora con 14 tubos por columna.

Como se observa, hay una perturbación en los datos entre 1.1 [m] y 1.2 [m], justo donde se tiene una meseta máxima en el flujo de calor; para asegurar la estabilidad térmica del intercambiador y evitar una distancia de tubo cercana al patrón de tipo goteo se ha restringido la zona de análisis para el intercambiador de calor (Diagrama 19), delimitada por un valor menor a 1.1 [m].

Adicional a lo descrito en el párrafo anterior y para proporcionar los parámetros geométricos de la cámara desaladora, se considera un rango de valores para el flujo de calor correspondiente a los observados en plantas actualmente operando, apegándonos de este modo, a las mejores prácticas en lo referente a diseño térmico para unidades destiladoras de agua de mar.

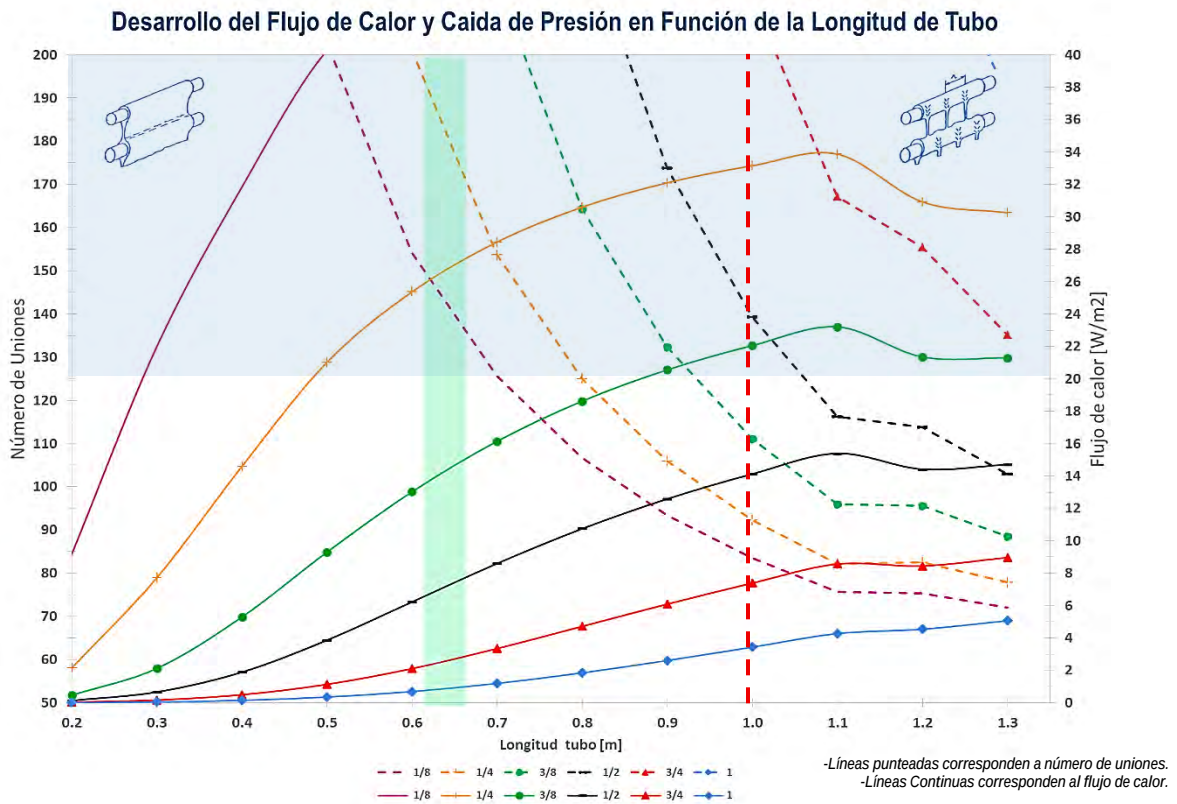


Diagrama 19. Mapa de flujo de calor y uniones en espejos en función de la longitud de tubos a diferentes diámetros para la unidad desaladora con 14 tubos por columna (área de interés).

En el Diagrama 19 solo se muestra el área de interés para el diseño de la primera cámara desaladora; se señala con color verde la región de transición entre un régimen del tipo chorro a hoja-laminar, y de igual manera se sombrea (en azul) la región acotada por los valores referentes al flujo de calor convencional observado en plantas desaladoras actualmente en operación, 22 [kW/m²] y 40 [kW/m²] para el menor y el mayor valor respectivamente.

De la región en color azul señalada en el Diagrama 19, se pueden considerar longitudes desde 0.2 [m] hasta 1.1 [m] y únicamente los diámetros de tubería de 1/4" y 3/8" (líneas continuas naranja y verde respectivamente) son los que se encuentran dentro de rangos de operación convencionales para el flujo de calor (área sombreada en color azul). La longitud del tubo seleccionada se ha determinado respetando la condición de tener el mayor flujo de calor sin entrar a la zona de inestabilidad, manteniendo el menor número de uniones y pensando en aprovechar de manera eficaz distancias de tubería comerciales (6 [m]).

La línea verde punteada (diámetro de 3/8 [in]), siempre está por encima de la naranja (diámetro de 1/4 [in]) lo cual indica que una tubo de 3/8 de diámetro implicaría un mayor número de uniones; por lo anterior, se ha seleccionado un tubo con un diámetro de 1/4" y una longitud aproximada de 1 [m] como valores adecuados para la optima operación de la unidad desaladora.

A continuación se presenta un resumen de parámetros geométricos para el diseño del intercambiador considerando todas las especificaciones obtenidas en esta sección (4.3). Se hace un pequeño ajuste a la longitud del tubo considerando cortes equivalentes a partir de un tubo comercial de 6 [m] de longitud con claros de $\frac{3}{4}$ " tanto para el espejo fijo como el flotante.

Número de columnas	Diámetro de tuberías [in]	Longitud de tuberías [m]
14	$\frac{1}{4}$	0.96

Con esto se procede al diseño de cada una de las cámaras y al condensador siguiendo la metodología descrita en la sección 4.2 y utilizando los datos obtenidos en esta sección. Cabe señalar que según TEMA 9ª Edición, el diámetro mínimo a utilizar para tubos de baja aleación o aluminio, es de 5/8 [in] de modo esta unidad está en incumplimiento con esta norma, para alinear las especificaciones de la DMG con la norma TEMA se debe considerar escalar los flujos de la unidad desaladora.

4.4 Diseño termo-hidráulico de cámaras.

Los datos termodinámicos son los detallados en la sección 2.3, mientras que los datos geométricos son los expuestos en la sección 4.3.4. Haciendo referencia a los balances de masa y energía realizados en el capítulo 2, se desarrolla este subtema.

4.4.1 Datos iniciales termodinámicos para las tres cámaras.

Los balances y especificaciones técnico-térmicas, se ilustran en las siguientes figuras.

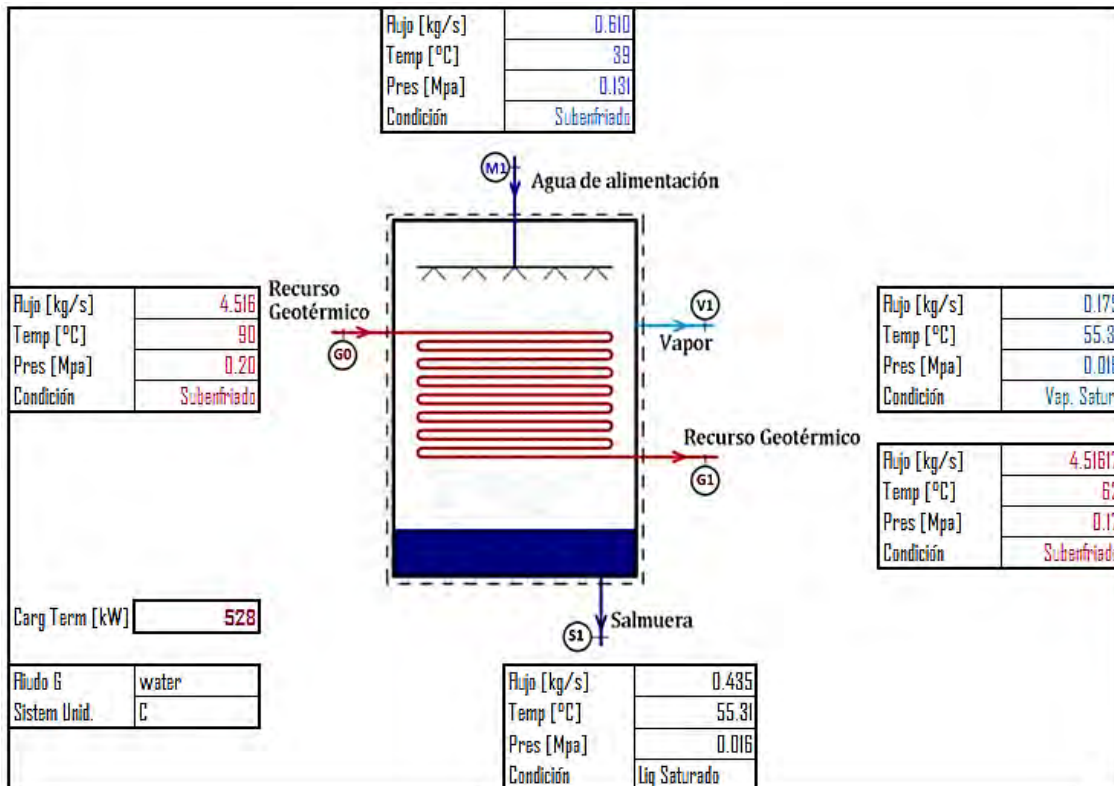


Figura 41. Esquematización de condiciones operativas de cámara I.



4.4.2 Resultados térmicos e hidráulicos.

Por simplicidad se han resumido los resultados referentes a estados termodinámicos, de diseño térmico y caída de presión en la Tabla 18, los cuales fueron realizados con todo el conjunto de correlaciones y expresiones algebraicas desarrolladas en el capítulo 3. Como se mencionó con anterioridad el método utilizado para definir el área de transferencia de calor es el método de la diferencia de temperaturas media logarítmica, que se detalla en el Anexo 2.

Tabla 18. Resultados termo-hidráulicos para cada efecto de la unidad DMG.

<i>Parámetros</i>	<i>Efecto 1</i>	<i>Efecto 2</i>	<i>Efecto 3</i>
<i>Temperatura teórica de ebullición [°C]</i>	55.3	51.9	46.6
<i>Temperatura real de ebullición [°C]</i>	56.2	53.0	47.8
<i>Producto [m³/día]</i>	14.92	14.47	15.44
<i>Tasa de transferencia térmica [kW/m²]</i>	39.6	16.4	17.4
<i>EVAPORADOR-CONDENSADOR</i>			
<i>Calor a transferir [kW]</i>	-	414	404
<i>Coefficiente convectivo externo [W/m²K]</i>	-	6,458	6,458
<i>Coefficiente convectivo interno [W/m²K]</i>	-	8,532	7,883
<i>Número de Re externo</i>	-	251.6	251.7
<i>Número de Re interno</i>	-	8,532	7,833
<i>LMTD [°C]</i>	-	9.4	8.2
<i>CGTC limpio [W/m²K]</i>	-	2,954	2,834
<i>CGTC sucio [W/m²K]</i>	-	2,296	2,148
<i>Área total [m²]</i>	-	23.1	23.1
<i>DP condensado [kPa]</i>	-	0.392	0.455
<i>DP demister [kPa]</i>	0.129	0.11	0.136
<i>EVAPORADOR-F. GEOTÉRMICO</i>			
<i>Calor a transferir [kW]</i>	528	81	99
<i>Coefficiente convectivo externo [W/m²K]</i>	6,950	5,074	5,017
<i>Coefficiente convectivo interno [W/m²K]</i>	8,650	5,844	9,190
<i>Número de Re externo</i>	340.7	234	208.7
<i>Número de Re interno</i>	15,874	14,787	16,481
<i>LMTD [°C]</i>	19.0	8.0	8.4
<i>CGTC limpio [W/m²K]</i>	3,075	2,171	2,699
<i>CGTC sucio [W/m²K]</i>	2,616	1,793	2,261
<i>Área total [m²]</i>	16.22	6.95	5.79
<i>DP interna [kPa]</i>	4.45	3.32	5.11

Se aclaran los siguientes puntos respecto a los datos obtenidos:

- La temperatura real de ebullición se obtiene considerando el desequilibrio en la temperatura de cambio de fase por efecto de gases incondensables y sólidos disueltos en el agua de mar (Anexo1).
- La suma de toda la producción diaria es de 44.8 [m³], cuando la de diseño fue de 40 [m³/día] de modo que se expresa un sobre diseño del 11% por efecto del área total de transferencia.
- La diferencia de presión del condensado se aplica a las cámaras 2 y 3 y es referente al vapor en condensación interna a los tubos, los cálculos se realizan según las secciones 3.7.2 y 3.7.3.
- La caída de presión en demister (eliminador de humedad) se aplica para el flujo de agua de mar evaporada según la sección 3.7.1.
- La diferencial de presión interna es referente al fluido geotérmico que circula por los tubos, se considera el efecto de los tubuladores y los cálculos se realizan según la sección 3.6.1.

Como resultado de las condiciones de operación: velocidad de los flujos, temperaturas y presiones de cambio de fase, los coeficientes globales de transferencia de calor calculados están entre $1,793 \text{ [W/m}^2\text{K]}$ y $2,616 \text{ [W/m}^2\text{K]}$, que son cifras cercanas a los valores actuales en algunas desaladoras operando en el mercado (MacDonald, 2005). Por otro lado, el flujo de calor por unidad de área se obtuvo entre $20 \text{ [kW/m}^2\text{]}$ y $40 \text{ [kW/m}^2\text{]}$, los intercambiadores de calor que involucran cambio de fase, pueden tener valores entre $10 \text{ [kW/m}^2\text{]}$ y $40 \text{ [kW/m}^2\text{]}$ (El-Dessouky H. , 1999). Lo anterior indica que se está dentro del rango aceptable para la operación de un intercambiador según las practicas convencionales para este tipo de plantas.

4.4.3 Resultados geométricos.

En la Tabla 19 han sido resumidos todos los resultados geométricos, algunos propuestos de acuerdo al análisis de parámetros, y otros obtenidos como resultado de los cálculos térmicos de la unidad desaladora. En cuanto a las especificaciones del eliminador de niebla (demister) fueron propuestos según el proveedor (HAT international, 2015).

Tabla 19. Resultados geométricos para el diseño de cada uno de los efectos de la unidad DMG.

Parámetros geométricos	Efecto 1	Efecto 2	Efecto 3	[Unidades]
EVAPORADOR-CONDENSADOR				
Área de Transferencia	-	23.2	23.2	[m ²]
Numero de tubos	-	560	560	
Numero de Pasos	-	2	2	
Diámetro nominal de tubos	-	¼	¼	[in]
Longitud de tubos	-	0.96	0.96	[m]
Espaciamiento entre tubos	-	1.3	1.3	
Número de columnas por paso	-	14.0	14.0	
Numero de filas por paso	-	20	20.0	
Material de tubos	-	Aluminio	Aluminio	
Conductividad térmica de tubos	-	90	90	[W/mK]
EVAPORADOR-F. GEOTÉRMICO				
Área de Transferencia	16.2	7.0	5.8	[m ²]
Numero de tubos	392	168	140	
Numero de Pasos	4	2	2	
Diámetro nominal de tubos	¼	¼	¼	[in]
Longitud de tubos	0.96	0.96	0.96	[m]
Espaciamiento entre tubos (S/D)	1.3	1.3	1.3	
Número de columnas por paso	14.0	14.0	14.0	
Numero de filas por paso	7.0	6.0	5.0	
Material de tubos	Aluminio	Aluminio	Aluminio	
Conductividad térmica	90	90	90	[W/mK]
ESPECIFICACIONES DEMISTER				
Diámetro de hilos.	0.20	0.20	0.20	[mm]
Densidad de empaquetamiento.	170	170	170	[kg/m ³]
Espesor de demister	0.1	0.1	0.1	[m]

4.5 Diseño termo-hidráulico de condensador.

Los datos termodinámicos son los detallados en la sección 2.3, mientras que los datos geométricos son los expuestos en la sección 4.3.4. Haciendo referencia a los balances de masa y energía realizados en el capítulo 2, se desarrolla este subtema.

4.5.1 Datos iniciales: Termodinámicos.

Los balances se ilustran en la siguiente figura:

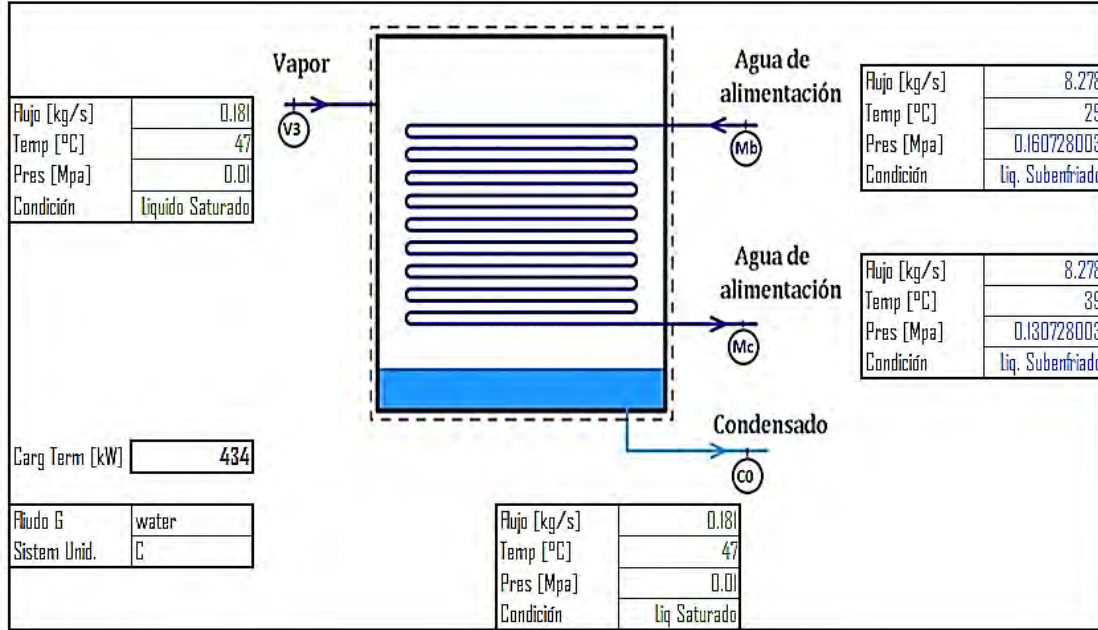


Figura 44. Requerimientos termodinámicos para condensador de la unidad DMG.

4.5.2 Resultados térmicos e hidráulicos.

Por simplicidad se han resumido los resultados referentes a estados termodinámicos, de diseño térmico y caída de presión en la Tabla 18, los cuales fueron realizados con todo el conjunto de correlaciones y expresiones algebraicas desarrolladas en el capítulo 3. Como se mencionó con anterioridad el método utilizado para definir el área de transferencia de calor es el método de la diferencia de temperaturas media logarítmica, que se detalla en el Anexo 2.

Tabla 20. Resultados termo-hidráulicos para condensador de la unidad DMG.

Temperatura real de condensación	46.6	[°C]
Flujo de agua de mar para condensación	8.3	[kg/s]
Energía térmica a extraer	434	[kW]
Flujo de calor de unidad	17.0	[kW/m ²]
Coefficiente convectivo externo	10,894	[W/m ² K]
Coefficiente convectivo interno	3,074	[W/m ² K]
CGTC limpio	1,719	[W/m ² K]
CGTC sucio	1,457	[W/m ² K]
Área de Transferencia total	25.6	[m ²]

Como se puede apreciar, el coeficiente global de transferencia de calor limpio calculado es de 1,719 [W/m²K], lo cual es un valor dentro del rango de valores más comunes, que están entre 1,000 [W/m²K] y 4,000 [W/m²K] para condensación de vapor de agua con agua (Sadik & Lu, 2010). Por otro lado, el flujo de calor obtenido es de 17 [kW/m²], los intercambiadores de calor que involucren cambio de fase, pueden tener valores entre 10 [kW/m²] y 40 [kW/m²] (El-Dessouky H. , 1999), lo anterior indica que se está dentro del rango aceptable para la operación de un intercambiador de este tipo según prácticas comunes en la industria.

4.5.3 Resultados geométricos.

En la Tabla 21 han sido resumidos todos los resultados geométricos, algunos propuestos de acuerdo al análisis de parámetros, y otros obtenidos como resultado de los cálculos térmicos de la unidad desaladora.

