



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO**

---

**FACULTAD DE INGENIERÍA**

# **Análisis del rendimiento térmico del sistema de pruebas para la DMG**

**TESIS**

Que para obtener el título de

**Ingeniero Mecánico**

**P R E S E N T A**

Miguel Adrián Vargas Ramírez

**DIRECTOR DE TESIS**

Dr. Héctor Miguel Aviña Jiménez



Ciudad Universitaria, Cd. Mx., 2017



## **Agradecimientos**

*A mis padres, Yolanda y Miguel Ángel, quiénes me han dado Todo,  
grata e incondicionalmente, ¡los amo!*

*A mi hermano, el doGor, que me ha proporcionado innumerables  
disgustos, risas, enojos y alegrías; qué sería de mí sin ti.*

*A mis abuelos y familiares, quiénes por su amor y motivación me  
encuentro donde estoy.*

*A mis amigos, todas aquellas personas con quién he convivido y  
compartido momentos en lo que llevo de vida.*

*A la UNAM, la Facultad e Instituto de Ingeniería; profesores y  
compañeros que ayudaron a forjarme como universitario.*

*Gracias.*



# Índice

|   |     |
|---|-----|
| <i>Lista de Figuras</i> .....   | iii |
| <i>Lista de Tablas</i> .....  | iv  |
| <i>Nomenclatura</i> .....   | v   |
| <b>Introducción</b> .....   | 1   |
| <b>Resumen</b> .....  | 3   |
| <b>1 Antecedentes</b> .....   | 5   |
| 1.1 Desalación de agua de mar .....                                   | 5   |
| 1.1.1 Definición .....  | 5   |
| 1.1.2 Desalación en México y el mundo.....                            | 7   |
| 1.1.3 Procesos de desalación .....                                    | 12  |
| 1.1.4 Sistemas de desalación térmica .....                            | 14  |
| 1.2 Geotermia .....   | 18  |
| 1.2.1 Generalidades y estructura interna de la Tierra .....           | 18  |
| 1.2.2 Yacimientos geotérmicos .....                                   | 20  |
| 1.2.3 Clasificación.....  | 21  |
| 1.2.4 Aplicaciones del recurso.....                                   | 23  |
| 1.2.5 Geotermia en México y el mundo.....                             | 24  |
| 1.2.6 Desalación con geotermia.....                                   | 28  |
| <b>2 Transferencia e intercambiadores de calor</b> .....              | 31  |
| 2.1 Transferencia de calor.....                                       | 31  |
| 2.1.1 Mecanismos de transferencia de calor .....                      | 31  |
| 2.1.2 Balance de masa y energía.....                                  | 36  |
| 2.1.3 Números adimensionales.....                                     | 37  |
| 2.1.4 Patrones de película descendente sobre tubos horizontales ..... | 41  |
| 2.2 Intercambiadores de calor .....                                   | 46  |
| 2.2.1 Tipos de intercambiadores de calor .....                        | 46  |
| 2.2.2 Intercambiadores de calor de tubo y coraza.....                 | 53  |
| 2.2.3 Configuraciones y componentes.....                              | 55  |
| 2.2.4 Aplicaciones.....   | 61  |
| <b>3 Diseño del sistema de pruebas para la DMG</b> .....              | 64  |
| 3.1 Cálculos y consideraciones para el intercambiador de calor .....  | 64  |

|          |  |            |
|----------|--|------------|
| 3.1.1    | Componentes: Materiales y dimensiones.....                           | 64         |
| 3.1.2    | Método de la Diferencia de Temperatura Media Logarítmica (LMTD)..... | 71         |
| 3.1.3    | Coefficientes de transferencia de calor por convección .....         | 74         |
| 3.1.4    | Coefficiente global de transferencia de calor.....                   | 78         |
| 3.1.5    | Caídas de presión .....  | 81         |
| 3.2      | Sistema de aspersión.....  | 84         |
| 3.2.1    | Tubo de distribución .....   | 84         |
| 3.2.2    | Aspersores.....  | 85         |
| 3.3      | Sistema de pruebas .....   | 89         |
| 3.3.1    | Circuito de agua de mar .....  | 89         |
| 3.3.2    | Circuito de fluido caliente .....                                    | 92         |
| 3.3.3    | Circuito de retrolavado .....  | 93         |
| <b>4</b> | <b>Pruebas experimentales y análisis de resultados.....</b>          | <b>97</b>  |
| 4.1      | Pruebas experimentales.....  | 97         |
| 4.1.1    | Metodología de experimentación.....                                  | 97         |
| 4.1.2    | Distribución de temperatura.....                                     | 101        |
| 4.2      | Análisis de resultados.....  | 103        |
| 4.2.1    | Implementación del Método de Superficies de Respuesta (MSR).....     | 103        |
| 4.2.2    | Resultados .....   | 106        |
| 4.3      | Coefficientes de transferencia de calor reales.....                  | 117        |
| <b>5</b> | <b>Conclusiones y trabajo a futuro .....</b>                         | <b>118</b> |
| 5.1      | Conclusiones.....  | 118        |
| 5.2      | Trabajo a futuro .....   | 121        |
|          | <b>Referencias .....</b>   | <b>123</b> |
|          | <b>Anexo A.....</b>  | <b>125</b> |
|          | <b>Anexo B.....</b>  | <b>130</b> |

## Lista de Figuras

|   |    |
|---|----|
| Fig. 1.1 Tecnologías de desalación instaladas a nivel mundial en 2011 (Ibíd.).  | 8  |
| Fig. 1.2 Variación de la disponibilidad media per cápita del agua.  | 10 |
| Fig. 1.3 Esquematación de procesos de desalación térmica (Grupo iiDEA, 2012).   | 15 |
| Fig. 1.4 Sistema de desalación por VC (Grupo iiDEA, 2012).  | 16 |
| Fig. 1.5 Sistema de desalación por MSF (Grupo iiDEA, 2012).   | 17 |
| Fig. 1.6 Sistema de desalación por MED (Grupo iiDEA, 2012).   | 18 |
| Fig. 1.7 Estructura interna de la Tierra.   | 19 |
| Fig. 1.8 Esquema de un yacimiento geotérmico (Ibíd.).   | 21 |
| Fig. 1.9 Principales usos en función de la temperatura.   | 23 |
| Fig. 1.10 Campos geotérmicos en operación de México (Ibíd.).  | 28 |
| Fig. 1.11 Esquema del sistema MED utilizado en Grecia.  | 29 |
| Fig. 1.12 Esquema de la DMG (Grupo iiDEA, 2012).  | 30 |
| Fig. 2.1 Conducción de calor a través de una placa plana.   | 33 |
| Fig. 2.2 Transferencia de calor por convección de una superficie caliente al aire (Ibíd.).  | 34 |
| Fig. 2.3 Transferencia de calor por radiación entre una superficie y las superficies circundantes (Ibíd.).  | 35 |
| Fig. 2.4 Patrón de flujo goteo (izquierda), columna (medio) y hoja (derecha).   | 42 |
| Fig. 2.5 Foto de los 5 regímenes (de izquierda a derecha): goteo, goteo/columna, columna, columna/hoja, hoja (Ibíd.).   | 42 |
| Fig. 2.6 Clasificación de intercambiadores de calor por su construcción.  | 48 |
| Fig. 2.7 Intercambiador de placas planas (Ibíd.).   | 49 |
| Fig. 2.8 Intercambiador de placas en espiral (Ibíd.).   | 50 |
| Fig. 2.9 Intercambiador de calor de placa enroscada: (izquierda) en serpentín, (derecha) multizona. (Ibíd.).  | 51 |
| Fig. 2.10 Intercambiador de calor de placas aleteadas (Ibíd.).  | 52 |
| Fig. 2.11 Aleteados de intercambiadores de calor de tubos aleteados (Ibíd.).  | 53 |
| Fig. 2.12 Intercambiador de calor de tubo y coraza.   | 54 |
| Fig. 2.13 Tipos de coraza y cabezales (Ibíd.).  | 56 |
| Fig. 2.14 (a) Tubo ligeramente aleteado, (b) tipos de arreglos de tubos (Ibíd.).  | 57 |
| Fig. 2.15 Espejo de tubos de un intercambiador de tubo y coraza.  | 58 |
| Fig. 2.16 Tipos de deflectores transversales (Ibíd.).   | 58 |
| Fig. 2.17 Placas de impacto en boquillas (Ibíd.).   | 60 |
| Fig. 2.18 Intercambiadores de calor de tubo y coraza.   | 63 |
| Fig. 3.1 Espejo de la matriz de tubos y empaque (Grupo iiDEA, 2015).  | 65 |
| Fig. 3.2 Vista isométrica de la matriz de tubos.  | 66 |
| Fig. 3.3 Vista isométrica del cabezal de distribución (Grupo iiDEA, 2015).  | 67 |
| Fig. 3.4 Vista isométrica del ensamble de la matriz de tubos con empaques y cabezales (de izquierda a derecha): de acero inoxidable 304, cobre-níquel y aluminio. | 67 |
| Fig. 3.5 Vista isométrica de la carcasa (Grupo iiDEA, 2015).  | 68 |
| Fig. 3.6 Dimensiones de los broches de seguridad (Proveedor).   | 70 |
| Fig. 3.7 Imagen del catálogo de la pieza real.  | 70 |
| Fig. 3.8 Ensamble del sistema de pruebas (Grupo iiDEA, 2016).   | 70 |

|  |     |
|--|-----|
| Fig. 3.9 Diagrama térmico del intercambiador de calor del sistema de pruebas. ....                           | 72  |
| Fig. 3.10 Software para determinar el factor de corrección para flujo cruzado y fluidos no<br>mezclados..... | 74  |
| Fig. 3.11 Diferentes vistas del tubo de distribución de agua de mar (Grupo iiDEA, 2015).....                 | 85  |
| Fig. 3.12 Características y patrón de aspersión de cono lleno (Proveedor).....                               | 85  |
| Fig. 3.13 Representación de la cobertura teórica de aspersión.....   | 86  |
| Fig. 3.14 Representación gráfica de la aspersión (Proveedor).....  | 87  |
| Fig. 3.15 Aspersores GG 316SS (Proveedor). ....  | 88  |
| Fig. 3.16 Sistema de aspersión (Grupo iiDEA, 2016). ....   | 89  |
| Fig. 3.17 Circuito de agua de mar (Grupo iiDEA, 2016).....   | 89  |
| Fig. 3.18 Circuito del fluido caliente (Grupo iiDEA, 2016).....  | 92  |
| Fig. 3.19 Circuito de retrolavado (Grupo iiDEA, 2016). ....  | 93  |
| Fig. 3.20 Sistema de pruebas para la DMG (Grupo iiDEA, 2016). ....   | 97  |
| Fig. 4.1 Medición de la conductividad eléctrica de una muestra del agua salada.....                          | 98  |
| Fig. 4.2 Imágenes infrarrojas del banco de tubos para T=85(°C). ....   | 102 |
| Fig. 4.3 Imágenes infrarrojas del banco de tubos durante la aspersión. ....                                  | 103 |
| Fig. 4.4 Gráfica de contorno y 3D de la desviación estándar. ....  | 107 |
| Fig. 4.5 Probabilidad normal de los residuales estudentizados internamente, número de Reynolds.<br>.....     | 108 |
| Fig. 4.6 Probabilidad normal de los residuales estudentizados internamente, número de Prandtl.<br>.....      | 108 |
| Fig. 4.7 Probabilidad normal de los residuales estudentizados internamente, número de<br>Arquímedes. ....    | 108 |
| Fig. 4.8 Gráfica de contorno y 3D del número de Reynolds.....  | 111 |
| Fig. 4.9 Gráfica de contorno y 3D del número de Prandtl. ....  | 113 |
| Fig. 4.10 Gráfica de contorno y 3D del número de Arquímedes.....   | 114 |
| Fig. 4.11 Gráfica de contorno y 3D de la función de deseabilidad.....  | 116 |
| Fig. 4.12 Superposición de las gráficas de contorno para los valores acotados. ....                          | 117 |

### *Lista de Tablas*

|   |    |
|---|----|
| Tabla 1.1 Rangos de salinidad del agua. ....  | 6  |
| Tabla 1.2 Salinidad de algunos océanos y mares. ....                                  | 6  |
| Tabla 1.3 Capacidad instalada de los mayores productores.....                         | 8  |
| Tabla 1.4 Plantas desaladoras en México. ....   | 11 |
| Tabla 1.5 Clasificación de los recursos geotérmicos. ....                             | 22 |
| Tabla 1.6 Porcentaje de producción eléctrica con geotermia de algunos países. ....    | 25 |
| Tabla 1.7 Capacidad de energía geotermoeléctrica instalada en 1995, 2000 y 2014. .... | 25 |
| Tabla 2.1 Rangos típicos de los números de Prandtl para fluidos comunes.....          | 40 |
| Tabla 2.2 Parámetros principales del patrón de flujo.....                             | 42 |
| Tabla 2.3 Número de Reynolds para transición de flujo en tubos horizontales. ....     | 44 |
| Tabla 2.4 Número de Nusselt para los tres patrones de flujo principales (Ibíd.).....  | 45 |
| Tabla 3.1 Temperaturas de los fluidos de trabajo. ....                                | 73 |

|  |     |
|--|-----|
| Tabla 3.2 Propiedades termofísicas de los fluidos (Base de datos de REFPROP). .....  | 74  |
| Tabla 3.3 Factor de ensuciamiento para agua. ....  | 80  |
| Tabla 3.4 Conductividades térmicas de los distintos materiales de los tubos (Datos de<br>proveedores). ....  | 80  |
| Tabla 3.5 Coeficientes globales de transferencia de calor para cada matriz de tubos.....   | 81  |
| Tabla 3.6 Componentes del circuito de agua de mar. ....  | 91  |
| Tabla 3.7 Componentes del circuito de fluido caliente.....   | 92  |
| Tabla 3.8 Componentes del circuito de retrolavado.....   | 94  |
| Tabla 4.1 Lecturas para la matriz de acero inoxidable.....   | 99  |
| Tabla 4.2 Especificaciones técnicas del modelo Ti300<br>( <a href="http://www.fluke.com/fluke/mxes/termografia/fluke-ti300.htm?PID=77089">www.fluke.com/fluke/mxes/termografia/fluke-ti300.htm?PID=77089</a> ). .... | 101 |
| Tabla 4.3 Propiedades termofísicas del agua salada. ....   | 104 |
| Tabla 4.4 Números adimensionales. ....   | 104 |
| Tabla 4.5 Regiones de transición de flujo a 22 (°C).....   | 105 |
| Tabla 4.6 Datos ingresados al software. ....   | 106 |
| Tabla 4.7 Análisis de varianza, número de Reynolds. ....   | 109 |
| Tabla 4.8 Parámetros estadísticos, número de Reynolds. ....  | 109 |
| Tabla 4.9 Análisis de varianza, número de Prandtl. ....  | 111 |
| Tabla 4.10 Parámetros estadísticos, número de Prandtl. ....  | 112 |
| Tabla 4.11 Análisis de varianza, número de Arquímedes. ....  | 113 |
| Tabla 4.12 Parámetros estadísticos, número de Arquímedes. ....   | 114 |
| Tabla 4.13 Soluciones para una deseabilidad global máxima con variables codificadas.....   | 115 |

## *Nomenclatura*

|        |  |
|--------|--|
| AICc   | Akaike Information Criterion corrected (Criterio de Información de Aikake corregido)               |
| ASTM   | American Society for Testing and Materials (Sociedad Americana para Pruebas y Materiales)          |
| CFE    | Comisión Federal de Electricidad   |
| CONAPO | Consejo Nacional de Población  |
| DMG    | Desaladora Modular Geotérmica  |
| EGEC   | European Geothermal Energy Council (Consejo Europeo de Energía Geotérmica)                         |
| IDA    | International Desalination Association (Asociación Internacional en Desalación)                    |
| iiDEA  | Instituto de Ingeniería Desalación y Energías Alternas   |
| IMTA   | Instituto Mexicano de Tecnología del Agua  |
| LMTD   | Logarithmic Mean Temperature Difference (Método de la Diferencia de Temperatura Media Logarítmica) |
| MED    | Multiple Effect Distillation (Deslación de Múltiple Efecto)  |