Tabla 21. Resultados geométricos para condensador de la unidad DMG

<i>Área de Transferencia total</i>	25.6	[m ²]
<i>Numero de tubos</i>	396	
<i>Numero de Pasos</i>	2	
<i>Diámetro nominal de tubos</i>	¼	[in]
<i>Longitud de tubos</i>	1.5	[m]
<i>Espaciamiento entre tubos (S/D)</i>	1.3	
<i>Número de columnas por paso</i>	20	
<i>Numero de filas por paso</i>	10	
<i>Material de tubos</i>	Aluminio	
<i>Conductividad térmica</i>	90	[W/mK]

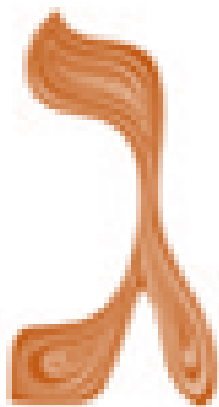


Capítulo

5

5. Análisis de Sensibilidad Técnico de Unidad DMG.

- 5.1. Introducción.
- 5.2. Definición del tipo de variables a evaluar.
- 5.3. Metodología de análisis de sensibilidad.
- 5.4. Resultados de variables primarias.
- 5.5. Diseño CAD para cámaras.
 - 5.5.1. Banco de tubos.
 - 5.5.2. CAD de cámaras de desalación.
- 5.6. Propuesta, de materiales para construcción.
- 5.7. Normativa nacional aplicable para construcción de DMG.



5 Análisis de Sensibilidad Técnico Para Unidad DMG.

5.1 Introducción.

En el área ingenieril el diseño de cualquier equipo siempre obedece a un conjunto de variables previamente definidas, y a partir de ellas la secuencia de actividades del proyecto tienen como propósito un producto útil y eficaz bajo ciertas condiciones, o mejor expresado bajo un punto de operación nominal; cuando las variables bajo las cuales se diseñó el mencionado equipo sufren cambios, se presenta una secuencia de variaciones positivas o negativas según el grado de desviación respecto a las condiciones de diseño, por ello el presente capítulo tiene como por objeto establecer un rango de operación máximo y mínimo para la unidad DMG mediante el análisis sensitivo de las variables bajo las cuales fue diseñada la desaladora.

Para el presente capítulo se tomarán como constantes aspectos geométricos de la unidad desaladora y se evaluará el grado de afectación que tendrán determinadas variables, cuando aspectos fuera del control humano sufren variaciones, en este caso se puede hacer mención del fluido geotérmico del cual no se tiene un control certero a lo largo de la vida útil del yacimiento que suministra dicho flujo.

5.2 Definición del tipo de variables a evaluar.

- A este punto es conveniente hacer una distinción entre los parámetros que se van a variar dentro de un determinado rango y aquellos que se han de analizar después de hacer el análisis de sensibilidad correspondiente:
- Variables primarias: Serán aquellas que se analizarán en determinado rango, éste rango será del $\pm 10\%$ de su valor nominal en operación.
- Variables secundarias: Corresponden a todo el conjunto de valores contenidos en el rango que ha resultado a partir de una variable primaria.
- Variables de interés: Aquellas variables que serán evaluadas y son resultado de los cálculos realizados con cada una de las variables secundarias.
- Variables de referencia: que son aquellos valores de las variables de interés bajo una operación nominal.

En primer instancia se deben identificar las variables primarias, a continuación se da una lista de cada una de ellas junto con una justificación del porque se han elegido para su evaluación.

- *Flujo másico geotérmico*: ya que es una variable dependiente del pozo geotérmico, y no se tiene un control total sobre esta.
- *Temperatura de fluido geotérmico*: esta variable depende del yacimiento y su comportamiento varía a lo largo de su vida de producción del pozo.
- *Presión mínima de vacío*: esta variable puede ser moderada mediante el sistema de extracción de gases (Anexo 4), se detalla el sistema de vacío propuesto, el cual utiliza aire como fluido motriz junto con un compresor, y por tanto su análisis tiene por objeto ver el consumo eléctrico principalmente.
- *Masa de agua de mar a cada cámara*: es importante conocer las variaciones que tendrá la operación de la unidad desaladora cuando se suministra mayor o menor cantidad de agua de mar a cada una de las cámaras.
- *Temperatura de agua de mar*: esta variable es ajena al control humano y por tanto vale la pena su análisis ya que estará presente a lo largo de todo el año durante la operación de la desaladora.

Por otra parte, también se deben obtener las variables de interés para poder evaluar el grado de desviación respecto a su valor en una operación nominal, esto con el propósito de establecer un límite de operación máximo y mínimo para las variables primarias. Para este caso en particular, se definen como variables de interés a:

- Factor de recuperación.
- El factor de concentración de sólidos máximo dentro de la unidad desaladora.
- Consumo eléctrico: que refleja tanto el incremento en consumo de bombas y del sistema de extracción de gases.
- Consumo térmico de la unidad desaladora.
- Tasa de transferencia de calor promedio de la unidad desaladora por unidad de área.

5.3 Metodología de análisis de sensibilidad.

En la sección 4.4 y 4.5, se obtuvo la geometría de cada uno de los efectos de la unidad desaladora manteniendo fijos los valores geométricos como: diámetro, longitud de tubos, separación entre tubos, el número y arreglo final del banco de tubos; con estos datos se procederá a hacer un análisis de sensibilidad para cada una de las cámaras bajo la siguiente secuencia:

1. Tomar y fijar los datos correspondientes a la geometría del banco de tubos: diámetro, longitud, espesor y pitch de tubos.
2. Tomar la variable primaria y obtener los rangos de $\pm 10\%$ a partir de ella, es decir sus correspondientes variables secundarias.
3. Iniciar el cálculo con las variables secundarias en orden creciente.
4. Proponer la temperatura de salida del fluido geotérmico de la cámara.
5. Determinar las propiedades termodinámicas de cada uno de los fluidos considerando las fases presentes, temperaturas y presiones.
6. Obtener los coeficientes convectivos para los fluidos involucrados durante la transferencia de calor, el coeficiente conductivo correspondiente al material de los tubos y con estos valores calcular el CGTC.
7. Obtener el calor total transferido desde el fluido geotérmico.
8. Obtener la diferencia de temperaturas media logarítmica despejándola de la ecuación $Q=U \cdot A \cdot (DTML)$, con ello, determinar la temperatura de salida del fluido geotérmico.
9. Obtener las variables de interés.
10. De los puntos 4 al 9, es un cálculo iterativo en el cual el objetivo es determinar la temperatura final de fluido geotérmico de la cámara de acuerdo a todas las variables secundarias para ajustar las variables de interés bajo el nuevo escenario hipotético de operación.

Los 10 pasos descritos anteriormente se realizarán para cada una de las variables primarias, y como se ha realizado con todos los cálculos en este documento se hará uso de hojas de cálculo de Excel y programación de funciones y/o procesos en Visual Basic. Para ordenar de mejor manera los datos y graficarlos, se ha optado por obtener los porcentajes de desviación respecto a las variables de referencia en el punto de operación, que se detallan a continuación:

<i>Tabla 22. Datos de Referencia en el Punto de Operación.</i>		
<i>Flujo total de agua de mar evaporada</i>	0.523	[kg/s]
	40	[m ³ /día]
<i>Salmuera desechada</i>	1.82	[kg/s]
	139	[m ³ /día]
<i>Recuperación</i>	27.1	[%]
<i>Potencia de bombeo total</i>	878	[W]
<i>Factor de concentración máximo</i>	1.40	
<i>Flujo de agua mar para condensación</i>	8.3	[kg/s]
<i>Consumo eléctrico</i>	20.9	[kWh/m ³]
<i>Consumo térmico</i>	1.405	[MJ/m ³]
<i>Flujo de calor promedio de desaladora</i>	24	[kW/m ²]

5.4 Resultados de variables evaluadas.

Todos los datos obtenidos para cada una de las variables primarias se presentan en los diagramas de la presente sección, donde se podrá observar el cambio de las variables de interés a lo largo de todo el rango de variables secundarias.

Se aclaran los siguientes puntos:

- Se presentan graficas que contemplan hasta un 10% absoluto de desviaciones para las variables de interés, y con un rango para las variables secundarias del 10% respecto a las variables primarias.
- Ya que los resultados para las variables de interés, se grafican en porcentajes, si se desea obtener el valor numérico de estas variables, únicamente se debe despejar de la siguiente ecuación (en color naranja); ya que ésta fue la expresión algebraica utilizada para obtener los porcentajes de desviación:

$$(\text{Porcentaje de desviación}) = \frac{(\text{Variable interés}) - (\text{Variable de referencia})}{(\text{Variable de referencia})} \cdot 100$$

Siendo la variable de referencia aquella mostrada en la Tabla 22. Los porcentajes de desviación se muestran en los Diagramas 20 al 23.

- En todos los casos se tiene un punto de convergencia o cambio de pendiente, el cual representa el valor de la variable secundaria (eje de abscisas) bajo una operación nominal o de diseño.
- Hacia la izquierda del punto de convergencia se muestra el rango de variables secundarias que están por debajo del punto nominal para la variable primaria asociada. Hacia la derecha se presenta el caso opuesto a lo anteriormente descrito.
- Únicamente se especificaran y describirán como variables afectadas, aquellas con mayor desviación porcentual.
- Se considera como variable afectada a aquella variable de interés con mayor desviación respecto a su valor de diseño (mayor pendiente en términos absolutos)

Para los Diagramas (20 y 21) cabe señalar que una desviación en la variable primaria por debajo del punto de diseño tiene un efecto adverso en las variables de interés, pero se tiene un efecto positivo en el caso contrario.

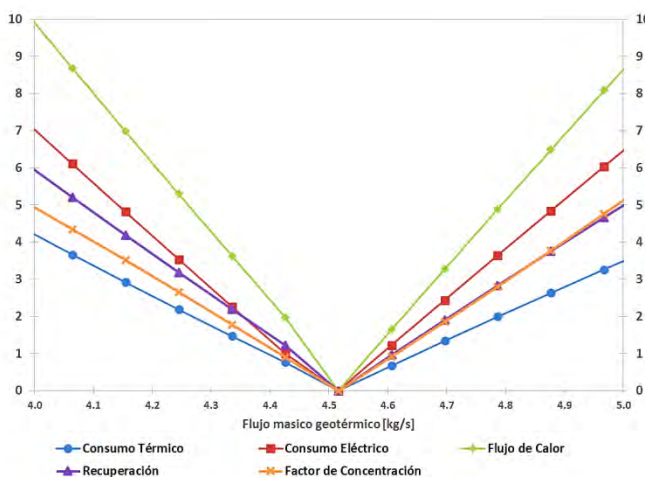


Diagrama 20. Desviaciones porcentuales para algunas variables de interés respecto al flujo másico geotérmico.

Para el diagrama 20. La variable primaria es el flujo geotérmico y la variable afectada es el flujo de calor, en este caso se debe a la variación de velocidad para el fluido geotérmico que circula por los tubos, ya que esta variable está directamente asociada al " U " y por lo tanto a la tasa de transferencia térmica.

La desviación está más remarcada para un flujo geotérmico menor al nominal ya que en este caso la velocidad del fluido dentro de los tubos disminuye, y a su vez el respectivo " h " afectando de manera negativa la transferencia de calor.

De manera, que *durante operación se prefiere una variación por arriba de la nominal para el flujo másico geotérmico.*

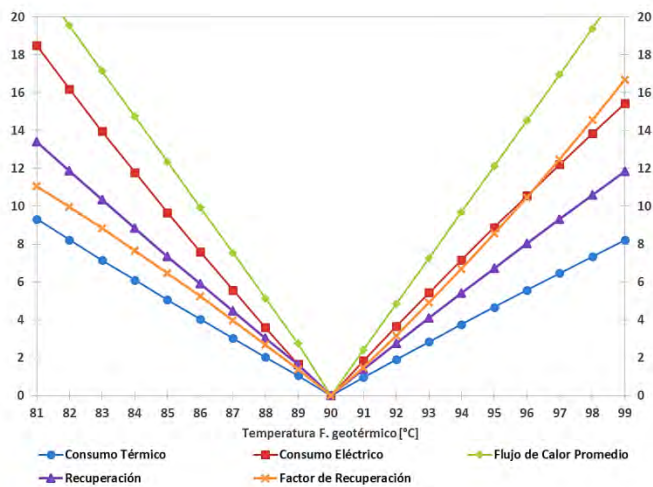


Diagrama 21. Desviaciones porcentuales para algunas variables de interés respecto a la temperatura de fluido geotérmico.

Los dos casos anteriores, abordan aspectos térmicos del fluido geotérmico. Y de acuerdo al comportamiento de yacimientos convencionales estas características térmicas irán en decaimiento al paso del tiempo, por lo tanto, bajo proyecciones a largo plazo, siempre se deberá contemplar el lado izquierdo de las gráficas respecto a los puntos operación nominal: flujo geotérmico de 4.52 [kg/s] y temperatura del mismo de 90 [°C].

Para las siguientes los Diagramas 22 y 23 a diferencia de los dos precedentes, la desviación en la variable primaria por debajo del punto de diseño tiene un efecto positivo en las variables de interés, pero se tiene un efecto negativo en el caso contrario.

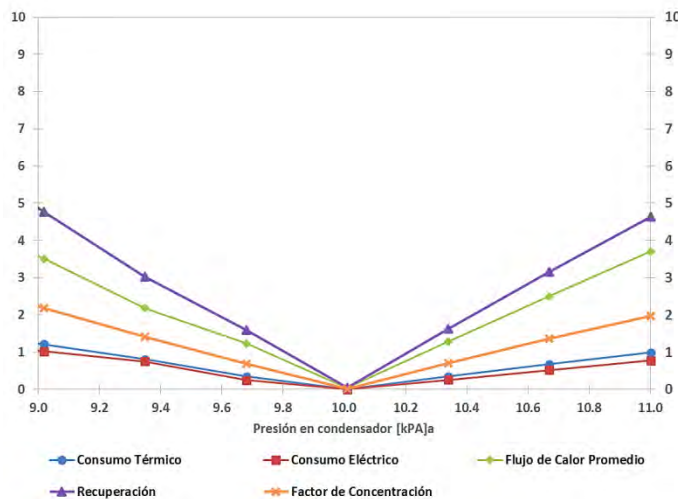


Diagrama 22. Desviaciones porcentuales para algunas variables de interés respecto a la presión de vacío en el condensador.

Para el Diagrama 21. La variable primaria es la temperatura del fluido geotérmico y la variable afectada es el flujo de calor, en este caso se debe a la cantidad de energía térmica contenida en el fluido geotérmico, que está directamente relacionada con la temperatura del mismo.

La desviación es simétrica respecto al punto de operación nominal, pero se hace la observación de que es desfavorable cuando la temperatura del fluido geotérmico es menor a la de diseño, ya que esto tendría como efecto una menor capacidad de producción de agua producto, por lo tanto, *durante operación se prefiere una variación positiva en la temperatura de la fuente de energía.*

Para el diagrama 22. La variable primaria es la presión de vacío en el condensador, la variable afectada es el porcentaje de recuperación, en otras palabras la cantidad de agua destilada se incrementa cuando se opera con una presión de vacío menor a la de diseño y en cierta medida es bueno ya que la producción incrementa, pero tiene sus adversidades operativas ya que se acelera el proceso de incrustación de sales sobre el haz de tubos, reflejándose en un mantenimiento de la unidad con mayor periodicidad, esto, sin considerar el incremento en el consumo eléctrico por parte del compresor que acciona al sistema de vacío.

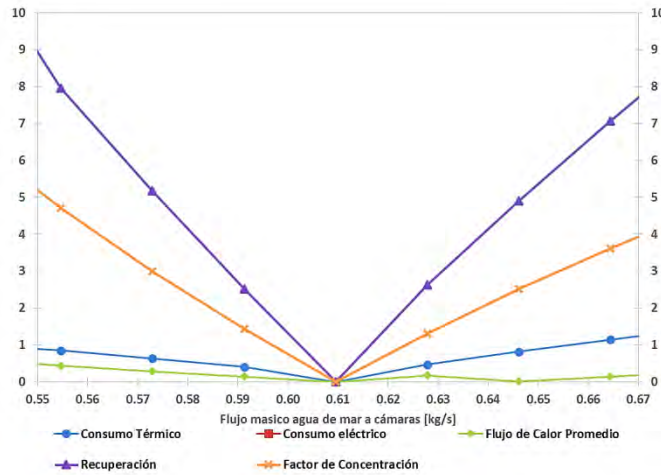


Diagrama 23. Desviaciones porcentuales para algunas variables de interés respecto al flujo de agua de mar suministrado a cámaras.

De las cuatro variables primarias analizadas, se observa lo siguiente:

La variación en la temperatura del fluido geotérmico es la que tiene mayor impacto en las variables de interés desde una perspectiva térmica, desafortunadamente ésta temperatura no puede ser controlada directamente ya que depende de la evolución y desempeño del yacimiento geotérmico. Para una seguridad operativa se recomienda mantenerse al margen de los $90\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 5\text{ }^{\circ}\text{C}$. En un caso extremo con un incremento de $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ para esta variable, implicaría una mayor producción pero un excesivo factor de concentración de sólidos, y por lo tanto, un ensuciamiento del haz de tubos severo.

Para el sistema de vacío no se observa un impacto relevante en las variables de interés desde una perspectiva térmico-hidráulica, sin embargo, sus implicaciones son monetarias. Por ejemplo, su punto de diseño es para un consumo de $20.9\text{ [kWh/m}^3\text{]}$ a $10\text{ [kPa]}_{\text{abs}}$ y una disminución en la presión de la cámara de hasta $7\text{ [kPa]}_{\text{abs}}$ implica un nuevo consumo de $22.0\text{ [kWh/m}^3\text{]}$ el cual debe ser cubierto monetariamente; independientemente del punto de vista, el sistema de vacío (Anexo 4) debe ser complementado por un análisis económico.

Tabla 23. Rangos de Operación recomendados para variables primarias que implican una afectación de $\pm 10\%$ en variables afectadas.

Variable Primaria	Rango de Operación (mínimo, <i>diseño</i> , máximo)	Variable Afectada	Valores en extremos de operación según el rango de variable primaria
Flujo geotérmico [kg/s]	3.99	Flujo de calor de la desaladora [kW/m ²]	21.8
	4.52		24.2
	5.0		26.3
Temperatura de flujo geotérmico [°C]	86.0	Flujo de calor de la desaladora [kW/m ²]	21.8
	90.0		24.2
	95.0		26.5
Presión de vacío [kPa] _{abs}	8.3	Recuperación respecto a agua de mar [%]	29.5
	10.0		27.1
	12.3		24.3
Flujo de agua de mar hacia cámaras [kg/s]	0.55	Recuperación respecto a agua de mar [%]	29.5
	0.61		27.1
	0.70		25.3

En la Tabla 23 se enlistan las variables primarias junto con su variable afectada, y un rango propuesto de operación para que las variables afectadas no excedan en un 10% respecto a su valor de diseño.

La temperatura para el agua de enfriamiento que se introduce al condensador también ha sido evaluada, pero no se reporta por implicar menos del 2% de desviación en otras variables, sin embargo para este parámetro se recomienda un sistema de control de flujo que controle la cantidad de agua de mar que es utilizada como agua de enfriamiento en el condensador considerando en todo momento la temperatura ambiente del agua de mar.

5.5 Diseño CAD y análisis CAE para cámaras de evaporación.

La presente sección se realiza para dar una idea didáctica sobre la configuración de las cámaras de evaporación. Sin embargo no se ha realizado un análisis CAE que asegure la estabilidad mecánico estructural de la unidad desaladora. Por lo cual esto, junto con un análisis económico debe atenderse a futuro.

5.5.1 Banco de tubos.

De estas dimensiones geométricas, se obtiene el modelo físico simulado para el banco de tubos de la primera cámara, como se ilustra en la Figura 45.

El banco de tubos de la Figura 45, consta de dos pasos, de acuerdo a lo establecido en la sección 4.3, el intercambiador debería ser de 4 pasos, por lo tanto para la unidad desaladora se requerirán dos haces de tubos como el mostrado.

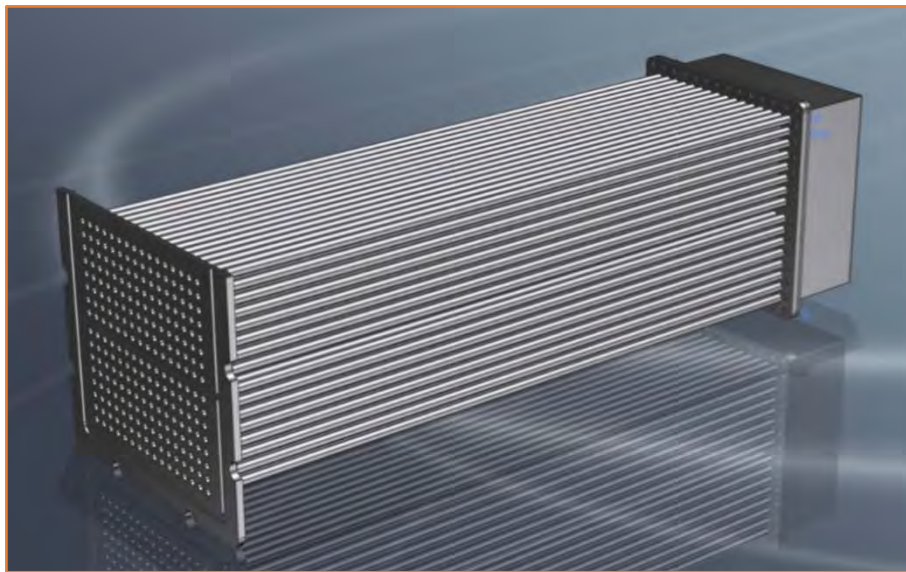


Figura 45. Banco de tubos para fluido geotérmico en primer efecto de la desaladora DMG.

La configuración de los haces de tubos de la primera y segunda cámara son idénticos en cuanto a especificaciones geométricas. En la Figura 46, se ilustra el banco de tubos para el condensador-evaporador de la segunda y tercer cámara. Este haz de tubos es de 2 pasos.

En tanto para el intercambiador por el cual circula el fluido geotérmico su correspondiente banco de tubos se esquematiza en la Figura 47. Este haz de tubos es de 2 pasos.

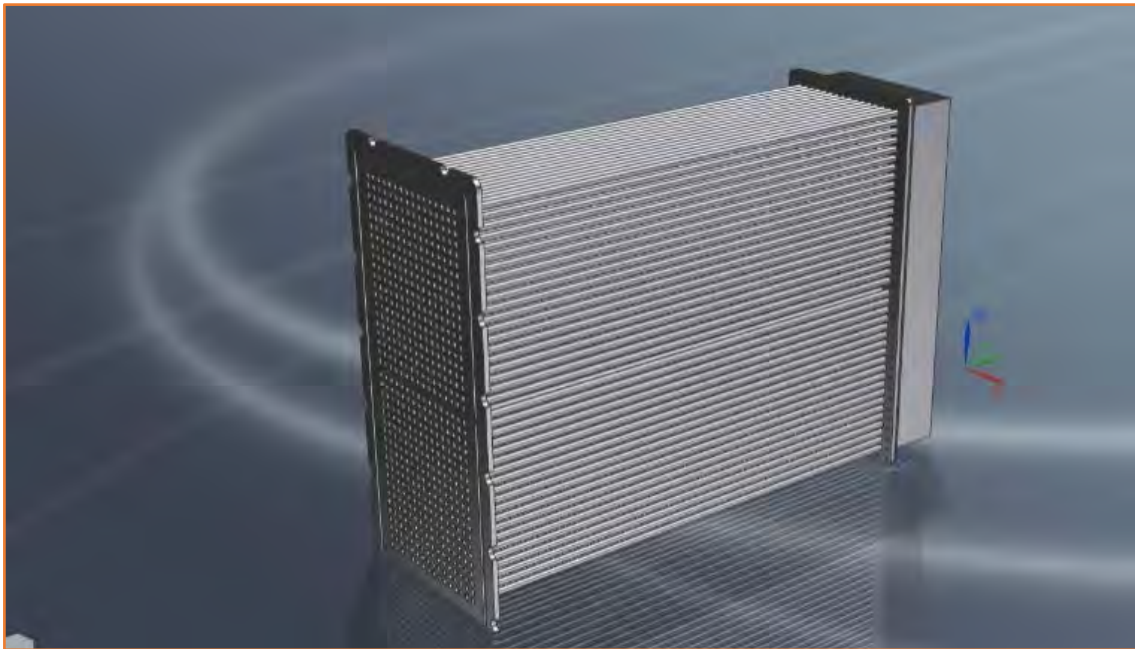


Figura 46. Banco de tubos para vapor en condensación en segundo efecto de la desaladora DMG

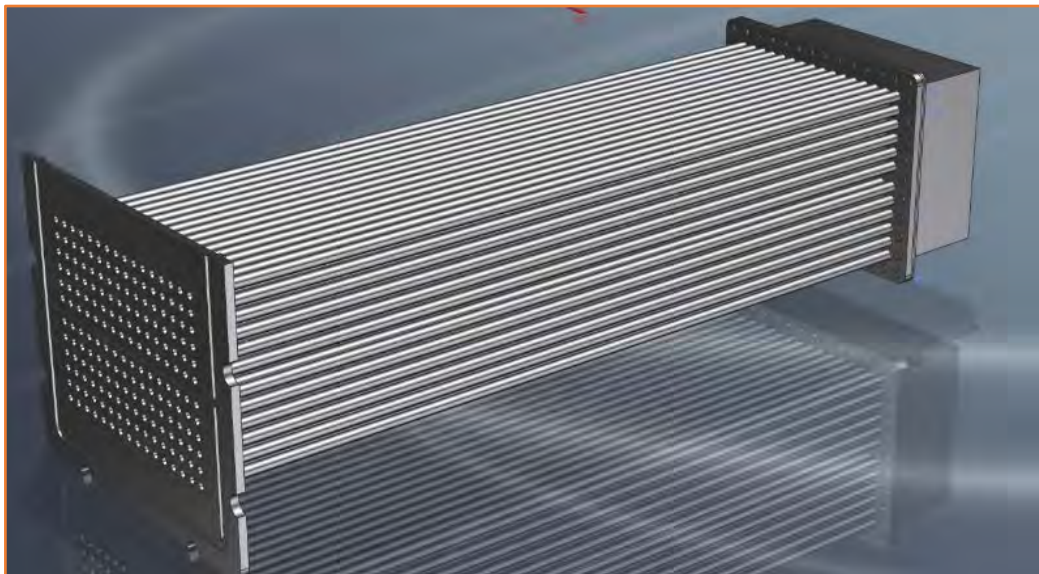


Figura 47. Banco de tubos para fluido geotérmico en segundo efecto de la desaladora DMG.

5.5.2 CAD de cámaras de desalación.

El diseño CAD para el primer efecto, se ilustra en la Figura 48. La Figura detallada para el segundo y el tercer efecto se esquematiza en la Figura 49. Es poco apreciable, pero el volumen entre ambas cámaras varía, debido principalmente al volumen específico del vapor a la presión de evaporación.

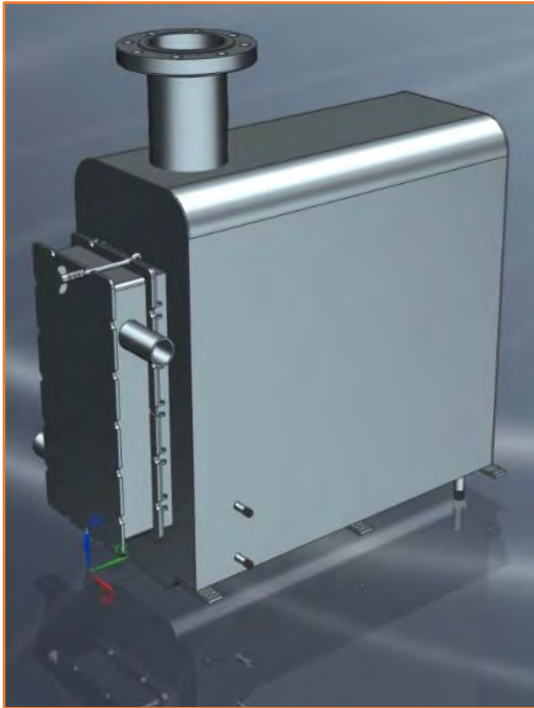


Figura 48. Ensamble para primera cámara de desaladora DMG.



Figura 49. Ensamble para segunda cámara de desaladora DMG.

5.6 Propuesta de materiales para construcción.

La configuración física de la unidad desaladora está fuera de un diseño común para un intercambiador de calor que sigue las normas convencionales, sin embargo, cuenta con la mayoría de los elementos estructurales de un intercambiador. En la Tabla 24, se hace un desglose de los componentes que integran cada uno de los efectos, así como una propuesta de material (de acuerdo a ASME), y una justificación para el mismo.

Tabla 24. Materiales propuestos para la construcción de los efectos o cámaras de la DMG.		
Componente	Materiales propuestos	Justificación
Cabezal o bonete. Tapa de cabezal. Placa de partición cabezal fijo. Placa de partición cabezal móvil.	1. Cualquier aleación de acero inoxidable Tipo 304 o superior. 2. SA-516 Gr.60 +Cladding (SA-240 Tipo 321). 3. Se puede utilizar un acero de forja de baja aleación ya sea de placa o forja como el SA-516 (60 o 70) o el SA-266 Gr. 1 o 2.	1. Este material se recomienda por ser del tipo SS. Puede ser cualquier acero inoxidable. Para no generar un par galvánico con la envolvente 2. Esta opción se recomienda por ser más económica, el cladding debe tener mínimo 3 mm de espesor. 3. Esta opción es la más económica pero se prevé una limpieza química más concurrente.
Tubos.	1. SB-165 (recocido o bajo relevado de esfuerzos). [~70Ni-30Cu]	1. Es una aleación de Cu-Ni ampliamente usada para servicio de agua de mar, y la especificación SB-165 fue realizada para tubos específicamente.

Envolvente.	1. SB-265 Gr. 12 (Titanio).	1. Por su aplicación estandarizada en servicios de agua de mar.
Tapa de envolvente.	2. SA-182 F 57 (SS-Mo). [25Cr-7.2Ni-3.5Mo]	2. Por el contenido de Molibdeno y Cromo, recomendado para ataque por cloruros.
Boquillas de envolvente.	3. Cualquier aleación de acero grado 317L o superior. [19Cr-13Ni-3Mo]	3. Por el contenido de Cromo, Níquel y Molibdeno, es más común en el mercado.
Placa de refuerzo boquillas.	4. SA-516 con recubrimiento epóxico.	4. Por su bajo costo respecto a los otros materiales, pero resulta desventajoso por la presión de vacío.
Mampara longitudinal superior.		<i>No se puede usar ningún acero inoxidable del tipo austénico, tiene que haber presencia de molibdeno en la aleación.</i>
Soporte de haz de tubos.		
Espejo fijo.		
Espejo móvil.		
Tapa de cabezal móvil.		
Cabezal móvil.		
Separador de humedad (demister).	Cualquier acero inoxidable tipo 317L o alguna aleación que contenga Mo (molibdeno) en su microestructura.	Debido al servicio bajo el que estará sometido se recomienda este acero por su contenido de molibdeno y su disponibilidad en el mercado.
Espárragos.	SA-193 Gr. B7M. Cadminizado.	Es el material estándar utilizado para esta aplicación. Para las bridas en contacto con los fluidos del circuito a vacío se recomiendan bridas con cara tipo RTJ, así mismo para boquillas menores a 2" de diámetro, es necesario utilizar bridas con cuello integral tipo LWN (según prácticas industriales), para todas las demás, WN.
Tuercas.	SA-193 Gr. B7M. Cadminizado.	
Brida entrada/salida cabezal.	SA-105	
Brida entrada agua envolvente.	SA-105	
Brida salida salmuera.	SA-105	
Brida salida vapor.	SA-105	
Estructura.	La estructura puede realizarse de acero estructural SA-36, sin embargo debe ser galvanizada por inmersión en caliente, debido principalmente al tipo de ambiente donde operará la unidad desaladora.	
Ánodos de sacrificio en envolvente.	Magnesio.	Por el tipo de fluido manejado, se recomienda ampliamente utilizar ánodos para protección galvánica de magnesio, su diseño e instalación se especifica en el párrafo 5.1.17.2 y los anexos 12.4 y 12.5 de la NRF-090-Pemex-2013.
Empaque lado envolvente.	Grooved Kammprofile con alma de acero inoxidable y como material de sello PTFE (Teflón-Politetrafluoroetileno) o grafito flexible.	
Empaques boquilla envolvente.		
Empaques boquilla tubos.		

5.7 Normativa nacional aplicable para construcción de dispositivo.

La normativa internacional de uso general utilizada para el diseño de equipos de intercambio de calor cubre expectativas del tipo mecánico, térmico y operacional; los principales códigos o normas a seguir son: TEMA, ASME (Secc. V, VIII, IX), API (660), principalmente. Sin embargo, en México hay varios organismos gubernamentales que han tenido que generar su propia normativa para cubrir necesidades específicas que tienen relación con su objeto social, algunos de ellos son CFE, PEMEX, SENER, SAGARPA, entre

otros. Para el presente caso, se ha determinado seguir las especificaciones de PEMEX para la consideración de diversos factores que a criterio del autor darán una buena guía para la construcción de la unidad desaladora.

La normativa de Pemex tiene como objetivo estandarizar parámetros de diseño para los diversos servicios que se utilizan dentro de su corporativo. Como se sabe su principal giro es la explotación de hidrocarburos, así como la refinación y transporte de los mismos. Su normativa es basta e intenta cubrir cada aspecto que tenga influencia directa dentro de su objeto social.

En la Tabla 25, se enlistan determinadas normas de Pemex, junto con las consideraciones y aspectos más relevantes aplicables a la unidad desaladora.

Tabla 25. Normas nacionales aplicables a la unidad desaladora geotérmica.

<i>Código</i>	<i>Nombre</i>	<i>Puntos a Considerar</i>
NRF-009-PEMEX-2012	Identificación De Instalaciones Fijas.	Especificación de colores por código para la identificación de determinados equipos. Para el caso presente, si es que no se pone recubrimiento a la unidad desaladora o se pone, la pintura de acabado para el equipo sería un Blanco puro RAL 9010. Para la estructura (ya que será necesario elevar la plataforma por arriba de los 2.5 (m)) será en Verde Amarillento RAL 6018 para los elementos estructurales principales y Verde Cromo RAL 6020 para elementos secundarios. Para las silletas y placas de anclaje con o sin protección contra incendio deberá ser color Pardo Ocre RAL 8001. Todos los motores y bombas de color Verde Reseda RAL 6011. Tuberías con anillos a cada determinada longitud de color Amarillo RAL 1003 y Flechas color Negro RAL 9004 para indicar la dirección del flujo.
NRF-020-PEMEX-2012	Calificación Y Certificación De Soldadores Y Soldadura.	Procedimientos de soldadura para diversos materiales, certificación de soldadores y soldaduras.
NRF-028-PEMEX-2010	Diseño Y Construcción De Recipientes A Presión.	Especificaciones para diseño mecánico, selección de materiales. Determinaciones de presiones y temperaturas de diseño y pruebas hidrostáticas y/o neumáticas. Rangos de corrosión permisibles. Procedimientos de soldadura de acuerdo a materiales. Tratamientos térmicos y temperaturas adecuadas para relevado de esfuerzos después de soldadura. Pruebas y exámenes no destructivos: RT, UT, LP, VT, MT, PH, de dureza, de impacto. Especificaciones de limpieza recubrimientos y coloración de acabados. Procedimiento y especificaciones para embalaje, transporte y almacenaje. Documentación entregable. Especificaciones de placa de identificación. Especificaciones para servicios especiales.
NRF-032-PEMEX-2012	Sistema De Tuberías En Plantas Industriales- Diseño Y Especificaciones De Materiales.	En general todo para el sistema de conducción de fluidos.
NRF-034-PEMEX-2011	Aislamiento Térmico Para Altas Temperaturas En Equipos Recipientes Y Tuberías Superficiales.	Materiales y procedimientos usuales para aislamiento térmico para conservación de calor o protección de personal. Estándares económicos para aplicación. Procedimiento para selección de material termoaislante. Para el caso presente, se recomienda un recubrimiento de lana de roca de 76 [mm] de espesor, por los rangos de temperatura.
NRF-053-PEMEX-2006	Sistemas De Protección Anticorrosiva a Base De Recubrimientos Para Instalaciones Superficiales.	Métodos y procedimientos para preparación de superficies así como la aplicación de recubrimiento según el servicio y medio ambiente de operación. Para el presente caso, se recomienda un sistema 3 como recubrimiento, el cual debe llevar una limpieza a metal blanco SP-5, una capa primaria rica en Zinc RP-4B

		(75-200 micras), una capa secundaria epóxica RA-26 (125-150 micras) y un acabado de poliuretano acrílico alifático RA-28 (75-100 micras).
NRF-090-PEMEX-2013	Cambiadores De Calor: Envolverte-Haz De Tubos.	Especificaciones en cuanto a diámetros, pesos y longitudes nominales para la construcción del haz de tubos. Bases de diseño mecánico. Se debe complementar con NRF-028-Pemex-2010.
NRF-150-PEMEX-2011	Pruebas Hidrostáticas De Tuberías Y Equipo.	Metodología par aplicación de pruebas hidrostáticas a diversos equipos. A partir de esta norma es recomendable obtener la presión de prueba hidrostática.
NRF-156-PEMEX-2008	Juntas Y Empaques.	
NRF-281-PEMEX-2012	Protección Anticorrosiva A Base De Galvanizado Por Inmersión En Caliente.	
NRF-296-PEMEX-2013	Embalaje Y Marcado De Equipo Para Su Transporte Terrestre Y A Costa.	
Manual de diseño de obras Civiles de CFE para sismo 2008 y viento 2008 (adenda 2012).	Son requeridos para el diseño estructural de la unidad desaladora ya que estará montada sobre una estructura por arriba del nivel de suelo. Habrá que clasificar la zona, respecto al propio manual y aplicar la metodología allí descrita.	

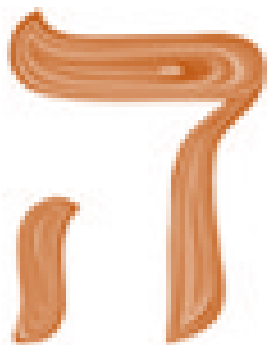
La disponibilidad de estas normas y otras, son del dominio público y es por medio de Pemex que se pueden obtener. De igual manera, la propuesta de normativa nacional no es tajante, y de hecho se recomienda apoyarse en otras normas o códigos de estandarización para la correcta construcción de la unidad desaladora, en especial si se quiere que tenga impacto a nivel comercial.



Capítulo

6

6. Conclusiones.



6 Conclusiones.

Como se expresa en el Capítulo 1, la disponibilidad actual de energía a base de recursos renovables en México es basta y unida a la cantidad de necesidades básicas en el país que van ganando terreno a lo largo del país, ofrecen la oportunidad de implementar proyectos como la DMG entre otros; es importante reconocer que este tipo de proyectos deben llevar de la mano la calidad constante del servicio que ofrecen a un coste rentable y principalmente ser adaptables a las necesidades del mercado en el que compiten, esto último siempre va a significar un reto social, monetario, incluso político y tecnológico; aspectos que deberá cumplir el proyecto DMG y por ende los integrantes del mismo.

Las conclusiones más relevantes del capítulo 2, son extraíbles de una comparación entre la Tabla 5 y la tabla 17 principalmente. En estas tablas, se observa que hay sistemas desaladores convencionales con un factor de recuperación de hasta un 33% respecto al agua de mar suministrada, lo cual al ser comparado con el factor de recuperación de la unidad DMG de 26% hace pensar en una desventaja para el sistema desalador, sin embargo la unidad desarrollada por grupo iiDEA es del tipo modular, lo cual la hace mas manipulable tanto para operación e instalación. Otro punto crítico y adverso a primera vista para el sistema DMG es su alto consumo eléctrico de 19 [kWh/m³] comparado con el de un sistema convencional de hasta 1.5 [kWh/m³], sin embargo el insumo térmico para un sistema MED o MSF está fuertemente ligado al costo de hidrocarburos, el cual usualmente se encuentra por arriba del costo de extracción de fluido geotérmico, esto representa otra ventaja para el sistema DMG.

Como conclusión general de la sección 2, la real ventaja o desventaja del sistema DMG respecto a las unidades convencionales se verá reflejado después de un análisis económico, ya que de manera teórica el sistema DMG opera bajo condiciones dentro del rango industrial, pero desde esta perspectiva se deja de lado la ventaja monetaria que ofrece el utilizar un fluido geotérmico.