|        |   |
|--------|---|
| MSR    | Método de Superficies de Rendimiento  |
| NTP    | National Pipe Thread (Rosado Nacional de Tubos)   |
| PHI    | Plan Hidrológico Internacional  |
| PPM    | Partes Por Millón   |
| PRESS  | Predicted Residual Sum of Squares (Predicción de Suma de Cuadrados de los Residuales)                 |
| RPM    | Revoluciones por minuto   |
| SRT    | Sistema de Recubrimiento de Tubos   |
| TEMA   | Tube Exchanger Manufacturers Association (Asociación de Manufactureros de Intercambiadores Tubulares) |
| A      | Área superficial  |
| Ar     | Número de Arquímedes  |
| $c_p$  | Calor específico  |
| D      | Deseabilidad global máxima  |
| $D_0$  | Diámetro exterior de los tubos  |
| $D_i$  | Diámetro interior de los tubos  |
| df     | Grados de libertad  |
| F      | Factor de corrección LMTD   |
| $F_0$  | Valor estadístico de prueba de hipótesis nula   |
| Ga     | Número de Galileo   |
| $Ga^*$ | Número de Galileo modificado  |
| g      | Aceleración ejercida por la gravedad  |
| $h_0$  | Coefficiente de transferencia de calor por convección externo   |
| $h_i$  | Coefficiente de transferencia de calor por convección interno   |
| $j_H$  | Factor de Colburn   |
| k      | Conductividad térmica   |
| L      | Largo de los tubos  |
| $n_p$  | Número de pasos   |
| $n_t$  | Número de tubos   |
| Nu     | Número de Nusselt   |

|           |   |
|-----------|---|
| P         | Presión                                       |
| $p$       | Probabilidad del término F                    |
| Pr        | Número de Prandtl                             |
| R         | Factor por ensuciamiento de los tubos         |
| $R^2$     | Coefficiente de correlación múltiple          |
| $R_D$     | Factor de ensuciamiento                       |
| Re        | Número de Reynolds                            |
| $s_T$     | Distancia transversal entre centros de tubos  |
| T         | Temperatura                                   |
| U         | Coefficiente global de transferencia de calor |
| V         | Velocidad del fluido                          |
| $\dot{m}$ | Gasto másico                                  |
| $\Gamma$  | Flujo másico por longitud de tubo             |
| $\rho$    | Densidad                                      |
| $\mu$     | Viscosidad dinámica                           |
| $\nu$     | Viscosidad cinemática                         |

## Introducción

La carencia de agua potable aunado al crecimiento exponencial de la población, no sólo en el país, sino en todo el mundo, ha provocado un aumento en la demanda del recurso hídrico. Sin mencionar que el 70% de la superficie del planeta está cubierta por agua, de la cual la mayor parte es el agua salada de los mares y océanos (97%), siendo mínima el agua dulce bebible para el ser humano. Del agua dulce, más de dos terceras partes se encuentra congelada en los glaciares, el restante se distribuye en el agua subterránea de los mantos acuíferos, la que se encuentra contenida en la atmósfera y la superficial proveniente de lagos, ríos, etc.; otro aspecto relevante es el promedio anual de precipitaciones, que dependiendo de la zona varía, y que la mayor parte de ésta se evapora dejándola sin ser aprovechable. Estas situaciones han fomentado la investigación científica y tecnológica de diferentes formas de obtener este recurso tan indispensable para la vida.

Dichas investigaciones se dan principalmente en países con zonas áridas con sequías extremas como los del Medio Oriente, de los cuales Arabia Saudita y los Emiratos Árabes son pioneros en el desarrollo de tecnologías de desalación; de manera similar, el 52% de la superficie de México es árida y semiárida, el 13% es trópico seco, 20% es templado y 15% trópico húmedo, por lo que el país presenta un contraste territorial en escasez de agua<sup>1</sup>. Las partes noroeste, norte y centro del país donde se encuentra concentrada la mayor parte de la población es donde suele llegar a presentarse una relativa escasez de agua. De acuerdo a datos de la Comisión Nacional del Agua la principal fuente de suministro de agua en México proviene de los mantos acuíferos; se tienen identificados alrededor de 653 cuerpos de agua distribuidos en el país, de los cuales sólo el 14.7% suministra el 50% del agua empleada a nivel nacional, esta sobrexplotación de los mantos acuíferos conlleva a mayores problemas como la

---

<sup>1</sup> Fuentes Díaz, M. "Desalación del agua, una alternativa para resolver la demanda de agua potable en el sur de la república mexicana", XXVIII Congreso Interamericano de Ingeniería Sanitaria y Ambiental. Cancún, México, octubre, 2002.

intrusión salina en otros mantos, más particularmente en los estados que rodean el Mar de Cortés.

Por tal motivo, el Grupo iiDEA del Instituto de Ingeniería, UNAM, ha estado trabajando en la construcción de una Desaladora Modular Geotérmica (DMG) para la desalación de agua de mar utilizando un recurso renovable como lo es la energía geotérmica del centro de la Tierra, específicamente con un yacimiento de baja entalpía ( $\approx 90$  °C), y así ayudar a disminuir la demanda constante de agua potable que existe. En primera instancia, se aplicará esta tecnología para desalar agua de mar en las costas de Baja California, debido a la disponibilidad de efluentes geotérmicos de baja entalpía y el recurso primario, agua de mar; una de las prospectivas para esta planta es la producción de 40 (m<sup>3</sup>/día) de agua destilada, a partir de agua de mar con una concentración máxima de sólidos disueltos aproximada de 35 000 (ppm).

El objetivo principal del presente trabajo no está enfocado como tal a la DMG, en la cual continúa trabajando el instituto, sino a la construcción de un intercambiador de calor que simule las condiciones a las cuales trabajará la primera cámara de ésta y así poder tener un sistema para realizar diversas pruebas, esto con la finalidad de optimizar el diseño de la DMG, tanto en los materiales empleados para prevenir la corrosión e incrustación en tuberías, como en la configuración del arreglo del banco de tubos, sistema de aspersión, sistema de vacío y la transferencia de calor que se presenta. Este último, de manera específica en el presente trabajo, para poder evaluar las condiciones de operación y determinar los rangos en los que trabajará para obtener un rendimiento óptimo de los intercambiadores de calor, con base en el análisis estadístico de resultados de las lecturas obtenidas durante la experimentación.

## Resumen

En el primer capítulo se habla sobre la desalación de agua de mar y los procesos de obtención del destilado, donde se menciona que a nivel mundial, el proceso más empleado es la ósmosis inversa, seguida de la destilación súbita de múltiple etapa y la destilación de múltiple efecto, ésta última, debido a las bajas presiones que maneja durante el proceso permite aprovechar un fluido de trabajo a menores temperaturas, ya que las condiciones climáticas y del recurso primario varían de país en país. Junto con un panorama nacional e internacional de dichas tecnologías. También, se habla sobre el uso de la geotermia para la producción de energía eléctrica que requiere de yacimientos de alta entalpía para poder generar lo necesario para abastecer a alguna región, sin embargo, ya se ve que el aprovechamiento de yacimientos de mediana y baja entalpía tienen un gran número de usos directos en diversos sectores con los que se puede costear la perforación del pozo de explotación. Se ve el gran potencial de México en producción geotermoeléctrica gracias a su ubicación geográfica, en comparación con otros países que aprovechan los usos directos.

En el segundo capítulo trata sobre la transferencia de calor, sus mecanismos, balances y números adimensionales, los cuales juegan un papel importante en ésta, ya que gracias a ellos se puede interpretar y dar una idea de cómo se comportan los fluidos en interacción y la forma en que se transfiere dicho calor de uno a otro. De igual manera, se ven los tipos de intercambiadores de calor en la industria, y de manera específica, las configuraciones, componentes y aplicaciones de los intercambiadores de calor de tubo y coraza. Ya que éstos manejan un amplio rango de presiones, temperaturas, dimensiones y materiales en su construcción.

Por otro lado, en el tercer capítulo plantea el diseño del sistema de pruebas para la DMG, que busca simplificar lo más posible las consideraciones del intercambiador de calor sin afectar el rendimiento que puede tener el mismo. Se calcula una primera aproximación teórica del coeficiente convectivo interno y externo, el cual afecta directamente el rendimiento del intercambiador, reflejado en el coeficiente global de

transferencia sin y con ensuciamiento. A su vez, se describen los equipos seleccionados para el sistema de pruebas, que en conjunto fueron escogidos basados más en cumplir las condiciones de operación para las pruebas de corrosión e incrustación.

El cuarto capítulo trata de las pruebas experimentales y su posterior análisis, donde se plantea la metodología de experimentación junto con la implementación del Método de Superficies de Respuesta, utilizando el software Design-Expert cuyos paquetes estadísticos facilitan la obtención de los modelos y gráficas de los números adimensionales obtenidos durante la experimentación. Los resultados obtenidos del análisis, mediante la deseabilidad global y la superposición de las gráficas de contorno, arrojan los valores en los cuales se tiene un mayor rendimiento térmico del intercambiador de calor, obteniendo los valores reales y finales de los coeficientes de transferencia de calor por convección y el global, considerando, y no, el ensuciamiento.

## 1 Antecedentes

En este capítulo se presenta, de manera específica, lo que es la desalación de agua de mar, junto con un panorama general a nivel mundial y nacional de la cantidad de agua destilada generada. Se describen los procesos y tecnologías conocidas para la obtención del recurso hídrico, enfocándose en los procesos térmicos.

También se ve un panorama general de qué es la energía geotérmica, cómo surge, su clasificación y aplicaciones directas para su aprovechamiento, al igual que la situación en México y el mundo de la utilización de este recurso. Y finalmente, se mencionan los procesos de desalación con geotermia existentes.

### 1.1 Desalación de agua de mar

#### 1.1.1 Definición

La desalación es el proceso por el cual se separan las sales y minerales disueltos y otras sustancias indeseables contenidas en las aguas salobres o marinas, se entiende por agua salobre al agua que contiene un 10% de agua de mar que está localizada en las desembocaduras de los ríos; para así, convertirlas en agua adecuada para el consumo humano o agua apta para uso industrial y agrícola.

De la desalación realizada en una planta se obtienen dos productos: el agua dulce o destilado y el agua con mayor concentración de sales o salmuera; pero para poder obtener estos dos productos se requiere de cierta cantidad de energía, ya sea mecánica, térmica o eléctrica. El agua de mar debe someterse a un pretratamiento que elimine la materia orgánica y los sólidos disueltos en ésta, principalmente; también el destilado obtenido debe someterse a un postratamiento químico, en el cual se le agregan las sales y minerales requeridas por el cuerpo humano, ya que como se mencionó anteriormente, el agua baja en sales obtenida puede ser también utilizada en la industria o el riego de cultivos agrícolas que necesitan de un rango diferente de salinidad al nuestro.

En la siguiente tabla se muestra una clasificación de los cuerpos de agua en función de su salinidad.

| <b>Tipo de Agua</b> | <b>Salinidad (ppm)</b> |
|---------------------|------------------------|
| Ultrapura           | 0.03                   |
| Desmineralizada     | 0.3                    |
| Desionizada         | 3                      |
| Dulce (Potable)     | < 1,000                |
| Salobre             | 1,000 - 10,000         |
| Salina              | 10,000 - 30,000        |
| Marina              | 30,000 - 50,000        |

Tabla 1.1 Rangos de salinidad del agua<sup>2</sup>.

La salinidad del agua de mar varía dependiendo del mar u océano, habiendo una mayor concentración en lugares cálidos con poca renovación como el Mar Mediterráneo, y menor en lugares semi cerrados con abundantes aportes continentales como el Mar Báltico<sup>3</sup>, tal como se puede apreciar en la Tabla 1.2.

| <b>Mar / Océano</b>  | <b>Salinidad (ppm)</b> |
|----------------------|------------------------|
| Mar Báltico          | 28,000                 |
| Océano Pacífico      | 33,600                 |
| Océano Atlántico Sur | 35,000                 |
| Mar Mediterráneo     | 36,000                 |
| Mar Rojo             | 44,000                 |
| Golfo Pérsico        | 43,000 - 50,000        |
| Mar Muerto           | 50,000 - 80,000        |

Tabla 1.2 Salinidad de algunos océanos y mares.

---

<sup>2</sup> García Jaimes, O. (2008) "Los recursos geotérmicos de baja entalpía: una opción en la generación eléctrica y la desalación de agua de mar". (Tesis de Licenciatura – Universidad Nacional Autónoma de México).

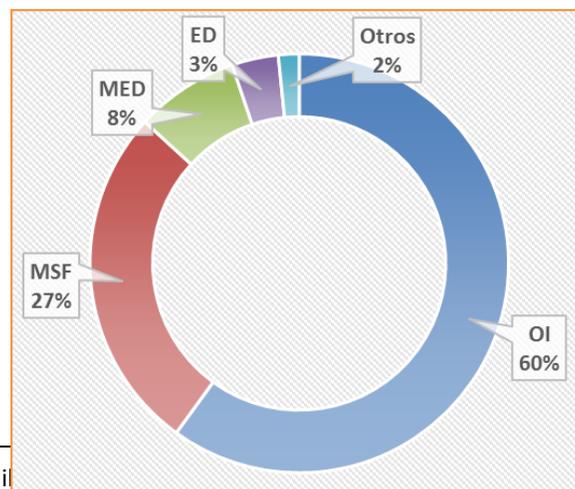
<sup>3</sup> Guía de desalación: aspectos técnicos y sanitarios (2009: <http://www.msssi.gob.es>)

Esta información nos da una idea de la salinidad que se puede esperar si se tiene la idea de realizar pruebas en el Golfo de California, teniendo relativamente poca concentración en comparación con otros lugares.

### 1.1.2 Desalación en México y el mundo

La desalación tuvo sus inicios a principios de 1950 y la primera tecnología concebida para este fin fue la ósmosis inversa (OI), años después se puso en práctica con la instalación de 5 plantas en el mundo con una producción de 58 (l/s). Desde sus primeros años, la desalación ha crecido aceleradamente con la creación de nuevas tecnologías, principalmente de finales de 1990 a la actualidad; en el año 2014 se registró una capacidad en el mercado de 68.66 millones ( $\text{m}^3/\text{día}$ ) de agua potable, de los cuales 43.17 mil ( $\text{m}^3/\text{día}$ ) provienen de la desalación de agua de mar, 13.63 mil ( $\text{m}^3/\text{día}$ ) de agua salobre, 3.47 mil ( $\text{m}^3/\text{día}$ ) de agua de desecho, 5.17 mil ( $\text{m}^3/\text{día}$ ) proveniente de agua de cauces naturales y el resto del suministro de la red<sup>4</sup>.

Existen diferentes formas de desalar el agua, entre las tecnologías instaladas más utilizadas a nivel mundial (Fig. 1.1) se encuentran la OI con un 60%, MED (Multi Effect Distillation) con 8%, MSF (Multi Stage Flash) con 27% y la ED (Electro Dialysis) con un 3%; el 2% restante se divide entre otras tecnologías como la compresión de vapor (VC), ya sea térmica o mecánica, la filtración iónica, por congelación, humidificación-deshumidificación, etc.<sup>5</sup>



<sup>4</sup> DesalData (2014). Disponi

<sup>5</sup> Ibíd.

Fig. 1.1 Tecnologías de desalación instaladas a nivel mundial en 2011 (Ibíd.).

Este tipo de tecnologías se explican más adelante para entender el funcionamiento de cada una y poder plantear la propuesta que se tiene en el Instituto de Ingeniería, UNAM. En la Tabla 1.3 se muestran los países con mayor capacidad instalada para desalación, el porcentaje relativo a la capacidad mundial y el tipo de tecnologías que emplean, todos estos datos referidos al año 2000.

Tabla 1.3 Capacidad instalada de los mayores productores<sup>6</sup>.