De las correlaciones recopiladas en el capítulo 3 y centrando la atención en el tipo de flujo descendente pelicular que experimenta el agua de mar durante su paso al haz de tubos, se pueden observar los siguientes puntos:

- a) El flujo pelicular descendente sobre un banco de tubos puede experimentar tres regímenes de flujo como se expuso en la sección 3.5, los regímenes de transición ocurren a diversos números de Reynolds enlistados en la sección 3.5.3, como se observa, esta transición depende del número de Galileo, el cual relaciona las fuerzas gravitacionales, es decir, el propio peso del fluido, y las fuerzas viscosas del flujo, en primera instancia se advierte que el peso del fluido no es una variable del dominio humano, sin embargo la viscosidad si puede ser modificada mediante un precalentamiento del fluido, esta acción tendría como efecto un incremento en el número de Galileo y a su vez en el número de Reynolds de transición; citando la ecuación de la sección 3.2.3 referente al Re para película descendente, se deduce que sería necesitaría una mayor cantidad de flujo de agua de mar para pasar de un régimen a otro conforme se incrementa la temperatura del fluido externo a los tubos.
- b) El número de Galileo y el número de Arquímedes son análogos, esto se puede corroborar con la información de la sección 3.2.3.
- c) Tomando como referencia las correlaciones de la sección 3.6.3, el número de Nusselt para una película descendente es directamente proporcional al número de Reynolds y al número de Prandtl (sección 3.5.3), pero inversamente proporcional al número de Arquímedes, este último número se describe en la sección 3.2.3. De modo que al tener un incremento en la temperatura del agua de mar que alimenta a la cámara se obtiene un efecto adverso para el coeficiente convectivo, ya que al ocurrir esto la viscosidad del flujo disminuye dando lugar a las fuerzas gravitacionales del flujo e incrementando el número de Arquímedes, lo cual se refleja en una disminución del número de Nusselt.
- d) Basándose en lo anterior, se puede decir que el coeficiente convectivo para el agua de mar va en decremento conforme transita sobre cada uno de los tubos de transferencia, de modo que la máxima transferencia de calor local, se da en los tubos localizados en la parte superior de la unidad desaladora, donde el agua de mar tiene una relativa baja temperatura y la diferencia de temperaturas entre los flujos externo e interno al tubo es mayor.
- e) Considerando los puntos anteriores un flujo a alta temperatura sobre un banco de tubos favorecerá un régimen del tipo goteo, y como se detallará más adelante, éste tipo de régimen es adverso a una buena transferencia de calor. Una manera

de evitarlo es incrementando el flujo másico de agua de mar que alimenta a cada una de las cámaras, ésta última deducción apoya al diseño de cámaras desaladoras de mayor capacidad volumétrica para tener una operación más estable y eficaz.

En la sección 3.4.1 se habló de insertos helicoidales al banco de tubos como un mecanismo para la mejora del coeficiente pelicular para el flujo interno, ya que al ser un líquido no ofrece las ventajas térmicas que un fluido en cambio de fase por ejemplo. Otra razón por la cual se proponen los turbuladores helicoidales es para ofrecer un material que actúe como una superficie de nucleación para la sílice y otros componentes presentes en el fluido geotérmico, que usualmente tienen efectos adversos en la transferencia de calor. Queda como trabajo a futuro evaluar la rentabilidad de utilizar estos insertos cuando la unidad desaladora se encuentre operando.

La característica de mayor relevancia para el diseño de la unidad desaladora será un análisis minucioso al comportamiento de la película descendente sobre el banco de tubos, de la cual dependerá la transferencia de calor y por ende la efectividad y capacidad de producción de la DMG. El comportamiento del flujo descendente está en función del número de Reynolds, y que acuerdo a la sección 3.2.3 será proporcional al flujo que es suministrado a la cámara, pero como previamente fueron establecidos los flujos en la sección 2.3.6, las únicas variables a manipular son las referidas a la geometría del dispositivo de transferencia, es decir, del banco de tubos, para ello se recurre al Diagrama 16 del cual se extrae lo siguiente:

- f) La forma asintótica de cada una de las líneas correspondientes a las diferentes longitudes de tubo indica que longitudes grandes de tubos favorecen un régimen del tipo goteo, mientras que las longitudes pequeñas tienen a una patrón de flujo más favorable para la transferencia de calor, este diagrama muestra que para tener un buen rendimiento térmico de la unidad desaladora se deben considerar distancia relativamente pequeñas y un bajo número de columnas sobre las cuales se atomizará el agua de mar.

Pasando ahora al Diagrama 17, donde se considera la iteración térmica de ambos fluidos, se observan los siguientes puntos:

- g) Respecto al número de columnas propuestas se obtiene un número de filas, es decir, un área que cumple con los requerimientos de la unidad desaladora, para diferentes longitudes de tubo (líneas continuas); sin embargo de este diagrama se observan un conjunto de discontinuidades, como es de suponerse las discontinuidades inferiores corresponden al número de columnas, que combinadas con un número de filas presentarían un transición entre un régimen del tipo chorro a goteo, mientras que las discontinuidades superiores representar una transición de un patrón de tipo hoja descendente a uno tipo chorro para determinado número de filas y columnas.
- h) El coeficiente convectivo tiene un comportamiento similar al número de filas resultantes para diferente cantidad de columnas (ver Diagrama 17), de la misma manera se evidencian dos discontinuidades referentes a zonas de transición de un tipo de régimen a otro.
- i) Se observa que para ambas variables analizadas en el Diagrama 17 no se debe operar bajo un régimen del tipo goteo, ya que un régimen de este tipo lleva a tener un área casi constante, esto se puede observar en el mencionado diagrama justo donde las líneas continuas parecen alcanzar una asíntota en la parte inferior; de manera que se puede decir que un patrón descendente del tipo goteo no aporta un beneficio a la transferencia de calor, de hecho el coeficiente convectivo del agua de mar disminuye, sin embargo si se puede incitar a la aparición de zonas secas generando afectaciones mecánicas al haz de tubos como flexiones o incrustaciones excesivas de sólidos propios del agua de mar.
- j) Algo relevante que nace de la experiencia industrial para intercambiadores de calor, es la facilidad de operación y mantenimiento cuando se utilizan haces de tubos simétricos, ya que de esta manera pueden ser intercambiados sin haber problemas de ensamble posteriores a la limpieza. En el Diagrama 17 se muestra una línea recta con una relación de 0.5 entre el número de filas y el de columnas, recordando que cada haz de tubos es de dos pasos, la finalidad de esta línea es atravesar todos los puntos donde se tiene un arreglo cuadrado. El valor más conservador se encuentra por arriba de un patrón tipo goteo para agua de mar es para una longitud de de 1 [m] con, 14 columnas y 7 filas por paso, también una

longitud de 0.8 [m] es óptima, para una matriz de 16x8 por paso, pero esto implica mas uniones, lo cual como se verá adelante no propician una buena transferencia de calor.

- k) Para longitudes de tubos pequeñas, se tiene un excesivo número de tubos de transferencia ya que el área requerida así lo exige. Pero si se recuerda al Diagrama 16, el número de Reynolds para flujo externo es grande, de modo que también lo es el coeficiente convectivo del agua de mar, sin embargo, el hecho de tener una gran cantidad de tubos, incrementa el área de paso del flujo interno afectando de manera negativa a la velocidad del agua de mar y al mismo tiempo su capacidad de transferencia térmica, de modo que no se pueden considerar distancias tan pequeñas para el haz de tubos ya que térmicamente no resultarían efectivas.

Del diagrama 18, se puede extraer lo siguiente.

- l) Dada la producción de diseño de 40 [m³/día] no se deben utilizar por ningún motivo tubos de más de 2.1 [m] de longitud, ya que habrá presencia de zonas secas, las cuales no son deseables para la operación de ningún intercambiador en cambio de fase.
- m) El número de uniones (filas y columnas) tiene un comportamiento exponencial a bajas longitudes por lo expuesto en el inciso k). En este diagrama se aprecia mejor.
- n) Hay un cruce existente entre las líneas correspondientes al flujo de calor y al número de uniones que para el caso presente no es parámetro de análisis, sin embargo se explica: el número de tubos excesivo disminuye la velocidad del flujo interno y la caída de presión lo cual es benéfico hablando monetariamente, y dado que el número de uniones o tubos, es inversamente proporcional a la velocidad del fluido, si tiene que a mayor número de tubos es menor la caída de presión, el cruce del que se habla al inicio de este inciso, también corresponde a un punto óptimo donde la caída de presión y la transferencia de calor son propicias para un desempeño térmico adecuado de la unidad, claro está, que para verlo monetariamente la transferencia de calor está íntimamente ligada a un consumo térmico, y a su vez relacionada directamente con un costo monetario; de igual forma la caída de presión representa una potencia de bombeo y un consumo energético de valor monetario.
- o) El pico de las curvas relacionadas con el flujo de calor representa valores óptimos entre los coeficientes de convección para ambos flujos y por ende una transferencia de calor en su punto más elevado. Complementando esto con el inciso anterior, se demuestra que una óptima transferencia de energía térmica en un intercambiador de calor no representa un bajo coste monetario por pérdidas de carga en los fluidos que intervienen durante el proceso.
- p) Por prácticas en la industria donde se tienen rangos de operación con flujos de calor entre 20 [kW/m²] y 40 [kW/m²], y considerando no entrar a la zona de régimen tipo goteo, los únicos diámetros permisibles para el diseño de los equipos del presente trabajo pueden ser de 3/8" y 1/4", adicionalmente bajo la consideración de que la potencia de bombeo no es limitante para el proceso, es como se dedujo que bajo las condiciones dadas en el Capítulo 2, el diámetro de 1/4" con una longitud de 1 [m] y un haz de tubos de 14x7, es la condición geométrica bajo la cual la DMG tiene una operación confiable. A la longitud anterior habrá que disminuirle la distancia referente a los espejos y a la pequeña proyección en los extremos, que por norma debe estar entre 1.5 [mm] y 3 [mm].
- q) Los parámetros de operación resumidos en la tabla 18 son muy semejantes pero no iguales, habrá que recordar que las propiedades térmicas del fluido de aporte de calor varían a lo largo de las tres cámaras disminuyendo su capacidad de transferencia térmica, lo cual se observa fácilmente en el decaimiento gradual del flujo de calor a lo largo de las tres cámaras.

Uno de los objetivos del capítulo 5, ha sido determinar un rango de operación para la unidad desaladora basándose en un análisis de sensibilidad de variables, el comportamiento de la unidad se puede pre-visualizar en los Diagramas 20-23. Se resume lo siguiente:

- r) La variable más crítica es la temperatura del fluido geotérmico, ya que una desviación en esta variable provoca alteraciones muy notorias en las otras respecto al punto de diseño (Diagrama 21), por tanto, se debe tener cuidado en el mantenimiento de la temperatura inicial para el fluido de aporte energético. Por otro lado, en el Diagrama 21 se nota una

simetría respecto a las desviaciones de las llamadas variables de interés en todo el rango de las variables secundarias (véase sección 5.2), excepto el consumo eléctrico cuando la temperatura de fluido de aporte esta por arriba de los 90 [°C], la explicación radica en que a una temperatura mayor se genera mayor cantidad de vapor en la cámara desaladora respecto al punto de diseño, es decir, se incrementa la cantidad de masa de vapor en el volumen de la cámara (disminuye el volumen específico), termodinámicamente esto origina una elevación en la presión parcial bajo la cual está operando el primer efecto de la DMG, en otras palabras es menor el vacío que se requiere y por lo tanto el consumo energético del eyector para su operación.

- s) Otra variable sensible es el flujo másico de agua de mar, cuyos efectos se ven de manera notoria en el porcentaje de recuperación de agua producto; cuando se suministra menor cantidad de agua a la cámara es mayor la recuperación ya que gran cantidad del calor suministrado por el fluido geotérmico se utiliza para una evaporación extra en vez de un precalentamiento como ocurre cuando es mayor la cantidad de flujo de agua de mar suministrado a la cámara respecto al punto de diseño. En general no se recomienda operar la unidad desaladora con un flujo de agua de mar por cámara por arriba del rango dado en la Tabla 23. La desviación en el consumo de energía eléctrica al variar la cantidad de agua de mar suministrada a las cámaras, es despreciable por ser un flujo pequeño y utilizar bombas, en el presente trabajo el consumo eléctrico depende principalmente del vacío.
- t) Las desviaciones en las variables de interés cuando la presión de vacío se mueve respecto a su punto de diseño, no son tan remarcadas. Sin embargo, el sistema de vacío está compuesto por un compresor de aire, cuyo consumo eléctrico es notable, de manera que esta variable es la preponderante para un futuro análisis económico. Dentro del Anexo 4, en el Diagrama 27 se presenta el punto óptimo de operación para el compresor, este diagrama se obtuvo forzando al sistema a generar 10 [kPa]_{abs} de presión en la primera cámara variando la presión de fluido motriz y a la vez la tasa de arrastre. El punto de diseño del eyector se muestra en la Tabla 28 dentro del anexo antes citado.
- u) Queda como trabajo a futuro el diseño mecánico de la unidad desaladora, se recomienda respetar la normativa TEMA 9ª edición, allí se especifican las metodologías de diseño, ensamble, operación y montaje, la mayoría con el respaldo de prácticas industriales. También es muy recomendable considerar el código ASME Edición 2015, sección VIII, para el diseño del recipiente, la sección IX para especificaciones concernientes a la soldadura y la sección V para las pruebas no destructivas que apliquen antes de poner en operación la unidad.
- v) La propuesta de materiales se ha realizado basándose en experiencia industrial. Como sugerencia no se debe utilizar un acero austenítico para que este en contacto con agua de mar, a menos que tenga un porcentaje de molibdeno por arriba del 2.5%. Para evitar la pérdida de vacío es ampliamente recomendable conexiones con cara tipo RTJ, conexiones clase ISO# son más que suficientes para mantener una operación segura.
- w) La agresividad química del fluido geotérmico debe ser atacada desde todos los puntos de vista: tratamientos químicos, mejora de materiales, tratamientos mecánicos, y no dejar en manos de una sola de estas variables todo el efecto adverso del fluido geotérmico.
- x) La normativa de Pemex es más que suficiente para su aplicación en el país ya que cubre perfectamente normativa internacional, aun así se sugiere considerar en todo momento las normas: ASME (Secciones II, V, VIII, IX), API (API 660), TEMA 9ª Edición, ISO 6708:1995, ASME B 16.5 (accesorios), NOM-020-STPS-2011 (Para el caso de recipientes a presión como el tanque del compresor).

Anexo 1. Correlaciones para evaluación de propiedades de agua de mar.

Pre-visualizar el comportamiento de la unidad DMG a un funcionamiento más realista implica utilizar correlaciones que arrojen datos más certeros. Para evaluar correctamente las propiedades de agua de mar, se utilizaron las siguientes formulas encontradas en la literatura, cada una de ellas ajustadas a propiedades secundarias que afectan directamente al agua salina (El-Dessouky H. , 1999).

▪ Densidad de agua de mar.

$$\rho = 10^3 (A_1 F_1 + A_2 F_2 + A_3 F_3 + A_4 F_4) \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

Donde:

$$\begin{aligned} B &= ((2X/1000) - 150)/150 \\ G_1 &= 0.5 \\ G_2 &= B \\ G_3 &= 2B - 1 \\ A_1 &= 4.032219 G_1 + 0.115313 G_2 + 3.26 \times 10^{-4} G_3 \\ A_2 &= -0.108199 G_1 + 1.571 \times 10^{-3} G_2 - 4.23 \times 10^{-4} G_3 \\ A_3 &= -0.012247 G_1 + 1.74 \times 10^{-3} G_2 + 9 \times 10^{-6} G_3 \\ A_4 &= 6.92 \times 10^{-4} G_1 - 8.7 \times 10^{-5} G_2 - 5.3 \times 10^{-5} G_3 \\ A &= (2T - 200)/160 \\ F_1 &= 0.5, F_2 = A, F_3 = 2A^2 - 1, F_4 = 4A^3 - 3A \end{aligned}$$

▪ Calor específico.

$$C_p = (A + BT + CT^2 + DT^3) \times 10^{-3} \left[\frac{J}{kg^\circ C} \right]$$

Donde:

$$\begin{aligned} A &= 4206.8 - 6.6197s + 1.2288 \times 10^{-2} s^2 \\ B &= -1.1262 + 5.4178 \times 10^{-2} s - 2.2719 \times 10^{-4} s^2 \\ C &= 1.2025 \times 10^{-2} - 5.3566 \times 10^{-4} s + 1.8906 \times 10^{-6} s^2 \\ D &= 6.8777 \times 10^{-7} + 1.517 \times 10^{-6} s + 4.4268 \times 10^{-9} s^2 \end{aligned}$$

▪ Viscosidad dinámica de agua de mar.

$$\mu = (\mu_w)(\mu_R) \times 10^{-3} \quad [Pa \cdot s]$$

Donde:

$$\begin{aligned} \ln \mu_w &= -3.79418 + \frac{604.129}{(139.18 + T)} \\ \mu_R &= 1 + As + Bs^2 \\ A &= 1.474 \times 10^{-3} + 1.5 \times 10^{-5} T - 3.927 \times 10^{-8} T^2 \\ B &= 1.0734 \times 10^{-5} - 8.5 \times 10^{-8} T + 2.23 \times 10^{-10} T^2 \end{aligned}$$

■ Conductividad térmica de agua de mar.

$$\text{Log}_{10}(k) = \text{Log}_{10}(240 + 0.0002 s) + 0.434 \left(2.3 - \frac{343.5 + 0.037 s}{T + 273.15} \right) \left(1 + \frac{T + 273.15}{647.3 + 0.03 s} \right)^{1/3}$$

Donde:

$$k \text{ en } \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^{\circ}\text{C}} \right]$$

$$0 \leq s \leq 160 \left[\frac{\text{gr}}{\text{kg}} \right]$$

$$20 \leq T \leq 180 [^{\circ}\text{C}].$$

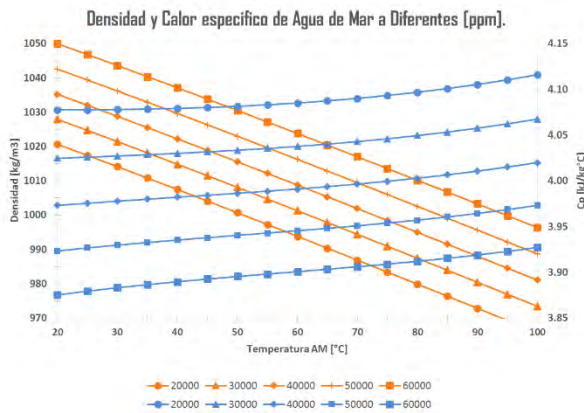


Diagrama 24. Densidad (línea naranja) y Calor específico (línea azul) para diferentes temperaturas según concentración de sólidos disueltos.

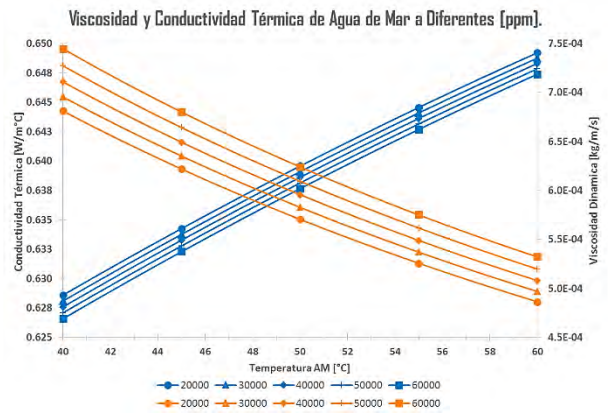


Diagrama 25. Viscosidad dinámica (línea naranja) y Conductividad térmica (línea azul) para diferentes temperaturas según concentración de sólidos disueltos.

■ Elevación del punto de ebullición.

Efecto inherente a la presencia de sólidos y gases no condensables para el agua de mar, se define como:

$$BPE = AX + BX^2 + CX^3 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$A = 8.325 \times 10^{-2} + 1.883 \times 10^{-4} T + 4.02 \times 10^{-6} T^2$$

$$B = -7.625 \times 10^{-4} + 9.02 \times 10^{-5} T - 5.2 \times 10^{-7} T^2$$

$$C = 8.325 \times 10^{-2} + 1.883 \times 10^{-4} T + 4.02 \times 10^{-6} T^2$$

Donde:

$$10 \leq T \leq 180 [^{\circ}\text{C}]$$

$$1 \leq X \leq 16 [\%] \text{ porcentaje de sal en peso.}$$

■ Desequilibrio de temperatura entre efectos.

$$NEA = 33 \frac{\Delta T_j^{0.55}}{T_{vj}} [^{\circ}\text{C}]$$

Diferencia de temperaturas de ebullición de salmuera del efecto anterior entre el efecto presente.

$$\Delta T_j = T_{j-1} - T_j$$

Temperatura de vapor en el efecto presente.

$$T_{vj} = T_j - BPE_j$$

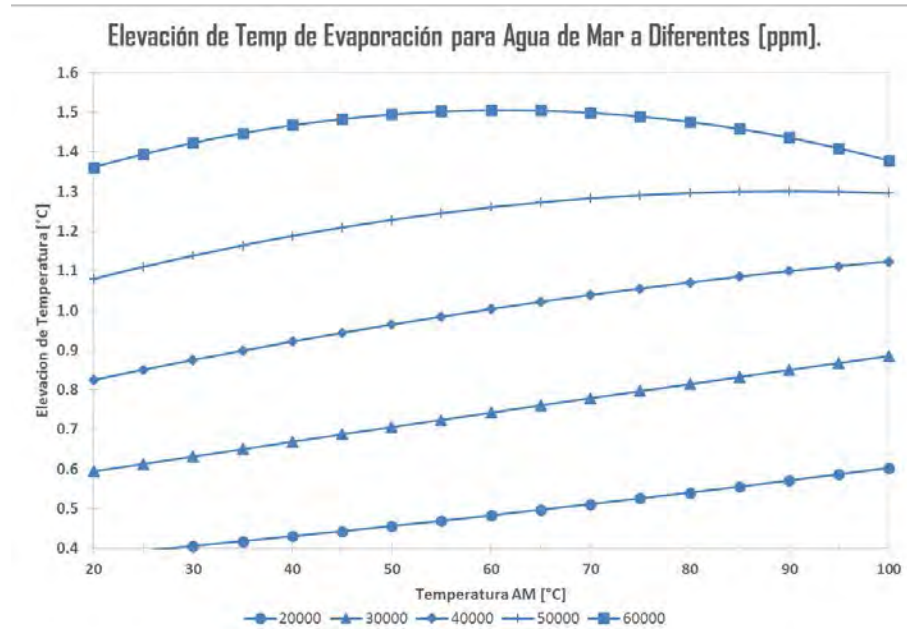


Diagrama 26. Elevación en la temperatura del punto de ebullición para agua de mar por efecto de la concentración de sólidos.