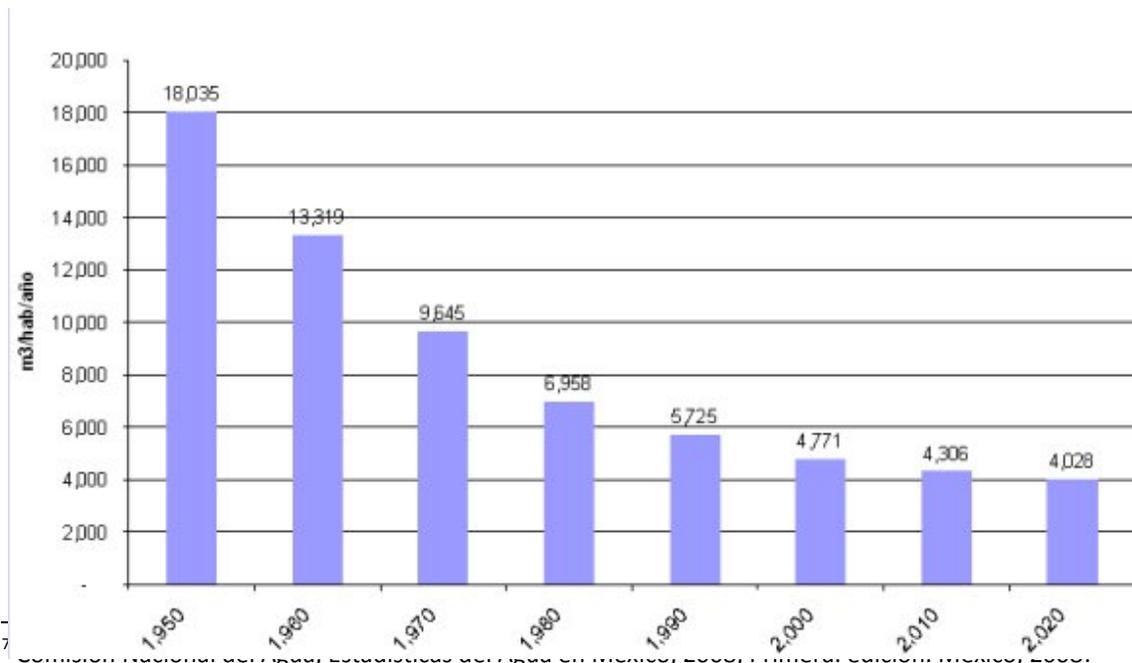
| País           | Capacidad total<br>[m3/día] | Porcentaje relativo a la<br>producción mundial [%] | Tecnologías empleadas, % |       |      |       |       |
|----------------|-----------------------------|--|--------------------------|-------|------|-------|-------|
|                |                             |  | MSF                      | MED   | VC   | RO    | ED    |
| Arabia Saudita | 5,429,334                   | 20.96  | 64.22                    | 0.33  | 1.39 | 32.25 | 1.80  |
| Estados U.     | 4,327,596                   | 16.70  | 1.32                     | 4.49  | 6.35 | 74.63 | 13.21 |
| Emiratos A. U. | 2,890,689                   | 11.16  | 86.66                    | 7.70  | 0.03 | 5.51  | 0.09  |
| Kuwait         | 1,614,861                   | 6.20   | 96.52                    | 0.08  | 0.00 | 3.25  | 0.15  |
| España         | 1,233,835                   | 4.76   | 4.51                     | 3.50  | 2.79 | 84.25 | 4.95  |
| Japón          | 945,163                     | 3.65   | 4.72                     | 2.34  | 0.00 | 85.59 | 7.35  |
| Libia          | 701,303                     | 2.71   | 65.66                    | 10.70 | 0.00 | 15.91 | 7.73  |
| Italia         | 581,478                     | 2.24   | 43.76                    | 12.40 | 6.53 | 21.07 | 16.24 |

Como se puede observar, a excepción de Estados Unidos, España y Japón que utilizan la OI principalmente, la tecnología más empleada es la MSF; el uso limitado de la OI en los países del Golfo es resultado de las condiciones del área, donde el cuerpo de agua confinado tiene un mayor grado de salinidad que depende, en gran medida, de la temporada y que el verano se extiende un mayor periodo de tiempo con temperaturas promedio del agua y el aire de 30 y 40 (°C), respectivamente. En cambio en lugares como Estados Unidos o Japón y otros países, el proceso de OI utilizado tiene condiciones más sencillas con menores salinidades y temperaturas promedio en el verano del agua y aire menores a los 25 (°C). Otro aspecto es que las tecnologías que utilizan energía térmica se consideran que desalan una mayor cantidad de agua.

<sup>6</sup> El-Dessouky, H.T. & Ettouney, H.M., "Fundamentals of salt water desalination". Elsevier, Ámsterdam, Países Bajos, 2002.

La expansión global de la industria desalinizadora se debe a la creciente demanda de agua y el alto costo de agua proveniente de recursos naturales. Países como Siria, Indonesia y Singapur apenas comienzan a implementar estas tecnologías, mientras que los que ya cuentan con plantas están en proceso de expandir su producción para cumplir y satisfacer sus necesidades específicas.

**México**, por su ubicación geográfica y topografía, cuenta con una gran variedad de climas, lo cual provoca que la distribución del recurso hídrico no sea uniforme en el país, como tampoco lo es la distribución de la población ni la de las actividades productivas. La Comisión Nacional del Agua publica anualmente el estudio denominado *Estadísticas del agua en México*, en el que documenta el estado actual del agua en el país; en éste indica que anualmente el país cuenta con 465 mil millones de metros cúbicos de agua dulce renovable, a lo que denomina “disponibilidad natural media”<sup>7</sup>. Al relacionar el volumen total disponible con la población total, se obtiene el cociente de disponibilidad natural media de agua per cápita. Para el año 2000 fue de 4 771 (m<sup>3</sup>/habitante/año) y, de acuerdo con las proyecciones del Consejo Nacional de Población (CONAPO), la población nacional llegará a 115.44 millones de habitantes en 2020. En consecuencia, la disponibilidad media per cápita ese año será de 4 028



(m<sup>3</sup>/habitante/año), tal como se muestra en la Fig. 1.2.

*Fig. 1.2 Variación de la disponibilidad media per cápita del agua<sup>8</sup>.*

De acuerdo con el Programa Hidrológico Internacional (PHI) de la UNESCO, se considera que un país tiene una disponibilidad promedio de agua si ésta es de entre 5 100 y 10 000 (m<sup>3</sup>/habitante/año), por lo que México se encuentra en el intervalo de baja disponibilidad. Además ese volumen no es para uso directo de cada habitante, sino que debe cubrir la parte proporcional del individuo en todos los usos del agua: agropecuario, industrial, abasto público, generación termoeléctrica e hidroeléctrica, así como usos ambientales y recreativos. Todo esto nos recalca la necesidad que se tiene en el país de desarrollar e implementar tecnologías de desalación a lo largo del territorio nacional, y así poder abastecer a la población en un futuro.

El Instituto Mexicano de Tecnología del Agua (IMTA) cuenta con el inventario nacional de desaladoras actualizado. Existen en México 320 sitios donde están instaladas desaladoras, esta infraestructura se halla distribuida en todo el país. El estado con el mayor número de desaladoras es Quintana Roo con 124 unidades; le sigue Baja California Sur con 73. Este último cuenta con la planta municipal más grande del país, en los Cabos, que produce 200 (l/s) de agua potable (17 280 m<sup>3</sup>/día) y abastece a una parte de Cabo San Lucas<sup>9</sup>.

En el 2002 había 171 plantas desaladoras con una capacidad instalada de 67 500 (m<sup>3</sup>/día) o 781 (l/s), el número ha aumentado a 435 plantas en el ámbito nacional con una capacidad comprobada de 311 377 (m<sup>3</sup>/día) o 3 600 (l/s), el 53 % se destina para uso turístico, el 12 % es para uso industrial, y el resto son municipales. De las cuales la mayor cantidad pertenecen a particulares, con aproximadamente un 65.5 % del total. Existen 137 plantas desaladoras que no operan, debido principalmente a la falta de capacitación del personal para operarlas y al alto costo de mantenimiento y de refacciones necesarias<sup>10</sup>.

---

<sup>8</sup> Calderón Mólgora, F. "Necesidad de desalar agua". Gaceta IMTA, número 20, diciembre 2008.

<sup>9</sup> Fuentes Díaz, M. "La desalación del agua". Gaceta IMTA, número 6, octubre 2007.

<sup>10</sup> Op. cit. 1.

A continuación se presenta una tabla con las plantas desaladoras en México registradas en el 2007, por estado, número de unidades, cantidad en operación y capacidad instalada.

| Entidad Federativa | Sitios con plantas desalinizadoras | Número unidades | % Nacional | Operan |     | Capacidad instalada (m <sup>3</sup> /d) |
|--------------------|------------------------------------|-----------------|------------|--------|-----|---|
|                    |                                    |                 |            | Sí     | No  |   |
| Baja California    | 23                                 | 38              | 8.74       | 24     | 14  | 51,938                                  |
| BCS                | 71                                 | 73              | 16.78      | 53     | 20  | 36,971                                  |
| Campeche           | 8                                  | 19              | 4.37       | 14     | 5   | 5,456                                   |
| Coahuila           | 31                                 | 33              | 7.59       | 23     | 10  | 7,668                                   |
| Colima             | 17                                 | 18              | 4.14       | 2      | 16  | 2,856                                   |
| Edo. de México     | 3                                  | 4               | 0.92       | 2      | 2   | 7,000                                   |
| D.F.               | 14                                 | 17              | 3.91       | 12     | 5   | 95,471                                  |
| Durango            | 26                                 | 26              | 5.98       | 13     | 13  | 868                                     |
| Guerrero           | 6                                  | 6               | 1.38       | 3      | 3   | 2,355                                   |
| Jalisco            | 3                                  | 4               | 0.92       | 3      | 1   | 2,865                                   |
| Morelos            | 2                                  | 21              | 4.83       | 21     | 2   | 110                                     |
| Nuevo León         | 5                                  | 5               | 1.15       | 5      | 1   | 2,847                                   |
| Oaxaca             | 1                                  | 4               | 0.92       | 4      | 1   | 14,256                                  |
| Q. Roo             | 79                                 | 124             | 28.51      | 73     | 51  | 53,339                                  |
| SLP                | 1                                  | 1               | 0.23       | 1      | 0   | 60                                      |
| Sonora             | 16                                 | 22              | 5.06       | 15     | 7   | 9,349                                   |
| Tamaulipas         | 4                                  | 4               | 0.92       | 2      | 2   | 5,100                                   |
| Veracruz           | 9                                  | 15              | 3.45       | 11     | 4   | 12,167                                  |
| Yucatán            | 1                                  | 1               | 0.23       | 1      | 2   | 700                                     |
| Total Nacional     | 320                                | 435             | 100%       | 282    | 137 | 311,377                                 |

Tabla 1.4 Plantas desaladoras en México<sup>11</sup>.

La mayor parte de las plantas instaladas utilizan la ósmosis inversa como tecnología de desalación, seguida de la compresión de vapor y la destilación súbita o “flash” en mucha menor medida, y muy pocas, aún en experimentación que funcionan mediante un proceso que aprovecha la energía solar.

Actualmente, se tienen dos proyectos enfocados a desalinizadoras al Noroeste del país, en Ensenada y La Paz, Baja California, aprobadas por el presidente de la república

<sup>11</sup> IDA. Desalination Yearbook 2007-2008.

como parte del Programa Nacional de Infraestructura 2014-2018. El proyecto en Ensenada está siendo proyectada para una producción de 250 (l/s), mediante un proceso de osmosis inversa, y cuenta con una inversión de 517 millones de pesos, por fideicomiso de 162 millones de pesos y 355 millones de pesos privados, la planta será concesionada 20 años después de su construcción; el proyecto en La Paz aún es un caso de estudio proyectado a una capacidad de 200 (l/s), 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<sup>12</sup>.

### 1.1.3 Procesos de desalación

Para desalar el agua se puede separar el agua de las sales utilizando energía térmica o mecánica, o bien, las sales del agua utilizando energía eléctrica o química; a continuación, se presentará la clasificación de las tecnologías de desalación, según el tipo de energía que se utiliza, para exponer los principales procesos existentes con sus distintos métodos de obtención del destilado:

#### 1) Energía térmica:

- a) *Evaporación*: Destilación súbita o “flash” de múltiple etapa (MSF), Destilación de múltiple efecto (MED), Termocompresión de vapor (TVC) y Destilación solar.
- b) *Cristalización*: Congelación y Formación de hidratos.
- c) *Filtración y evaporación*: Destilación con membranas.

#### 2) Energía mecánica:

- a) *Evaporación*: Compresión mecánica de vapor (MVC).
- b) *Filtración*: Ósmosis inversa (OI).

#### 3) Energía eléctrica:

---

<sup>12</sup> Subdirección General de Agua Potable, Drenaje y Saneamiento. (14 de Mayo de 2014). CONAGUA.

a) *Filtración selectiva*: Electrodiálisis (ED).

4) Energía química:

a) *Intercambio*: de tipo iónico.

También se está estudiando la forma de adaptar las distintas tecnologías de desalación a las fuentes de energías renovables, como la ya mencionada destilación solar, ya sea térmica o fotovoltaica, la eólica y la geotérmica. Sin embargo, éstas no se pueden comparar todavía con las fuentes de energía convencionales en términos de producción, pero representan una mejor opción medioambiental sin la contaminación de los hidrocarburos utilizados normalmente.

Como se mencionó anteriormente, tanto el agua de alimentación como el destilado obtenido deben someterse a un pretratamiento y postratamiento, respectivamente. En los procesos de desalación por destilación, la razón del pretratamiento es eliminar o reducir al máximo posible el riesgo de precipitación de sales insolubles en las superficies de intercambio de calor, y la eliminación de gases no condensables capaces de reducir el coeficiente de transmisión de calor, provocando serios problemas de corrosión en los evaporadores y en los equipos de la planta. El tipo de postratamiento, así como su alcance, dependen fundamentalmente del proceso de desalación utilizado y de la calidad del agua tratada obtenida. Se pueden diferenciar cinco acciones que pueden ser o no necesarias dependiendo del agua producto obtenida, la reglamentación vigente y la calidad deseada para el agua potable. Estas acciones pueden clasificarse en cinco tipos: eliminación de CO<sub>2</sub> o descarbonatación, mezcla de aguas para remineralizar, intercambio iónico, acondicionamiento químico y desinfección. La remineralización química del agua, exclusivamente proveniente del mar, se puede realizar por medio de varios procedimientos<sup>13</sup>:

- Dosificación de CO<sub>2</sub> y cal viva.
- Dosificación de CO<sub>2</sub> e hidróxido cálcico.

---

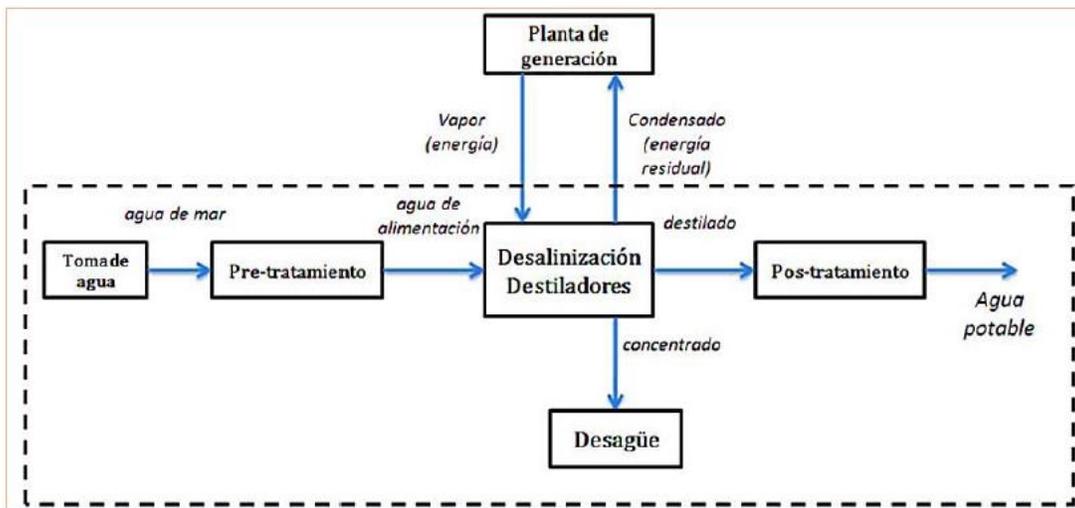
<sup>13</sup> Op. Cit. 3.

- Dosificación de CO<sub>2</sub> y lechos de carbonato cálcico (calcita)
- Dosificación de CO<sub>2</sub> y torres de dolomitas.
- Dosificación de cloruro magnésico y bicarbonato sódico.

A continuación, se explicarán de manera más detallada los métodos térmicos más utilizados a nivel mundial (VC, MSF y MED), ya que la destilación solar aún se encuentra en fase de investigación y su capacidad de desalación es muy pequeña. Por otra parte, los métodos que utilizan energía mecánica, eléctrica o química, a pesar de ser ampliamente utilizados, como es el caso de la OI o la ED, se salen del objeto de estudio del presente trabajo puesto que se planea utilizar un fluido geotérmico de baja entalpía como suministro de energía.