Anexo 2. Diferencia de Temperaturas Media Logarítmica.

La variación de temperaturas a lo largo de un intercambiador en general se refleja con un incremento o decremento según el sentido del flujo y el proceso de uno sobre el otro, enfriamiento o calentamiento.

Uno de los principios de operación de un intercambiador es el de operar a partir de uno o varios flujos a contracorriente sin que ocurra una mezcla entre los fluidos que intercambian energía térmica. Las variaciones de temperaturas para ambos fluidos no es lineal y por lo tanto la transferencia de calor de un fluido a otro no es constante a lo largo del proceso, esto se puede visualizar mediante la variación del ΔT tanto en la entrada como en la salida.

De acuerdo a la siguiente ecuación diferencial, donde se considera una variación de calor en función de una variación de área:

$$dQ = U(T_2 - T_1)dA$$

Donde la capacidad calorífica se define como:

$$\begin{aligned} \dot{m}C_p &= C \\ Q &= -C_g(T_{2g} - T_{1g}) \\ Q &= \pm C_a(T_{2a} - T_{1a}) \end{aligned}$$

Reacomodando en forma diferencial, tomando en cuenta la variación de temperatura a lo largo del proceso:

$$dQ = -C_g(dT_g) = \pm C_a(dT_a)$$

De la ecuación anterior, aplicada para flujo a contracorriente, tenemos que:

$$dT_g = -\frac{dQ}{C_g}; \quad dT_a = \frac{dQ}{C_a}; \quad dT_g - dT_a = -\frac{dQ}{C_g} + \frac{dQ}{C_a}$$

Por linealidad y superposición, de acuerdo a la primera ecuación de esta sección:

$$d(T_g - T_a) = dQ \left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_g} \right)$$

Reacomodando:

$$\frac{d(T_g - T_a)}{T_g - T_a} = U \left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_g} \right) dA$$

Resolviendo la integral entre los puntos de entrada y salida del fluido, tenemos que:

$$\ln \left(\frac{T_{g2} - T_{a1}}{T_{1g} - T_{a2}} \right) = UA \left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_g} \right)$$

Al despejar Q, se tiene que:

$$Q = UA \frac{(T_{1g} - T_{a2}) - (T_{g2} - T_{a1})}{\ln \left(\frac{T_{g1} - T_{a2}}{T_{g2} - T_{a1}} \right)}$$

Mejor expresado:

$$Q = UA\Delta T_{lm}$$

De cuya ecuación:

- Q Flujo de energía térmica por unidad de tiempo.
- U Coeficiente global de transferencia de calor CGTC.
- A Área de transferencia de calor.
- ΔT_{lm} Diferencia de temperaturas media logarítmica LMTD.

Donde:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{1g} - T_{a2}) - (T_{g2} - T_{a1})}{\ln \left(\frac{T_{g1} - T_{a2}}{T_{g2} - T_{a1}} \right)}$$

La ecuación anterior se denomina diferencia de temperaturas media logarítmica por sus siglas en inglés (LMTD), en ella se expresa la variación de la transferencia de calor logarítmica para las temperaturas. Esta ecuación facilita el análisis de transferencia de calor de un fluido a otro, ya que, como se observó anteriormente el ΔT no es constante a lo largo del intercambiador.

Anexo 3. Resultados de cálculos termodinámicos de sistema DMG.

Propiedades	Camara 1					Camara 2								
	G0	G1	M1	V1	S1	G1	G2	V1	C1	GNC1	S1	S2	M2	V2
Flujo masa [kg/s]	4.516	4.516	0.60952	0.175	0.435	4.516	4.516	0.175	0.175	0.170	0.004	0.435	0.875	0.610
Presion [Mpa]	0.201	0.171	0.131	0.016	0.016	0.171	0.141	0.016	0.016	0.016	0.016	0.016	0.013	0.013
Flujo volumetrico [m3/dia]	4.04	397	52	142242	37	397	396	142242	15	2228	37	75	52	168038
Temperatura [°C]	90	62	39	56	56	62	58	56	56	56	56	56	39	52
Densidad [kg/m³]	965.36	982.11	1019.01	0.11	1007.20	982.11	984.30	0.11	985.50	0.17	1007.20	1010.12	1019.01	0.09
Calor especifico [kJ/kgK]	4.20	4.19	4.01	1.96	4.02	4.19	4.18	1.96	4.18	1.01	4.02	4.01	4.01	1.95
Entalpia [kJ/kg]	377	260	155	2601	232	260	242	2601	232	57	232	214	155	2593
Entropia [kJ/kgK]	1.2	0.9	0.6	8.0	0.8	0.9	0.8	8.0	0.8	7.5	0.8	0.7	0.6	8.1
Contenido Energetico fluido puro [kJ]	1703.2	1175.6	91.1	454.0	96.0	1175.6	1094.3	454.0	39.4	0.2	96.0	178.1	91.1	440.0
Flujo masa solidos [kg/s]	—	—	0.0206	—	0.0206	—	—	—	—	—	0.0206	0.0411	0.0206	—
Flujo masa fluido puro [kg/s]	4.5162	4.5162	0.5889	0.1746	0.4144	4.5162	4.5162	0.175	0.175	0.004364	0.4144	0.8337	0.5889	0.1697
Calidad por calentamiento	—	—	0.296	—	—	—	—	—	—	—	—	0.283	—	—
Calidad por flasho	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0.008	—	—
Concentraci3n de solidos [ppm]	—	—	34396	0	48202	—	—	0.0000	—	—	—	48202	47932	34396
Factor de concentraci3n	—	—	—	—	1.4014	—	—	—	—	—	—	1.4014	1.3935	—
Factor de concentraci3n	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	3.1%	—

Punto	Camara 1										Camara 2									
	G0	G1	M1	V1	S1	G1	G2	V1	C1	GNC1	S1	S2	M2	V2	G0	G1	M1	V1	S1	S2
Flujo masa [kg/s]	4.516	4.516	0.60952	0.175	0.435	4.516	4.516	0.175	0.175	0.004	0.004	0.435	0.875	0.170	4.516	4.516	0.60952	0.175	0.435	0.435
Presión [Mpa]	0.201	0.171	0.131	0.016	0.016	0.171	0.141	0.016	0.016	0.016	0.016	0.016	0.013	0.013	0.201	0.171	0.131	0.016	0.016	0.016
Flujo volumétrico [m ³ /dia]	4.04	397	52	142242	37	397	396	142242	15	2228	37	75	52	168038	4.04	397	52	142242	37	75
Temperatura [°C]	90	62	39	56	56	62	58	56	56	56	56	56	39	52	90	62	39	56	56	56
Densidad [kg/m ³]	965.36	982.11	1019.01	0.11	1007.20	982.11	984.30	0.11	985.50	0.17	1007.20	1010.12	1019.01	0.09	965.36	982.11	1019.01	0.11	1007.20	1010.12
Calor específico [kJ/kgK]	4.20	4.19	4.01	1.96	4.02	4.19	4.18	1.96	4.18	1.01	4.02	4.01	4.01	1.95	4.20	4.19	4.01	1.96	4.02	4.01
Entalpía [kJ/kg]	377	260	155	2601	232	260	242	2601	232	57	232	214	155	2593	377	260	155	2601	232	214
Entropía [kJ/kgK]	1.2	0.9	0.6	8.0	0.8	0.9	0.8	8.0	0.8	7.5	0.8	0.7	0.6	8.1	1.2	0.9	0.6	8.0	0.8	0.7
Contenido Energético fluido puro [kJ]	1703.2	1175.6	91.1	454.0	96.0	1175.6	1094.3	454.0	39.4	0.2	96.0	178.1	91.1	440.0	1703.2	1175.6	91.1	454.0	96.0	1094.3
Flujo masa sólidos [kg/s]	—	—	0.0206	—	0.0206	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Flujo masa fluido puro [kg/s]	4.5162	4.5162	0.5889	0.1746	0.4144	4.5162	4.5162	0.175	0.175	0.004364	0.4144	0.8337	0.5889	0.1697	4.5162	4.5162	0.5889	0.1746	0.4144	0.8337
Calidad por calentamiento	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Concentración de sólidos [ppm]	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Factor de concentración	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Calidad obtenida por conducción	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Anexo 4. Propuesta de sistema de vacío y extracción de gases.

Durante la operación de la unidad DMG, se considera la presencia de gases no condensables (principalmente CO_2 ya que está involucrado en la regulación del pH del agua marina (Desalination, Enero, 2009)), ya sea por efecto de los gases disueltos en el agua de mar o bien por reacciones químicas entre las sustancias usadas durante el pre-tratamiento del agua de mar.

La generación de los gases antes mencionados se da principalmente durante la condensación de vapor de agua, y en general tiene efectos adversos, como:

- La acumulación de gases en el condensador que origina cambios en la presión parcial afectando de manera negativa la temperatura de condensación, se menciona presión parcial, ya que la presión total es debida a la presencia de gases no condensables y vapor de agua.
- Daños mecánicos en los sistemas de extracción de condensado, específicamente en el impeler, parte de una moto-bomba.
- Afectación en los coeficientes de transferencia de calor por la presencia de un fluido de baja conductividad térmica, característica de sustancias en fase gaseosa.
- Y para el caso específico de la DMG se tendría un efecto adverso en la producción de agua destilada (véase sección 5.4).

Para evitar los inconvenientes anteriores, siempre se considera un sistema de extracción de gases, el cual también tiene la función de mantener una presión de vacío promedio para que se logre una condensación de vapor de agua a la temperatura adecuada. Y aunque la variación en el volumen específico del vapor de agua durante el proceso de condensación logre por sí mismo una presión de vacío, siempre se requiere de un sistema para el "desfogue" de los gases acumulados durante mencionado proceso.

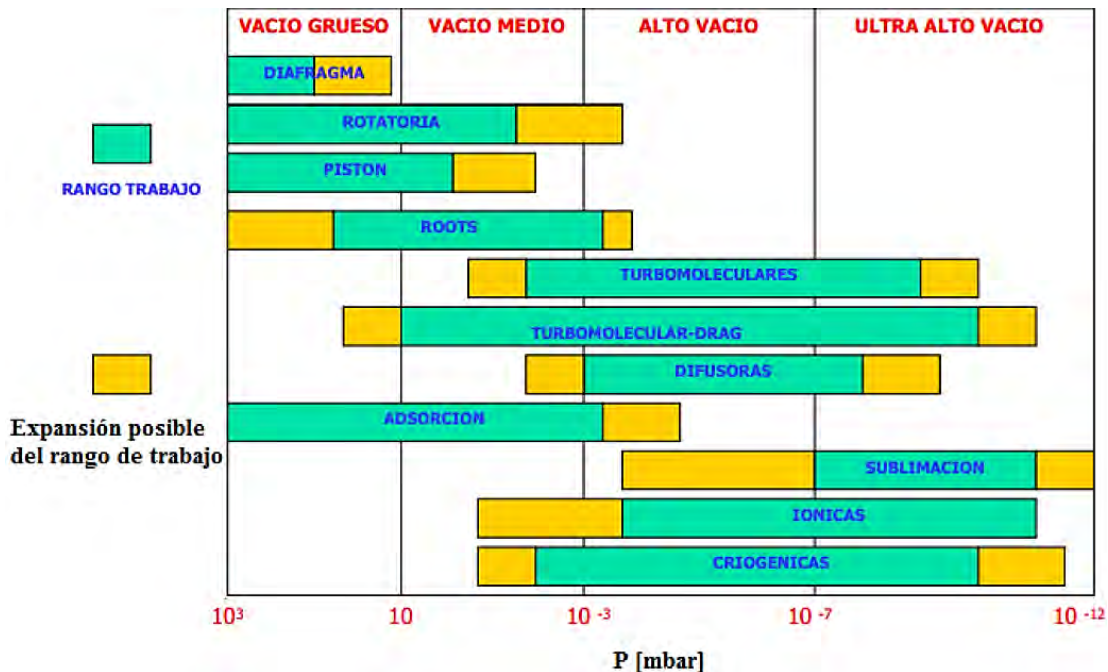


Figura 50. Rangos de operación para bombas de extracción de no condensables (de vacío), la información y detalles para cada uno de los mecanismos se encuentran en literatura abierta para su consulta.

Los dispositivos para la extracción de gases son diversos y la aplicación de cada uno depende del grado de vacío y el tipo de servicio, en la Figura 50 se describen los dispositivos que involucren trabajo mecánico directo para su accionamiento, usualmente se denominan bombas de extracción.

■ Termocompresores: Eyectores y Eductores.

Existen otro tipo de mecanismos los cuales son accionados por fluidos con un alto contenido energético, se les llama termocompresores, y según el tipo de fluido con el que operan recibe el nombre de eyectores (Figura 51) o eductores, en el primer caso utilizan un flujo compresible y en el segundo uno incompresible.

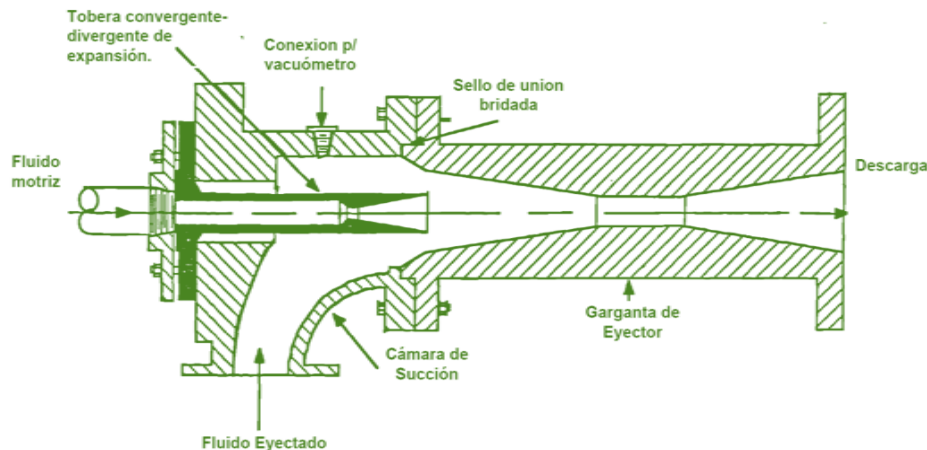


Figura 51. Esquematización básica de un eyector.

En la actualidad los eyectores son los dispositivos más utilizados, comúnmente operan con vapor de agua como fluido motriz, y en aplicaciones especiales se utiliza aire. Sus ventajas y desventajas (El-Dessouky H. E., 2001) principales son:

- No incluyen válvulas, rotores, o partes móviles.
- Tienen un bajo costo de capital y mantenimiento.
- Son diseñados para operar bajo unas condiciones especificadas, una desviación en este punto óptimo resulta en un bajo rendimiento de manera drástica.
- Tienen un bajo rendimiento térmico.

Una desventaja de utilizar un eyector con aire radica en la implementación de un compresor o medio para poner bajo las condiciones necesarias el fluido motriz antes de introducirlo al eyector. De manera que se prevé un mayor consumo mecánico-eléctrico que un eyector convencional que utiliza vapor como fluido motriz, sin embargo no se utiliza combustible fósil directamente para el accionamiento del compresor, de manera que la ventaja o desventaja energético-monetaria se debe evaluar bajo un análisis económico.

Por otro lado, un solo eyector tiene un rango de operación limitada, el cual deja de ser rentable cuando la relación de compresión entre la presión de descarga y la de los gases (fluido eyectado) es de 8:1 (Adnan, 1990). En otras palabras si se requiere un servicio de ultra-vacío, es indispensable utilizar más de un eyector en serie (Figura 52), lo cual le da versatilidad a los eyectores para operar a diferentes rangos de vacío, adicionalmente se ve incrementado el rendimiento térmico cuando se utiliza este tipo de mecanismos.

Para el presente trabajo se propone la utilización de un sistema de vacío dos eyectores en serie como dispositivos principales (de acuerdo a requerimientos de la unidad desaladora) y con aire como fluido motriz, esta última propuesta se realiza en base a las condiciones de operación para el eyector, que será en zonas con difícil acceso a fuentes de energía fósiles y posiblemente desérticas (Noroeste de México).

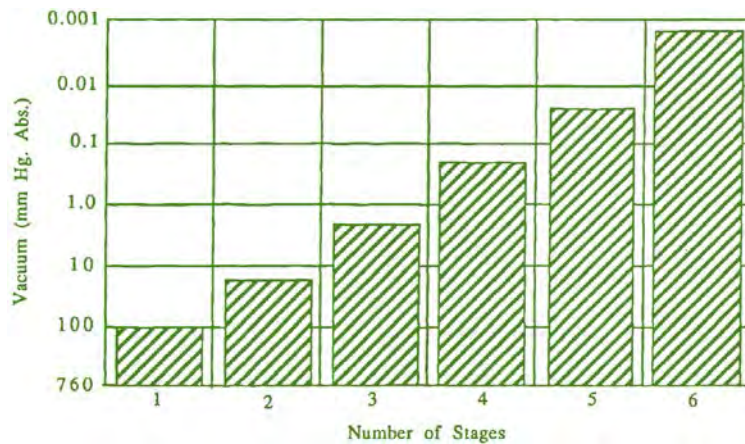


Figura 52. Presiones de vacío alcanzadas de acuerdo al número de etapas para eyectores (Adnan, 1990).

Modelo matemático para eyectores.

Una revisión a la información encontrada en la literatura mostró que hay dos modelos matemáticos para el análisis de eyectores, ambos incluyen la mezcla del fluido motriz y los gases arrastrados pero con la diferencia de que en un modelo se considera un proceso a presión constante, y el otro un área constante durante el proceso de mezclado; en aplicaciones prácticas el modelo utilizado es el que considera presión constante, ya que bajo este enfoque se obtienen mejores rendimientos del dispositivo, adicionalmente este modelo es el que más se asemeja a datos experimentales.

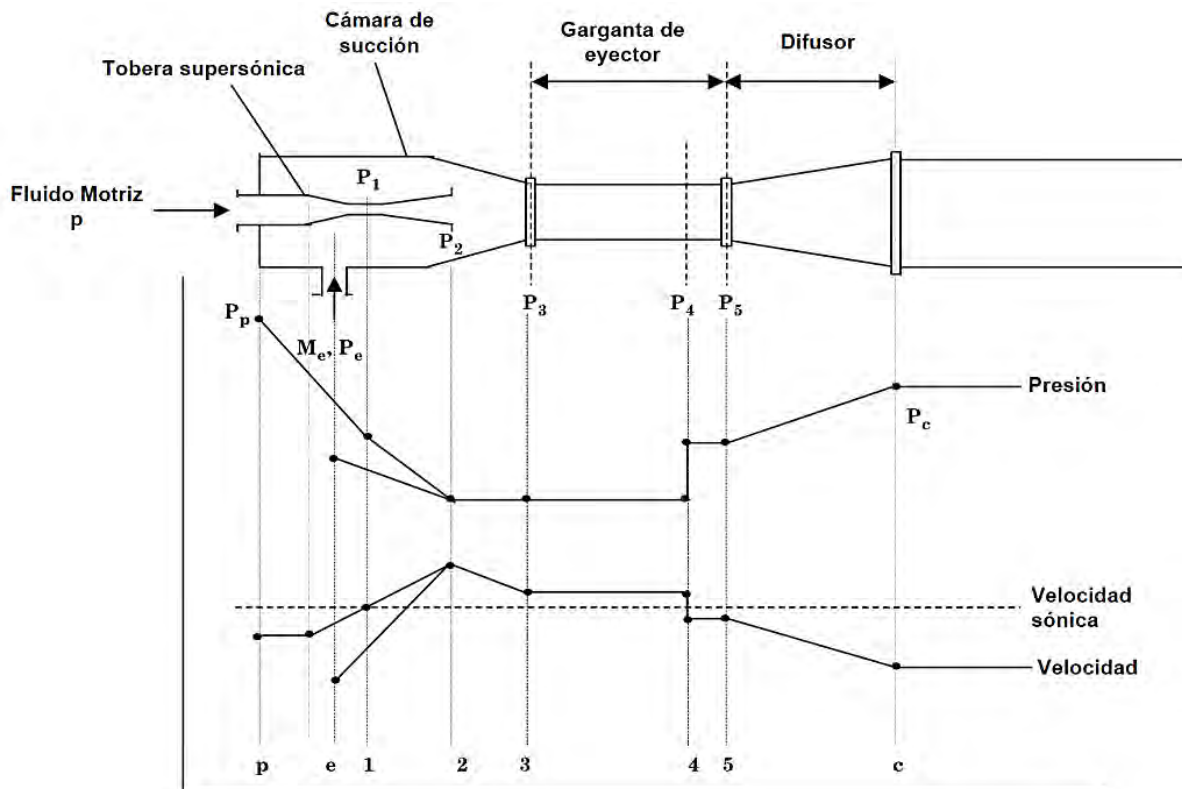


Figura 53. Variación de presión y temperatura de fluidos en cada sección de un eyector (El-Dessouky H. , 1999).

Las bases para el modelado de eyectores con mezclado a presión constante fueron inicialmente desarrolladas por Keenan (Keenan & Neumann, 1942). El modelo se dedujo a partir de las siguientes consideraciones:

- El fluido motriz se expande isentrópicamente en la tobera supersónica, de igual manera el mezclado ocurre bajo un proceso isentrópico.
- Las velocidades del fluido motriz y el flujo succionado a la entrada del dispositivo son despreciables.
- La velocidad de la mezcla de fluidos que abandona el eyector es despreciable.
- Se considera al aire como gas ideal.
- La mezcla de flujos ocurre únicamente en la cámara de succión.
- Las pérdidas por fricción están consideradas en términos del rendimiento isentrópico en las toberas y el difusor.
- Se considera un flujo unidimensional.

Se procede a describir parámetros que facilitan el manejo de variables y son parámetros de interés para el análisis de resultados:

Tasa de arrastre. Que es la relación entre el flujo másico de gases no condensables [NC] y el flujo motriz [FM].

$$w = \dot{m}_e / \dot{m}_p \text{ [kg}_{\text{NC}}/\text{kg}_{\text{FM}}]$$

Relación de compresión: La relación entre la presión de descarga del eyector y la presión del flujo eyectado.

$$Cr = P_c / P_e$$

Relación de expansión: La relación entre la presión del fluido motriz y la presión del flujo eyectado.

$$Er = P_p / P_e$$

Número de Mach (Ma): Es el cociente entre la velocidad local de un flujo y la velocidad del sonido bajo las mismas condiciones de temperatura y presión del flujo en análisis. De acuerdo a este número, es como se clasifica el movimiento de un objeto o flujo.

Subsónico (Ma<0.7)
Sónico (Ma=1)
Supersónico (1.2<Ma<5)
Hipersónico (Ma>5)

Tomando como referencia la Figura 53, y bajo la siguiente nomenclatura:

P: Presión

T: Temperatura absoluta

γ : Índice de expansión politrópica

η_n : Eficiencia isentrópica de tobera

η_n : Eficiencia isentrópica de difusor

1. La expansión isentrópica en la tobera convergente-divergente esta expresada en función del número de Mach.

$$Ma_2 = \sqrt{\frac{2\eta_n}{\gamma - 1} \left[\left(\frac{P_p}{P_2} \right)^{\gamma-1/\gamma} - 1 \right]}$$

2. Expansión isentrópica del fluido eyectado.

$$Ma_e = \sqrt{\frac{2}{\gamma - 1} \left[\left(\frac{P_e}{P_2} \right)^{\gamma-1/\gamma} - 1 \right]}$$

3. Número de Mach crítico, que es la relación entre la velocidad local de flujo y la velocidad a condiciones críticas a la temperatura del flujo.

$$Ma^* = \sqrt{\frac{Ma^2(\gamma + 1)}{Ma^2(\gamma - 1) + 2}}$$

4. El proceso de mezclado es modelado de manera unidimensional con las ecuaciones de momentum, energía y masa. Estas ecuaciones combinadas definen el número de Mach de mezcla en función del número de Mach crítico para el fluido matriz y el fluido eyectado.

$$Ma_4^* = \frac{Ma_2^* + wMa_e^*\sqrt{T_e/T_p}}{\sqrt{(1+w)(1+w(T_e/T_p))}}$$

5. Después de la onda de choque el número de Mach se determina como:

$$Ma_4^2 = \frac{Ma_4^2 + \frac{2}{\gamma-1}}{\frac{2\gamma}{\gamma-1}Ma_4^2 - 1}$$

6. El incremento de presión resultante de la onda de choque:

$$\frac{P_5}{P_4} = \frac{\gamma Ma_4^2 + 1}{\gamma Ma_5^2 + 1}$$

Dado que se está bajo un mezclado a presión constante, la presión en los puntos 2, 3, 4 es la misma.

7. Presión a la salida del difusor:

$$\frac{P_c}{P_5} = \left[\frac{(\gamma - 1)\eta_d}{2} Ma_5^2 + 1 \right]^{\gamma/\gamma-1}$$

8. El diámetro de la garganta de la tobera supersónica, donde $Ma=1$, se determina mediante:

$$A_1 = \frac{\dot{m}_p}{P_p} \sqrt{\frac{RT_p}{\gamma \eta_n} \left[\frac{\gamma + 1}{2} \right]^{\gamma+1/\gamma-1}}$$

9. Y la relación de áreas entre la garganta de la tobera supersónica y la garganta del eyector:

$$\frac{A_1}{A_3} = \frac{P_c}{P_p} \sqrt{\frac{1}{(1+w)(1+w(T_e/T_p))}} \cdot \frac{\left(\frac{P_2}{P_c}\right)^{1/\gamma}}{\left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{1/\gamma-1}} \sqrt{\frac{\left(1 - \frac{P_2}{P_c}\right)^{\gamma-1/\gamma}}{\left(1 - \frac{2}{\gamma+1}\right)}}$$

10. La relación de áreas en la tobera supersónica, se define como:

$$\frac{A_2}{A_1} = \sqrt{\left(\frac{1}{Ma_2^2}\right) \left[\frac{2}{\gamma+1} \left(1 + \frac{(\gamma-1)}{2} Ma_2^2 \right) \right]^{\gamma+1/\gamma-1}}$$

11. La velocidad del sonido a condiciones de flujo:

$$c = \sqrt{\gamma RT}$$

12. El flujo de masa que abandona el eyector, es:

$$\dot{m}_c = \dot{m}_e + \dot{m}_p$$

Así mismo, existen diversas correlaciones que han sido resultado de pruebas experimentales, pero sin embargo la mayoría de ellas están restringidas a rangos de operación específicos, ya que, como se mencionó anteriormente el diseño de los eyectores siempre es puntual, esto debido a el flujo sónico que sufren tanto el fluido matriz, como el eyectado.

En general, estas serán las ecuaciones aplicables para el diseño del presente arreglo.

■ Especificaciones para sistema de vacío.

Ya se han establecido previamente en la Tabla 14 de la sección 2.3.4. Pero se cita nuevamente:

Tabla 26. Requerimientos térmicos para Eyector.		
Flujo de gases a extraer.	0.017	[kg/s]
Temperatura de GNC	9	[kPa] _a
Presión de GNC		[°C]
Porcentaje de vapor arrastrado respecto al GNC en masa	40	%
Temperatura del aire ambiente	29	[°C]
Eficiencia compresor	80%	
Eficiencia isentrópica de toberas	92%	
Eficiencia isentrópica de difusores	90%	
Ángulo convergente de tobera Supersónica	15	[°]
Ángulo divergente de tobera Supersónica	8	[°]
Ángulo divergente de difusor	8	[°]

- La cantidad de flujo de vapor arrastrado siempre está presente, y por ello se considera para los cálculos, cabe mencionar que operativamente, debe haber un condensador entre cada etapa o paso de eyectores, lo cual no es alcance de esta tesis.
- La eficiencia del compresor se tomó de datos en el mercado.
- Los ángulos de convergencia y divergencia se tomaron de la referencia (El-Dessouky H. E., 2001) y fueron resultado de un análisis experimental.
- La eficiencia toberas y difusores son datos nominales (El-Dessouky H. E., 2001).

Hay una especificación más, la cual no salta a la vista, pero la presión de descarga deberá ser por arriba de la presión atmosférica a nivel de mar ($101.33 \text{ [kPa]}_{\text{abs}}$).

En la siguiente tabla se muestra la composición de los gases succionados por el eyector, considerándose el vapor arrastrado.

Tabla 27. Requerimientos térmicos para cada Efecto y el condensador.	
Componente	% en masa
Nitrógeno	43.1%
Oxígeno	26.1%
Dióxido de Carbono	1.9%
Metano	0.1%
Vapor arrastrado	28.8%

Propuesta del sistema de vacío.

El primer paso para realizar esta propuesta, es determinar el número de etapas de termo-compresión o la cantidad de eyectores en serie, que de acuerdo a la presión de vacío requerido y según la Figura 52, deberán ser dos.

Para lograr un diseño de operación que mantenga un bajo consumo energético de acuerdo a las especificaciones se procederá a analizar la presión intermedia entre las dos etapas de compresión, comparando a cada momento la potencia requerida por un compresor ideal con 80% de eficiencia. Se analiza la potencia total, ya que la operación de ambos eyectores está en función del flujo motriz y de su presión principalmente, los dos factores anteriores afectan directamente la potencia de un compresor, evidentemente.

Se seguirá la siguiente metodología para encontrar el punto óptimo de operación para el sistema de eyectores requeridos por la desaladora:

1. Declarar las variables fijas para el presente caso: eficiencia de compresor, rendimiento de toberas y difusores, flujo de gases no condensables, presión de vacío requerida, presión de descarga ($110 \text{ [kPa]}_{\text{abs}}$).
2. Proponer una presión de entrada para ambos eyectores (con base en un análisis de trabajo en el compresor) para el fluido motriz, la cual será la misma para ambas etapas.
3. Obtener las propiedades termodinámicas pertinentes para el flujo motriz y el flujo succionado.
4. Utilizar las expresiones algebraicas del modelo matemático para mezcla a presión constante en un eyector.
5. Determinar la tasa de arrastre que de cómo resultado la presión de descarga y de vacío requeridas, es decir el flujo de aire necesario para los eyectores.
6. De los puntos 2 a 5, se realizarán para diversas presiones del fluido motriz.

Al final de los pasos antes descritos se obtendrá una masa total de aire empleada en los eyectores que se verá reflejada en la potencia total requerida para la compresión de aire y en las diferentes tasas de arrastre resultantes. Como dato primordial, también se obtendrá la presión intermedia, que como se advierte, también será de vacío.

■ Análisis de datos.

Para una mejor visualización, los datos resultantes para la variación de fluido motriz con diversas tasas de arrastre se concentran en el Diagrama 27. La línea azul corresponde a la presión de fluido motriz y se lee del lado izquierdo, la línea roja se lee del lado derecho y es referente a la potencia del compresor para el eyector.

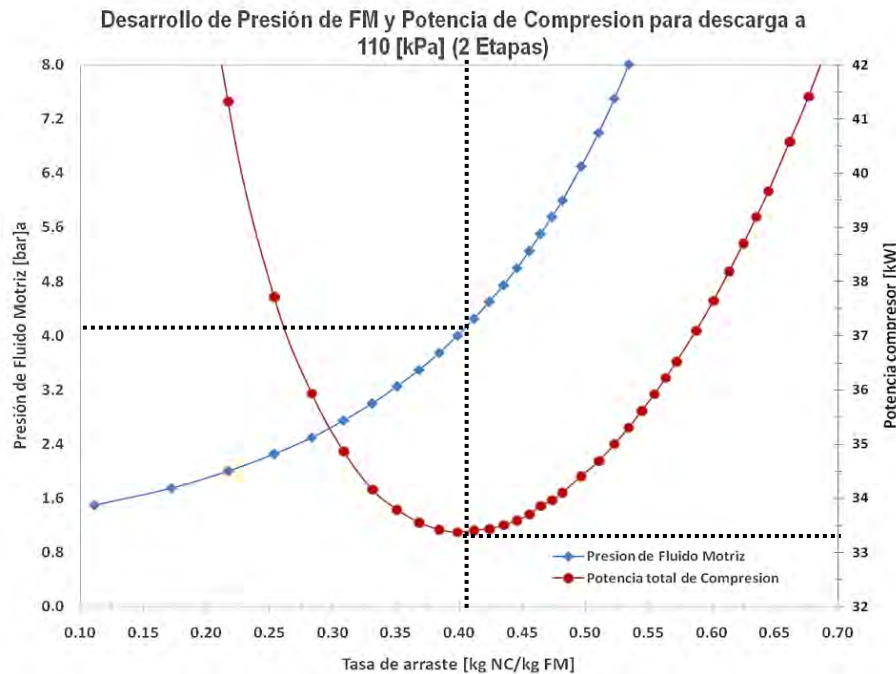


Diagrama 27. Evolución de potencia y presión de fluido motriz necesaria para el funcionamiento del arreglo de eyectores (2 eyectores en serie, descarga a $110 \text{ [kPa]}_{\text{abs}}$, succión a $9 \text{ [kPa]}_{\text{abs}}$

En el Diagrama 27, se observa que la cantidad de fluido motriz y la presión del mismo antes de entrar al eyector están directamente relacionados con la presión de descarga, o mejor expresado con la relación de compresión de eyector. De manera que

se puede alimentar al eyector con un bajo flujo de aire y una alta presión (*línea verde*) o un alto flujo de aire y una baja presión (*línea naranja*) y llegar a una misma presión de descarga, evidentemente hay diferencia tanto en la potencia consumida por el compresor y en el flujo motriz para ambos casos. Sin embargo siempre se debe contemplar la factibilidad de operar con un compresor de gran capacidad volumétrica o bien de una alta relación de compresión, en determinadas ocasiones, eso no es rentable ni operativa ni económicamente.

En el Diagrama 27, también se observa que bajo todos los puntos allí especificados se puede llegar a una presión de descarga de $110 \text{ [kPa]}_{\text{abs}}$ en dos etapas de termo-compresión, sin embargo, lo que especificara las condiciones de operación para el eyector en cuestión, será la potencia total requerida por el compresor, que en este caso específico es para una tasa de arrastre de $0.4 \text{ [kg}_{\text{NC}}/\text{kg}_{\text{FM}}]$ a una presión de $400 \text{ [kPa]}_{\text{abs}}$ y una potencia necesaria de compresión de 33.5 [kW] aproximadamente según el mencionado diagrama. En la Tabla 28, se resumen las especificaciones de operación para el eyector.

Tabla 28. Especificaciones técnicas para eyectores.			
	Baja Presión	Alta Presión	Unidades
Flujo motriz a eyector	0.042	0.136	$[\text{kg/s}]$
Flujo de salida	0.059	0.190	$[\text{kg/s}]$
Flujo succionado	0.017	0.054	$[\text{kg/s}]$
Presión fluido motriz	400	400	$[\text{kPa}]_{\text{abs}}$
Presión de succión	9	0.039	$[\text{kPa}]_{\text{abs}}$
Temperatura de F succionado	51	56.3	$[\text{°C}]$
Temperatura FM	76.4	76.4	$[\text{°C}]$
Temperatura salida	56.3	46	$[\text{°C}]$
Número Mach en tobera supersónica	1.96	1.66	$[-]$
Diámetro de garganta en tobera supersónica	8.1	14.5	$[\text{mm}]$
Diámetro de garganta de eyector	33.9	33.6	$[\text{mm}]$
Presión de descarga	40.9	110	$[\text{kPa}]_{\text{abs}}$
Potencia específica de compresor	186	186	$[\text{kJ/kg}]$
Potencia consumida por compresor	7.87	25.3	$[\text{kW}]$
Relación de flujo de AP/BP		3.2	$[-]$
Tasa de arrastre	0.4	0.4	$[\text{kg}_{\text{NC}}/\text{kg}_{\text{FM}}]$

■ Geometría de tobera supersónica y eyector.

Aunque no se ha señalado, el dispositivo accionador de un eyector es la tobera supersónica, y para determinar su geometría hay dos métodos. El método empírico que se basa en ángulos de convergencia y divergencia tomados de datos experimentales y que han probado ser útiles. Y el método teórico-matemático, en el cual se discretizan ciertas variables y en función de estas se obtienen las variaciones en las demás. Para el caso ilustrativo de este anexo se ejemplifica el método teórico (Figura 54 y Figura 55), para el método matemático se manejaron diferenciales de presión a entropía constante para poder determinar los cambios de entalpía, con ellos los cambios en la energía cinética del flujo y de acuerdo a un balance de masa la subsecuente área de paso para el fluido en cuestión.

Por otro lado, bajo un modelo empírico, de acuerdo a los ángulos proporcionados en la Tabla 26, se esquematiza el perfil de los eyectores en la Figura 56 y en la Figura 57.

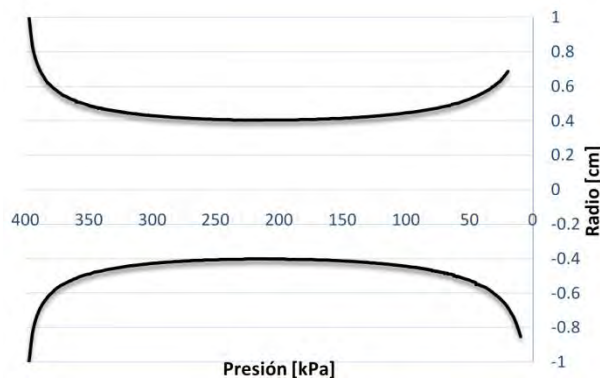


Figura 54. Variación del radio a lo largo de la tobera supersónica de baja presión bajo análisis teórico (De 400 a 10 [kPa]).

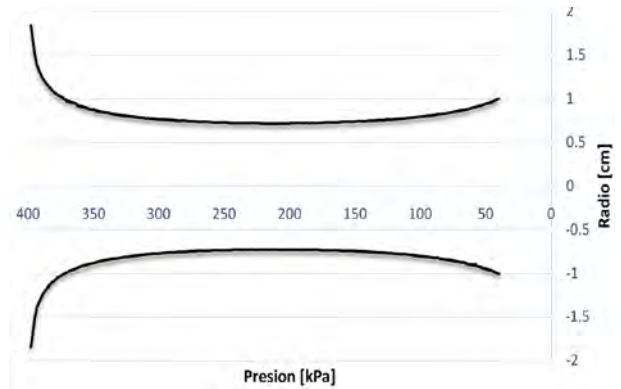


Figura 55. Variación del radio de la tobera supersónica de alta presión bajo análisis teórico (De 400 a 40 [kPa]).

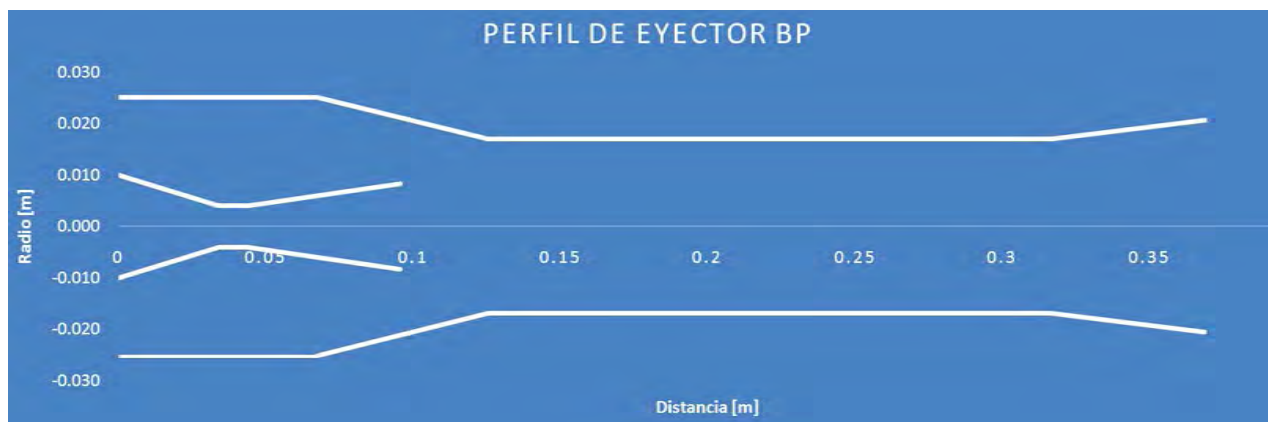


Figura 56. Perfil de eyector de baja presión (38 cm de longitud aproximadamente).