#### 1.1.4 Sistemas de desalación térmica

El objetivo de los sistemas térmicos de desalación es evaporar el agua de alimentación, para así separar de ésta las sales no deseadas mediante la energía térmica otorgada por vapor de agua a altas temperaturas, normalmente proveniente del residual de plantas de generación eléctrica que utilizan combustibles fósiles. La separación de las sales durante la evaporación también se da en gran medida a las presiones de vacío a las que se someten las cámaras para bajar el punto de evaporación del agua de alimentación y poder aprovechar más la energía térmica cedida por la fuente de energía. Estas tecnologías tienen principios de operación muy similares y en la Fig. 1.3 se puede ver, de forma general, la esquematización de los sistemas independientemente del proceso

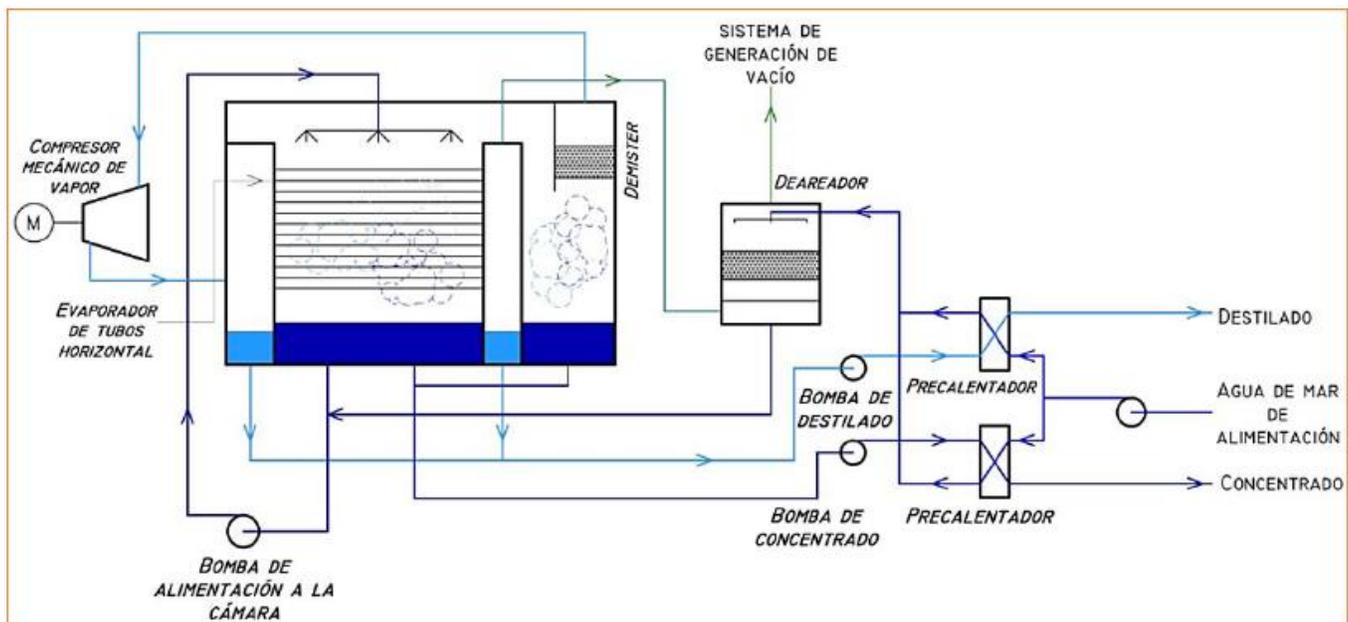


utilizado con el pretratamiento y postratamiento previamente mencionado.

Fig. 1.3 Esquematización de procesos de desalación térmica (Grupo iiDEA, 2012).

- Compresión de vapor (VC):

Este proceso requiere de un suministro de vapor inicial para su funcionamiento y de un precalentamiento del agua de alimentación para obtener el vapor que será comprimido y aumentar así su presión y temperatura, el precalentamiento se da en pequeños intercambiadores de calor con el destilado y salmuera que vienen de regreso del evaporador a mayores temperaturas. Después del precalentamiento, el agua de alimentación va a un deareador o desgasificador donde es rociada en la parte superior de tubos con vapor comprimido a alta temperatura, parte del agua se evapora y el resto es bombeada junto con parte de la salmuera proveniente del evaporador para ser rociada, nuevamente, sobre los tubos del mismo; en esta etapa también se eliminan los gases no condensables. Parte de la mezcla de salmuera con agua de alimentación se evapora con el contacto de los tubos del evaporador, que se encuentra a una presión de vacío, para pasar al compresor y aumentar su temperatura y presión y servir nuevamente de fuente de energía, durante este ciclo parte del vapor que pasa por los tubos se condensa al ceder su energía y se forma el destilado que es bombeado a uno de los precalentadores del agua de alimentación; como se mencionó, parte de la salmuera formada se mezcla con el agua de entrada para ser rociada, mientras que el resto pasa al otro precalentador aprovechando su energía térmica remanente haciendo más eficaz el

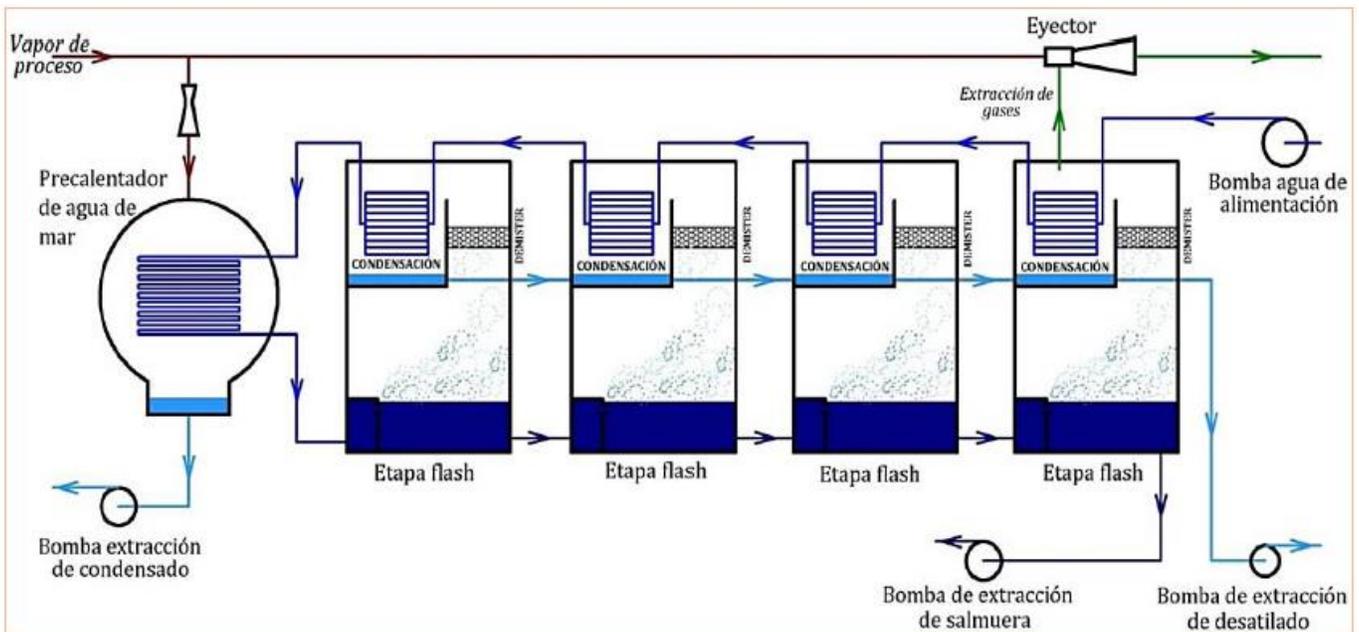


proceso (Fig. 1.4).

Fig. 1.4 Sistema de desalación por VC (Grupo iiDEA, 2012).

- Destilación súbita de múltiple etapa (MSF):

Este proceso consta de un arreglo de cámaras a presiones de vacío escalonadas en cada etapa cada vez menores, e inicia con el paso del agua de alimentación a través de cada uno de los intercambiadores de calor de las cámaras para ser precalentada antes de llegar al calentador principal. Al llegar a éste, el agua de alimentación llega a la temperatura de saturación y su respectiva presión de operación y así pasar a la primera cámara, que al estar a una presión vacuométrica sufre un estrangulamiento (o “flasheo”) evaporando súbitamente parte del líquido que en su ascenso pasará por un demister o desnebulizador<sup>14</sup>, con el fin de eliminar las gotas de salmuera que hayan podido ser arrastradas por el vapor; el vapor generado se condensa al entrar en contacto con el intercambiador de calor formando el destilado que pasará de cámara en cámara para ser recolectado al final del proceso. El agua salada no evaporada pasa a la siguiente cámara a menor presión repitiendo el mismo proceso por cada una de las cámaras hasta ser recolectada en la última por una bomba de extracción, en la última cámara es donde