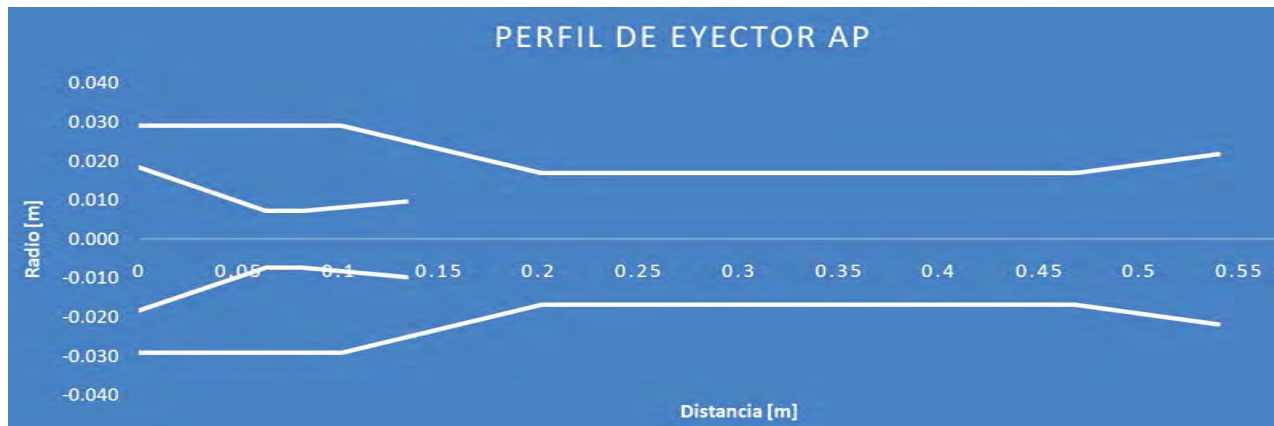


Figura 57. Perfil del eyector de alta presión (60 cm de longitud aproximadamente).

■ Gráficos de operación.

Dado que el sistema de eyectores es muy sensible a cambios en operación. Se proporcionan un gráficos en los cual se podrá observar que ocurre con las variables de interés cuando cambia la presión del fluido motriz o la tasa de arrastre (flujo motriz) durante la operación.

En los Diagramas 28 y 29, se muestra un punto rojo, que corresponde a las condiciones de diseño de los eyectores. El Diagrama 28 es para el eyector de baja presión y el Diagrama 29 es para el de alta presión. Para el Diagrama 29, se muestra una zona en color naranja, en la cual no debe de operar el eyector ya que se vería afectada la presión de descarga, y por lo tanto no se cubriría la especificación de vacío requerida de $10 \text{ [kPa]}_{\text{abs}}$.

En ambos diagramas, se puede hacer la observación de que la presión de descarga depende tanto de la presión de entrada del fluido motriz como de la tasa de arrastre. Sin embargo la variación es más drástica con la tasa de arrastre, cuando esta incrementa (es decir, disminuye el flujo motriz), la presión de descarga se ve afectada de manera negativa y viceversa.

Por lo tanto durante la operación se debe mantener lo mejor posible el flujo de aire que alimenta a los eyectores, de hecho, se propone a esta variable como una de las más preponderantes para todo el sistema de desalación de agua de mar (DMG), por otra parte, la presión del fluido motriz también se debe mantener a margen, y se debe considerar tener bien calibrado el compresor para que ofrezca un rango de operación aceptable.

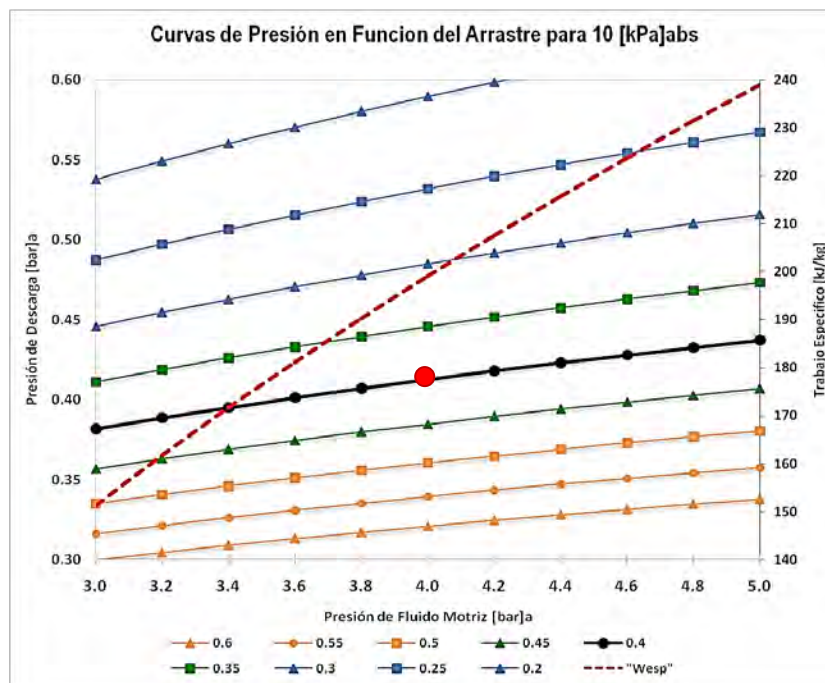


Diagrama 28. Mapa de operación para eyector de baja presión con succión a $10 \text{ [kPa]}_{\text{abs}}$.

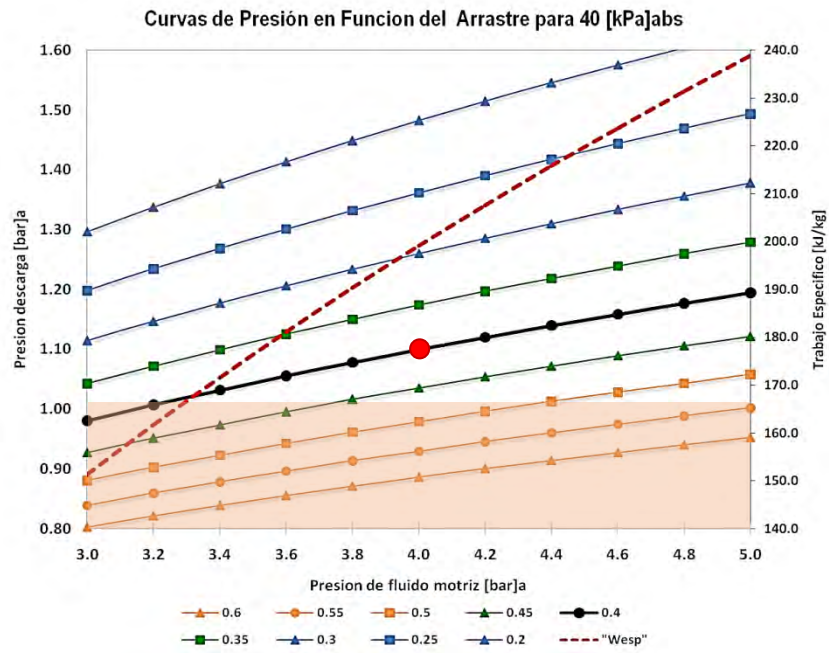


Diagrama 29. Mapa de operación para eyector de alta presión con succión a 40 [kPa].

Anexo 5. Propuesta de equipo de bombeo.

En esta sección se ha realizado la selección del equipo de bombeo y/o extracción de condensado. A diferencia de los demás equipos la disponibilidad de bombas es vasta en el mercado, por ello se ha decidido hacer la selección de las mismas de acuerdo a requerimientos de la unidad desaladora.

De acuerdo al arreglo de la planta mostrado en el DTI del Anexo 6, se puede observar la necesidad de especificar 4 bombas para el funcionamiento de la unidad desaladora de agua de mar. En la Tabla 29 se presentan los requerimientos para cada bomba.

Tabla 29. Requerimientos para bomba de extracción de condensados

Equipo	Bomba de extracción de producto	Bomba de Extracción de Salmuera	Bomba de suministro de agua de enfriamiento	Bomba de suministro a cámaras evaporadoras	Unidades
Flujo	1.85	6.42	32.8	8.26	[m ³ /hr]
Carga	10	10	6	50	[m _{H2O}]
Temperatura de fluido	51	51	25	39	[°C]

A diferencia de otros componentes en este trabajo no se recurre al diseño de estos dispositivos, el suministro de dichas bombas se deja en mano de un proveedor. A continuación se presentan las curvas de desempeño de cada una de las bombas que mejor se adecuaron al valor de operación nominal según las especificaciones dadas anteriormente.

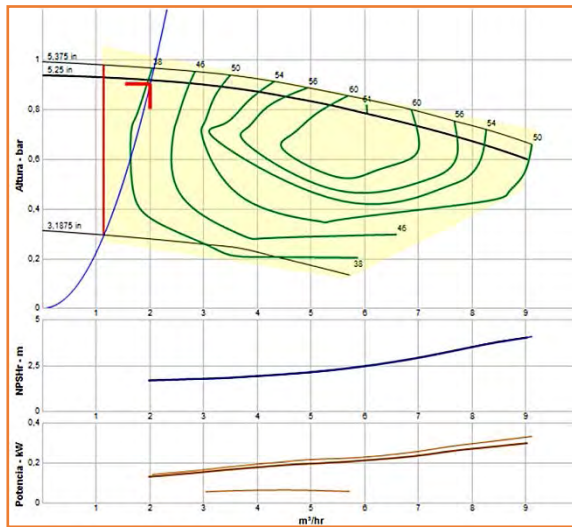


Figura 58. Curva de operación para bomba de extracción de destilado producto.

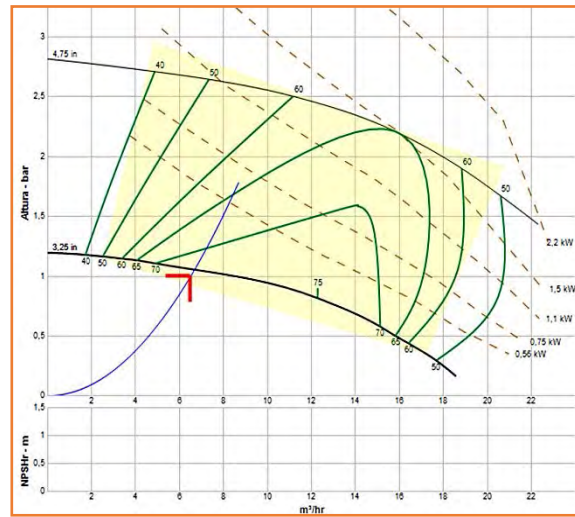


Figura 59. Curva de operación para bomba de extracción de salmuera.

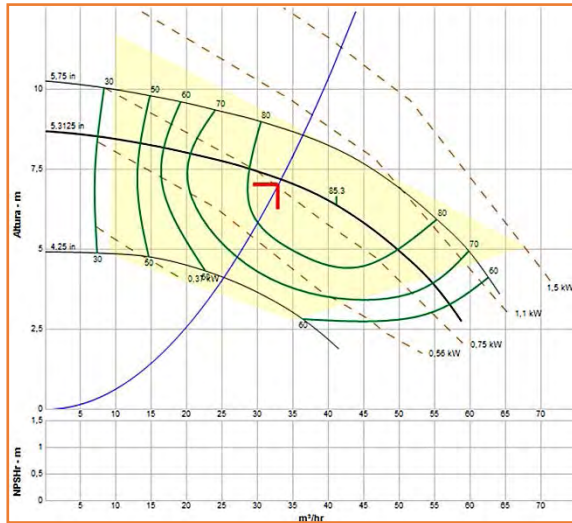


Figura 60. Curva de operación para bomba de agua de enfriamiento.

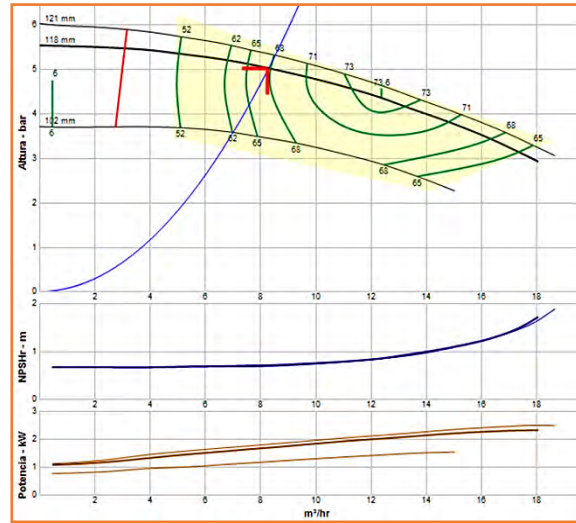


Figura 61. Curva de operación para bomba de suministro a cámaras evaporadoras.

Por otra parte, las especificaciones de fabricante para cada una de las bombas, se detallan en la Tabla 30.

Tabla 30. Parámetros de operación para bomba de extracción de condensados

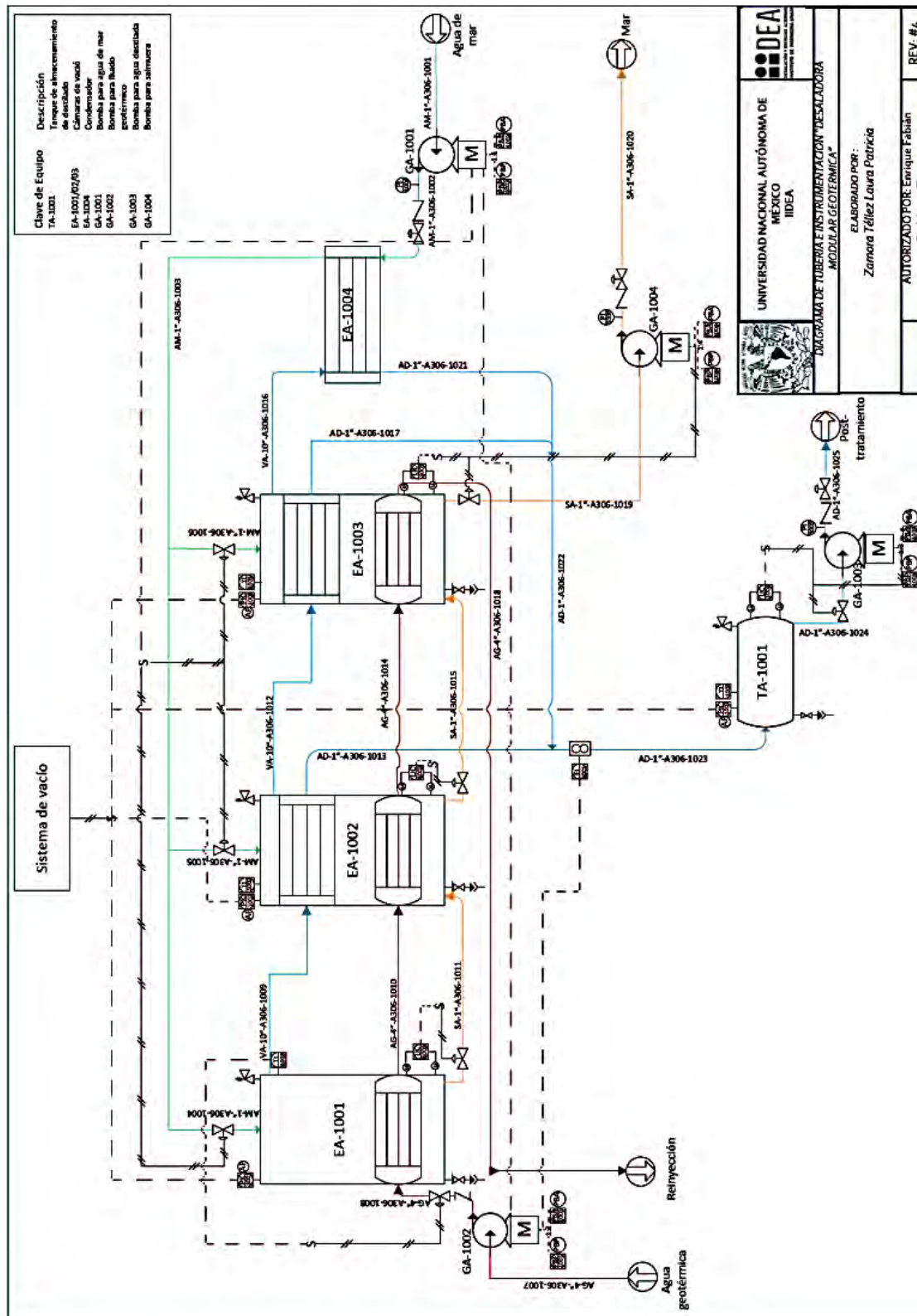
Equipo	Bomba de extracción de producto	Bomba de Extracción de Salmuera	Bomba de suministro de agua de enfriamiento	Bomba de suministro a cámaras evaporadoras	Unidades
Proveedor	Goulds Water Tech	Pentair Aurora	Pentair Aurora	Goulds Water Tech	
Tipo	Sumergible 4 etapas.	Centrifuga 2 etapas.	Centrifuga 2 etapas.	Sumergible 7 etapas.	
Caudal	2	6.5	32.9	8.26	[m³/hr]
Altura	9.2	10	7.13	50	[mH ₂ O]
Potencia	0.133	0.246	0.767	1.7	[kW]
Motor	0.56	0.56	1.1	5.6	
Rendimiento (operación)	38.3	71.1	81.8	67.7	[%]
NPSH	1.7	P/prov	P/prov	0.71	[mH ₂ O]
Velocidad de rotor	1200	3500	1750	1770	[rpm]
Caudal mínimo	1.14	---	---	3.09	[m³/hr]
Diámetro nominal de toma.	125	82.5	133.35	118	[mm]

Es de usual practica en el ámbito industrial utilizar un tanque para la concentración de condensados o bien una pierna colectora de líquido, la cual se ha de localizar en la parte más baja de toda la unidad con la finalidad de abatir el NPSH necesario para la bomba aprovechando el efecto de la gravedad y densidad del propio condensado.

Por otra parte y complementado lo detallado en la sección 5.4, la bomba de mayor cuidado operativo deberá ser la de suministro de agua a cada uno de los evaporadores, ya que de ello dependen factores de operación y mantenimiento.

Anexo 6. DTI unidad desaladora (propuesto).

Este es un esquema que representa una configuración tentativa de todo el sistema de desalación.



Bibliografía

- Adnan, J. M. (1990). Steam Air Ejector Performance And Its Dimensional Parameters. Loughborough University.
- Alfa Laval. (n.d.). Alfa Laval. Retrieved from <http://www.alfalaval.com/Pages/default.aspx>
- Al-Karaghoul, A., & Kazmerski, L. (2011). Renewable Energy Opportunities in Water Desalination. Solorado, USA.: National Renewable Energy Laboratory.
- Álvarez del Castillo, A. L. (2008). Evaluación de correlaciones empíricas para el estudio de flujo bifásico y determinación de perfiles de presión y temperatura de pozos geotérmicos. Cuernavaca, Morelos.: Centro de Investigación en Energía.
- API Heat Transfer. (n.d.). API Heat Transfer. Retrieved from <http://www.apiheattransfer.com/Product/50/Type-500-Shell-Tube-Heat-Exchanger>
- Arellano, V., Iglesias, E., & Garcia, A. (2008). La energía geotérmica: una opción tecnológica y económicamente madura. Boletín IIE. Asociación Geotérmica Mexicana. (2013, Noviembre). AGM. Retrieved from <http://www.geotermia.org.mx/BRGM>, I. e. (n.d.). Site Geothermic-Perspectives.
- Cabrera, M. R. (1974). Distribución de Temperatura en la Bahía de Todos Santos. Ciencias Marinas Vol. 1, Num 1.
- Cengel, Y. A. (2004). Transferencia de calor. México, DF.: McGraw-Hill Interamericana.
- Cengel, Y., & Cimbala, J. (2007). Mecánica de Fluidos. Fundamentos y aplicaciones. México: McGraw-Hill Interamericana.
- CONAGUA. (2014). Comisión Nacional del Agua. Retrieved from CONAGUA: <http://www.conagua.gob.mx/atlas/ciclo09.html>
- Correa, F. (2006). El impacto social y económico de la desalación de agua de mar. Desalación de agua con energías renovables , 103-122.
- Correa, F. (2007). Evaluación de la Sustentabilidad en la Instalación de Plantas Desaladoras, de Agua de Mar, en la Región Noroeste de México. Las Palmas, España.: Universidad de las Palmas de Gran Canaria.
- DesalData. (2014). DesalData. Retrieved from DesalData: <http://desaldata.com/>
- Desalination, D. G. (Enero, 2009). Workshop Thermal Desalination of Saline Water. Alemania : Essen.
- DME German Desalination. (2009). Workshop Thermal Desalination of Saline Water. Essen, Alemania.
- El-Dessouky, & Ettouney, H. (2004). Fundamentals Of Salt Water Desalination. Elsevier.
- El-Dessouky, H. E. (2001). Evaluation of Steam Jet Ejectors. Kuwait: Elsevier.
- El-Dessouky, H. (1999). Multiple-effect evaporation desalination systems. European Conference on Desalination and the Environment.
- Exxon-Mobile. (1996). Exxon-Mobile.
- FAO. (1997). Recursos hídricos de la región de Medio Oriente: Una revisión. Roma: FAO.
- Food and Agriculture Organization. (2002). Agua y cultivos. Roma, Italia.: Dirección de Información FAO.
- Fox, R., & McDonald, A. (2004). Introduction to Fluid Mechanics. EUA.: K-t-Dra John Wiley.
- Fundación Chile. (2010). SINIA. Retrieved from <http://www.sinia.cl/>
- Goosen, M., & Mahmoudi, H. (2010). Water Desalination Using Geothermal Energy. Switzerland: Energies.
- GreenFacts. (2009). Green Facts. Retrieved from Facts Of Health And The Environment: <http://www.greenfacts.org/es/recursos-hidricos/recursos-hidricos-foldout.pdf>
- Grupo iiDEA. (2012). Desaladora Modular Geotérmica. DF, México: II, UNAM.
- HAT international. (2015, April). AlphaMIST®. Retrieved from Mist Eliminators: <http://www.hatltd.com/lp/cpoexvmmzgh?OpenDocument>
- Hu, X., & Jacobi, A. (1995). The Intertube Falling-Film Modes: Transition, Hysteresis, and Effects on Heat Transfer. Urbana, Illinois: Air Conditioning and Refrigeration Center.
- Hu, X., & Jacobi, M. (1995). The Intertube Falling-Film Modes: Transition Hysteresis and Effects on Heat Transfer. EUA: University Of Illinois.
- Instituto de Investigaciones Eléctricas Gerencia de Geotermia. (2001). Informe Geotermia.
- Izagirre Etxeberria, J. K. (2004). TÉCNICAS DE DESALACIÓN, COSTES DE CONSTRUCCIÓN Y EXPLOTACIÓN. Grupo AGBAR.
- Karytsas, C., Alexandrou, V., & Boukis, I. (2013). THE KIMOLOS GEOTHERMAL DESALINATION PROJECT. IGA , 206-219.
- Keenan, J., & Neumann, E. (1942). A Simple Air Ejector. Appl Mech.
- León, J. L. (2007). Manual de Geotermia. Ciencias de la Tierra e Ingeniería de Reservorios.

- Lindal. (1973). *Industrial and Other Applications of Geothermal Energy, Except Power*. New York: Production and District Heating. UNESCO Geothermal Energy. Earth Sciences..H. C. H. Armstead.
- Linsford, K. M. (1998). Increasing heat exchange performance. Bryan Research and Engineering Inc. , 1-13.
- Llopis Trillo, R. A. (2002). *Guía de Energía Geotérmica*. Comunidad de Madrid.
- Lund J.W., F. D. (2000). *World-Wide Direct Uses of Geothermal Energy 2000*. International Geothermal Association.
- MacDonald, M. (2005). *Thermal Desalination Processes And Economics*. L'Aquila, Italy: EDS.
- Maddah, H., & Alizadeh, M. (2014). Experimental Study of Al₂O₃/water Nanofluid Turbulent Heat Transfer. *El Sevier* , 1042-1054.
- Medina, S. J. (2001). La desalación del siglo XXI. Una aproximación a los costes reales de la desalación de aguas salobres y de mar en la agricultura. II Congreso Nacional de AEDyR.
- Mexico CNN. (2011, Abril 7). CNN México. Retrieved from <http://mexico.cnn.com/salud/2011/04/07/zona-del-noroeste-y-peninsula>
- Mostafa Ghiaasiaan, S. (2008). *Two-phase flow, Boiling and Condensation*. Georgia Institute of Thecnology: Cambridge University Press.
- Murugesan, P., Mayilsamy, K., & Suresh, S. (2010). Turbulent Heat Transfer and Pressure Drop in Tube Fitted with Square-cut Twisted Tape. *Chinese Journal of Chemical Engineering* , 609-617.
- Nava, C. (2006). Agua y Desalación en México: Del Engaño al Obscurantismo Jurídico. *Desalación de Agua con Energías Renovables* , 61-62.
- Reynolds. (n.d.). Reynolds India. Retrieved from <http://www.reynoldsindia.com/>
- Ribatski, G., & Jacobi, A. (2005). Falling-Film Evaporation on Horizontal Tubes. a Critical Review. *El Sevier* , 635-653.
- Rodriguez Zarate, E. (2012). Propuesta de diseño de un intercambiador de calor de placas para el ciclo PWG. DF, México: UNAM.
- Sadik, K., & Lu, H. (2010). *Heat Exchangers. Selection, rating and thermal design*. CRC Express.
- Salmerón, J. A. (2012). Analisis y Diseño de una Desaladora de Agua de multiple Efecto con Recurso Geotermico de Baja Entalpía. México, DF.: UNAM.
- Sarma, P., Subramanyam, T., & PS., K. (2002). Laminar Convective Heat Transfer Whit Twisted Tapes Inserts in a Tube. *El Sevier* , 821-828.
- Smith, E., & Kiatkittipong, K. (2014). Heat transfer enhancement by multiple twisted tapes inserts and TiO₂/water nanofluids. *Elsevier* , 876-924.
- Subdirección General de Agua Potable, Drenaje y Saneamiento. (2014, Mayo 14). CONAGUA. Retrieved from <http://www.conagua.gob.mx/CONAGUA07/Noticias/SeguimientoPNI.pdf>
- TEDAGUA. (2015). tedagua. Retrieved from <http://www.tedagua.com/>
- THERCO. (n.d.). THERCO. Retrieved from <http://www.thercohtx.com/extended-surface.html>
- Thermotran. (n.d.). Thermotran. Retrieved from <http://www.thermotran.com.mx/vacio.htm>
- TRANTER. (n.d.). TRANTER. Retrieved from <http://www.tranter.com/Pages/es-mx/productos/espirales/configuraciones.aspx?langcode=es-es>
- Trieb, F., Schillings, C., & Viebahn, P. (2007). *Concentrating Solar Power for Seawater Desalination*. Alemania: German Aerospace Center.
- Universitat politècnica de catalunya. (n.d.). Intercambiadores de calor. Retrieved from <http://epsem.upc.edu/~intercanviadorsdec calor/castella/evaporadors.html>
- Wallis, G. (1969). *One Dimensional Two Phase Flow*. USA: McGrawHill .
- White, F. M. (Fourth Edition.). *Fluid Mechanics*. Island: Mc Graw Hill.
- Xu, L., Wang, S., & Ge, M. (2004). Heat-transfer film coefficients of falling film horizontal tubes evaporator. 223-230.

Índice de Diagramas, Figuras y Tablas.

Tablas.

<i>Tabla 1. Sobreexplotación de aguas subterráneas en países seleccionados (FAO, 1997).</i>	3
<i>Tabla 2. Acuíferos por RHA al año 2012 (CONAGUA, 2014).</i>	4
<i>Tabla 3 Índices de abastecimiento de agua en poblaciones seleccionadas de la región Noroeste de México (Correa, El impacto social y económico de la desalación de agua de mar, 2006).</i>	6
<i>Tabla 4. Posibles combinaciones de energías renovables con tecnologías de desalación respecto al tipo de fluido a desalar.</i>	10
<i>Tabla 5. Comparativa de parámetros entre tecnologías aplicables a desalación de agua de mar (Trieb, Schillings, & Viebahn, 2007).</i>	15
<i>Tabla 6. Costes energéticos del agua desalada (RD).</i>	17
<i>Tabla 7. Costos de desalinización, según fluido a purificar y tecnología utilizada (Correa, Evaluación de la Sustentabilidad en la Instalación de Plantas Desaladoras, de Agua de Mar, en la Región Noroeste de México, 2007).</i>	17
<i>Tabla 8. Clasificación de yacimientos geotérmicos (Llopis Trilla, 2002).</i>	19
<i>Tabla 9. Principales Usos de la Energía Geotérmica en función de la Temperatura (BRGM).</i>	21
<i>Tabla 10. Algunos países que utilizan la energía geotérmica para usos directos (Arellano, Iglesias, & García, 2008).</i>	22
<i>Tabla 11. Capacidad instalada en algunos países (Asociación Geotérmica Mexicana, 2013).</i>	22
<i>Tabla 12. Capacidad efectiva instalada y potencial de fuentes renovables en México, 2012 (Mega-Watts).</i>	23
<i>Tabla 13. Datos Operativos para Cada Una de las Cámaras de la DMG.</i>	40
<i>Tabla 14. Requerimientos térmicos para eyector.</i>	40
<i>Tabla 15. Datos de entorno ambientales para sistema DMG.</i>	40
<i>Tabla 16. Composición de agua de mar. Ensenada, Baja California (Cabrera, 1974).</i>	41
<i>Tabla 17. Tabla de parámetros de rendimiento de sistema DMG.</i>	41
<i>Tabla 18. Resultados termo-hidráulicos para cada efecto de la unidad DMG.</i>	74
<i>Tabla 19. Resultados geométricos para el diseño de cada uno de los efectos de la unidad DMG.</i>	75
<i>Tabla 20. Resultados termo-hidráulicos para condensador de la unidad DMG.</i>	76
<i>Tabla 21. Resultados geométricos para condensador de la unidad DMG.</i>	77
<i>Tabla 22. Datos de Referencia en el Punto de Operación.</i>	81

<i>Tabla 23. Rangos de Operación recomendados para variables primarias que implican una afectación de $\pm 10\%$ en variables afectadas.</i>	84
<i>Tabla 24. Materiales propuestos para la construcción de los efectos o cámaras de la DMG.</i>	87
<i>Tabla 25. Normas nacionales aplicables a la unidad desaladora geotérmica.</i>	89
<i>Tabla 26. Requerimientos térmicos para cada Efecto y el condensador.</i>	107
<i>Tabla 27. Requerimientos térmicos para cada Efecto y el condensador.</i>	107
<i>Tabla 28. Requerimientos térmicos para cada Efecto y el condensador.</i>	109
<i>Tabla 29. Requerimientos para bomba de extracción de condensados.</i>	113
<i>Tabla 30. Parámetros de operación para bomba de extracción de condensados</i>	114

Figuras.

<i>Figura 1. Región Noroeste y Peninsular de México (México CNN, 2011).</i>	5
<i>Figura 2. Zonas críticas de abastecimiento de agua (Correa, El impacto social y económico de la desalación de agua de mar, 2006).</i>	6
<i>Figura 3. Localización geográfica de la desaladora proyecto en Ensenada (CONAGUA, 2014).</i>	9
<i>Figura 4. Diagrama de flujo del sistema MSF (Grupo iiDEA, 2012).</i>	12
<i>Figura 5. Planta Al-Khobar (TEDAGUA, 2015).</i>	13
<i>Figura 6. Esquema del proceso MED (Grupo iiDEA, 2012).</i>	13
<i>Figura 7. Planta desaladora MED-TVC, Al-Khaimah (TEDAGUA, 2015).</i>	14
<i>Figura 8. Esquemmatización de un sistema desalado por MVC (Grupo iiDEA, 2012).</i>	14
<i>Figura 9. Modelos estático y dinámico de la estructura interna de la Tierra (Rodríguez Zarate, 2012).</i>	18
<i>Figura 10. Esquemmatización de un sistema hidrotermal. (Fuente: DicksonMH y Fanelli. GeothermalEnergy).</i>	20
<i>Figura 11. Intercambiador de calor del tipo doble tubo (Reynolds).</i>	25
<i>Figura 12. Intercambiador de calor tipo tubo y coraza (API Heat Transfer).</i>	25
<i>Figura 13. Intercambiadores de calor de placas, de izquierda a derecha: de placa y junta, de placas en espiral, de laminillas (Alfa Laval).</i>	26
<i>Figura 14. Intercambiadores de calor de superficies extendidas, de izquierda a derecha: placa aletada, tubo-placa (THERCO).</i>	27
<i>Figura 15. Tipos de envolventes, tapas y cabezales para intercambiadores de tubo y coraza. (TEMA) (Sadik & Lu, 2010).</i>	28

<i>Figura 16. Condensador de tipo vertical de reflujo (TRANTER).....</i>	<i>29</i>
<i>Figura 17. Condensador Horizontal con distribución tipo J Invertido (TRANTER).....</i>	<i>29</i>
<i>Figura 18. Condensador-Evaporador de placas en espira (TRANTER).....</i>	<i>29</i>
<i>Figura 19. Condensador de placas con armazón desmontable (Alfa Laval)).....</i>	<i>29</i>
<i>Figura 20. Condensadores de contacto directo, el de la izquierda del tipo spray, el de la derecha, de bandeja (Thermotran).....</i>	<i>30</i>
<i>Figura 21. Evaporación múltiple con alimentación directa (Universitat politècnica de catalunya).....</i>	<i>31</i>
<i>Figura 22. Evaporación múltiple con alimentación a contracorriente (Universitat politècnica de catalunya).....</i>	<i>32</i>
<i>Figura 23. Evaporación múltiple con alimentación mixta (Universitat politècnica de catalunya).....</i>	<i>32</i>
<i>Figura 24. Evaporación múltiple con alimentación en paralelo (Universitat politècnica de catalunya).....</i>	<i>32</i>
<i>Figura 25. Esquematzación del sistema de desalación DMG (Grupo iiDEA, 2012).....</i>	<i>35</i>
<i>Figura 26. Volumen de control de primera cámara.....</i>	<i>38</i>
<i>Figura 27. Volumen de control de segunda y tercera cámara.....</i>	<i>38</i>
<i>Figura 28. Volumen de control para el condensador.....</i>	<i>38</i>
<i>Figura 29. Esquematzación de la capa limite. Fuente: (Fox & McDonald, 2004).....</i>	<i>45</i>
<i>Figura 31. Campo de velocidades para flujos laminar y turbulento (Fox & McDonald, 2004).....</i>	<i>46</i>
<i>Figura 30. Flujo natural sobre una mano por efecto del incremento de temperatura en el aire (Fox & McDonald, 2004).....</i>	<i>45</i>
<i>Figura 32. Desarrollo del perfil de velocidades en la capa limite a lo largo de la región de desarrollo hidrodinámico (White, Fourth Edition.).....</i>	<i>47</i>
<i>Figura 33. Principales patrones de Flujo para flujo interno en tuberías horizontales (White, Fourth Edition.).....</i>	<i>51</i>
<i>Figura 34. Mapa de régimen de flujo bifásico para tuberías horizontales. Baker, 1954.....</i>	<i>52</i>
<i>Figura 35. Mapa de régimen de flujo bifásico para tuberías horizontales. Mandhane, 1974.....</i>	<i>52</i>
<i>Figura 36. Patrones de flujo durante la condensación horizontal (Sadik & Lu, 2010).....</i>	<i>52</i>
<i>Figura 37. Inserto helicoidal plano.....</i>	<i>53</i>
<i>Figura 38. Regímenes para película líquida descendente sobre un tubo horizontal: a) Goteo, b) chorro, c) hoja laminar. (Hu & Jacobi, 1995).....</i>	<i>54</i>

<i>Figura 39. Regiones contempladas para el modelado de la transferencia de calor para una película descendente sobre un tubo horizontal, a la derecha también se observa el perfil del coeficiente convectivo de transferencia de calor para el fluido a lo largo de la circunferencia del tubo. (Ribatski & Jacobi, 2005)</i>	54
<i>Figura 40. Especificaciones geométricas de espira helicoidal</i>	58
<i>Figura 41. Esquematación de condiciones operativas de cámara 1</i>	72
<i>Figura 42. Esquematación de condiciones operativas de cámara 2</i>	73
<i>Figura 43. . Esquematación de condiciones operativas de cámara 2</i>	73
<i>Figura 44. Requerimientos termodinámicos para condensador de la unidad DMG</i>	76
<i>Figura 45. Banco de tubos para fluido geotérmico en primer efecto de la desaladora DMG</i>	85
<i>Figura 46. Banco de tubos para vapor en condensación en segundo efecto de la desaladora DMG</i>	86
<i>Figura 47. Banco de tubos para fluido geotérmico en segundo efecto de la desaladora DMG</i>	86
<i>Figura 48. Ensamble para primera cámara de desaladora DMG</i>	87
<i>Figura 49. Ensamble para segunda cámara de desaladora DMG</i>	87
<i>Figura 50. Rangos de operación para bombas de extracción de no condensables (de vacío), la información y detalles para cada uno de los mecanismos se encuentran en literatura abierta para su consulta</i>	102
<i>Figura 51. Esquematación básica de un eyector</i>	103
<i>Figura 52. Presiones de vacío alcanzadas de acuerdo al número de etapas para eyectores (Adnan, 1990)</i>	104
<i>Figura 53. Variación de presión y temperatura de fluidos en cada sección de un eyector (El-Dessouky H. , 1999)</i>	104
<i>Figura 54. Variación del radio a lo largo de la tobera supersónica de baja presión bajo análisis teórico (De 400 a 10 [kPa])</i>	110
<i>Figura 55. Variación del radio de la tobera supersónica de alta presión bajo un análisis teóricobaja presión bajo análisis teórico (De 400 a 40 [kPa])</i>	110
<i>Figura 56. Perfil de eyector de baja presión (38 cm de longitud aproximadamente)</i>	110
<i>Figura 57. Perfil del eyector de alta presión (60 cm de longitud aproximadamente)</i>	110
<i>Figura 58. Curva de operación para bomba de extracción de destilado producto</i>	113
<i>Figura 59. Curva de operación para bomba de extracción de salmuera</i>	113
<i>Figura 60. Curva de operación para bomba de agua de enfriamiento</i>	114
<i>Figura 61. Curva de operación para bomba de suministro a cámaras evaporadoras</i>	114

Diagramas.

<i>Diagrama 1. Distribución de Agua dulce en el planeta (GreenFacts, 2009).</i>	3
<i>Diagrama 2. Distribución de agua superficial y atmosférica (GreenFacts, 2009).</i>	3
<i>Diagrama 3. Acuíferos explotados y sobreexplotados en el país (CONAGUA, 2014).</i>	5
<i>Diagrama 4. Proyecciones de demanda y disponibilidad de recursos hídricos para Tijuana y Rosarito en Baja California (Correa, 2007).</i>	6
<i>Diagrama 5. Capacidad instalada a nivel mundial (DesalData, 2014).</i>	7
<i>Diagrama 6. Desglose de tecnologías utilizadas para desalar al año 2011 (DesalData, 2014).</i>	7
<i>Diagrama 7. Capacidad de producción en países seleccionados al año 2008 (DesalData, 2014).</i>	8
<i>Diagrama 8. Clasificación principal de procesos de desalación y subcategorías.</i>	10
<i>Diagrama 9. Esquemización de procesos de desalación térmica en general (Grupo iiDEA, 2012).</i>	11
<i>Diagrama 10. Comportamiento del agua destilada a partir de diferentes procesos a lo largo de los últimos años (Correa, El impacto social y económico de la desalación de agua de mar, 2006).</i>	16
<i>Diagrama 11. Clasificación de Intercambiadores de calor según geometría (Sadik & Lu, 2010).</i>	24
<i>Diagrama 12. Clasificación propuesta de la mecánica de fluidos (Fox & McDonald, 2004).</i>	44
<i>Diagrama 13. Técnicas de mejoramiento de transferencia de calor.</i>	53
<i>Diagrama 14. Esquema de patrones y transiciones en películas descendentes (derecha: transición; izquierda: patrón).</i>	56
<i>Diagrama 15. Secuencia básica para el diseño de un intercambiador de calor de placas. (Sadik & Lu, 2010).</i>	62
<i>Diagrama 16. Mapa de desarrollo del número de Reynolds en función del número de columnas para diferentes longitudes de tubo.</i>	68
■ <i>Diagrama 17. Mapa de desarrollo del Coeficiente convectivo de agua de mar y número de en función del número de columnas para diferentes longitudes de tubo.</i>	69
<i>Diagrama 18. Mapa de flujo de calor y uniones en espejos en función de la longitud de tubos a diferentes diámetros para la unidad desaladora con 14 tubos por columna.</i>	70
<i>Diagrama 19. Mapa de flujo de calor y uniones en espejos en función de la longitud de tubos a diferentes diámetros para la unidad desaladora con 14 tubos por columna (área de interés).</i>	71
<i>Diagrama 20. Desviaciones porcentuales para algunas variables de interés respecto al flujo másico geotérmico.</i>	82
<i>Diagrama 21. Desviaciones porcentuales para algunas variables de interés respecto a la temperatura de fluido geotérmico.</i>	83
<i>Diagrama 22. Desviaciones porcentuales para algunas variables de interés respecto a la presión de vacío en el condensador.</i>	83

<i>Diagrama 23. Desviaciones porcentuales para algunas variables de interés respecto a la temperatura de fluido geotérmico.</i>	<i>84</i>
<i>Diagrama 24. Densidad (línea naranja) y Calor específico (línea azul) para diferentes temperaturas según concentración de sólidos disueltos.</i>	<i>97</i>
<i>Diagrama 25. Viscosidad dinámica (línea naranja) y Conductividad térmica (línea azul) para diferentes temperaturas según concentración de sólidos disueltos.</i>	<i>97</i>
<i>Diagrama 26. Elevación en la temperatura del punto de ebullición para agua de mar por efecto de la concentración de sólidos.</i>	<i>98</i>
<i>Diagrama 27. Evolución de potencia y presión de fluido matriz necesaria para el funcionamiento del arreglo de eyectores (2 eyectores en serie, descarga a $110 \text{ [kPa]}_{\text{abs}}$, succión a $9 \text{ [kPa]}_{\text{abs}}$.....</i>	<i>108</i>
<i>Diagrama 28. Mapa de operación para eyector de baja presión con succión a 10 [kPa].....</i>	<i>111</i>
<i>Diagrama 29. Mapa de operación para eyector de alta presión con succión a 40 [kPa].....</i>	<i>112</i>