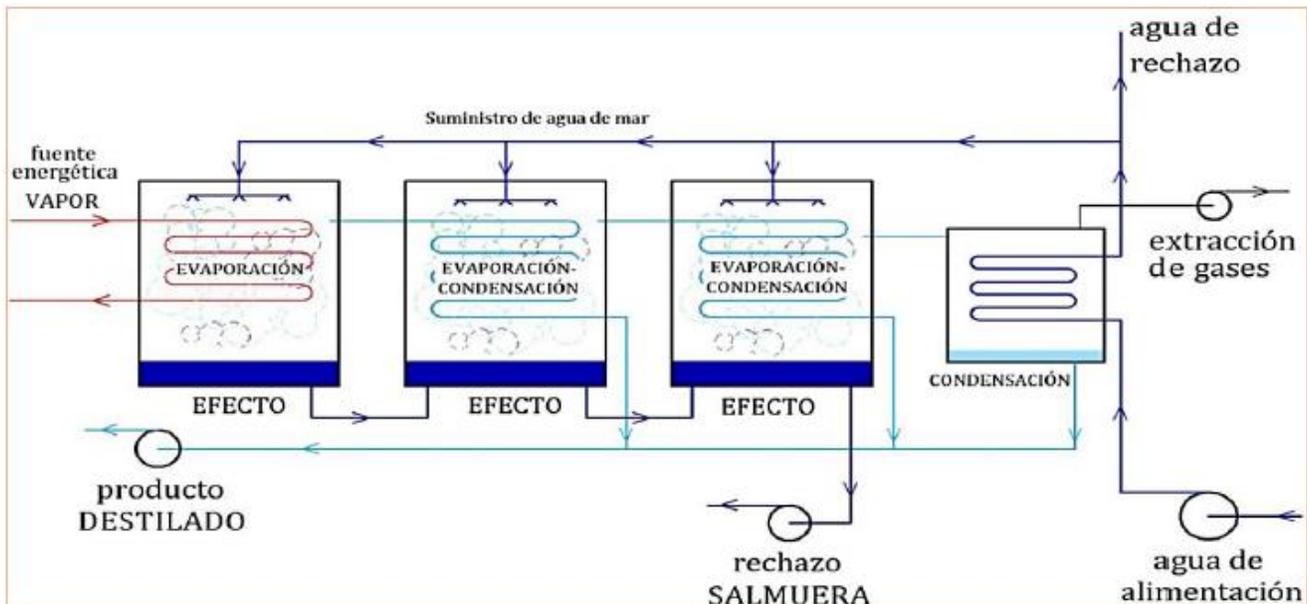
presente en forma de gotas finas, de una corriente de vapor o gas que lo arrastra, mediante la aplicación del fenómeno físico de la coalescencia.

también se eliminan los gases no condensables formados a lo largo de todo el proceso.

Fig. 1.5 Sistema de desalación por MSF (Grupo iiDEA, 2012).

- Destilación de múltiple efecto (MED):

Este proceso es similar al proceso MSF, ya que consta de cámaras evaporadoras consecutivas con presiones vacuométricas decrecientes, llamados efectos, donde se produce el destilado. Primero, el agua de alimentación es precalentada en el condensador principal del sistema que está al final del proceso para ser suministrada ya sea en serie (Fig. 1.6) o en paralelo. El agua de alimentación se evapora al entrar en contacto con el intercambiador de calor que se encuentra en el primer efecto por el cual pasa vapor externo proveniente de otro proceso, el vapor generado pasa hacia los tubos del intercambiador del siguiente efecto que se encuentra a menor presión para de igual manera evaporar el agua de alimentación rociada sobre éste, y así continuamente en cada efecto hasta llegar al condensador para precalentar el agua de alimentación. El destilado se forma dentro de los tubos al ceder su calor para evaporar el agua de alimentación en cada uno de los efectos y en el condensador principal. En el condensador es donde se eliminan los gases no condensables. La salmuera formada en cada efecto puede ser enviada al siguiente efecto o ser recolectada al final de cada uno. A diferencia del proceso MSF, la temperatura de trabajo es más baja ( $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), con lo que se pueden aprovechar fuentes de calor a menores temperaturas a las usadas



convencionalmente.

Fig. 1.6 Sistema de desalación por MED (Grupo iiDEA, 2012).

## 1.2 Geotermia

### 1.2.1 Generalidades y estructura interna de la Tierra

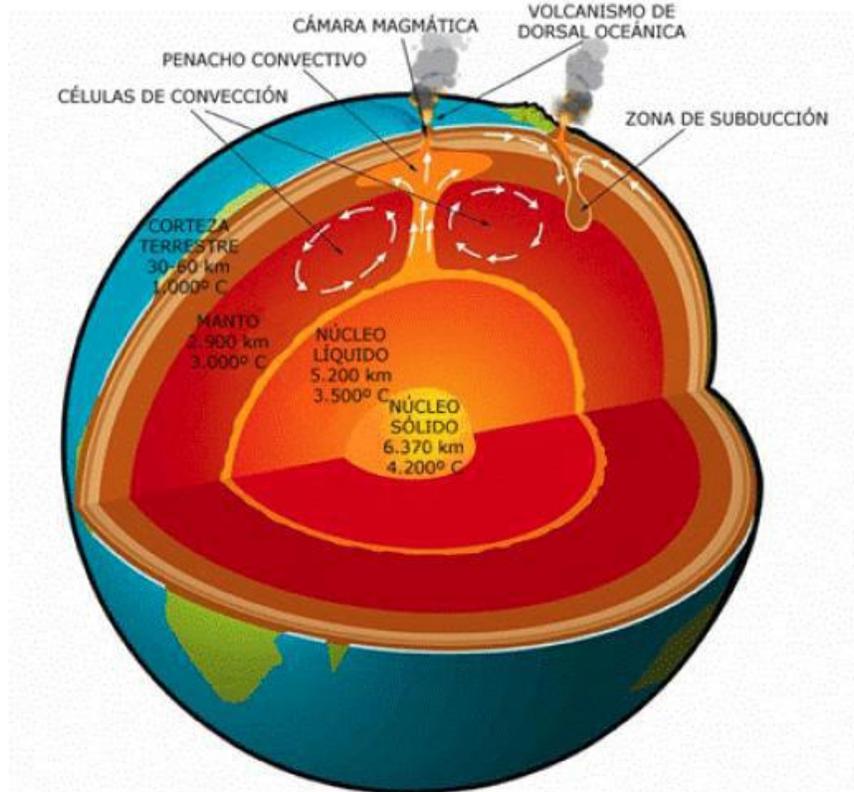
La palabra geotermia es de origen griego, proveniente de: “*geos*” que significa tierra y “*thermos*” que significa calor, es decir, que por geotermia se entiende el *calor de la Tierra*. Esta palabra se utiliza para designar tanto a la ciencia que estudia los fenómenos térmicos que ocurren al interior del planeta, como al conjunto de procesos industriales que intentan aprovechar y explotar ese calor para producir energía eléctrica y/o calor útil para el ser humano. De forma más particular, la energía geotérmica se ha definido como la energía almacenada en forma de calor por debajo de la superficie sólida de la Tierra.

De manera general, todos los procesos geodinámicos que ocurren en el planeta desde formación de volcanes, géiseres, aguas termales, intrusiones, terremotos, formación de cordilleras, al igual que el mismo movimiento de las placas tectónicas, se dan y son controlados por la transferencia y generación de calor en el interior de la Tierra.

Desde el centro hasta la superficie, el globo terrestre está constituido por tres principales capas sucesivas de temperatura decreciente; de acuerdo al modelo estático basado en la composición química de las mismas se tiene (Fig. 1.7):

- *El núcleo*, sólido en su parte interna y líquido en la externa, con temperaturas que pueden llegar a los 4 200 y 3 500 (°C), respectivamente.
- *El manto*, con temperaturas que van desde los 3 000 a los 1 000 (°C), con textura plástica hacia el centro y se vuelve sólida hacia la superficie.
- *La corteza*, que varía su temperatura desde 1 000 (°C) en contacto con el manto, hasta 15 o 20 (°C) en la superficie terrestre. Su espesor varía desde los 5 a 20 (km) en las profundidades oceánicas, y desde 30 a 70 (km) bajo los continentes.

A su vez, el modelo dinámico basado en el comportamiento mecánico de los materiales existentes en cada capa, divide a la corteza y parte rígida del manto en la llamada litósfera, con un espesor de 75 a 100 (km); ésta descansa sobre la astenósfera que es la parte deformable del manto; y al resto del mismo se le denomina mesósfera; mientras



Fuente: Site géothermie-Perspectives de l'ADEME et du BRGM

que a la capa comprendida por el núcleo interno y externo se le llama endósfera.

Fig. 1.7 Estructura interna de la Tierra.

Las diferencias de temperaturas en las distintas capas de la Tierra provocan que exista un gradiente geotérmico, el cual origina que el calor interno llegue a la superficie, y se da por medio de los tres mecanismos principales de transferencia de calor: conducción, convección y radiación. También, existen otras fuentes internas de calor no tan relevantes pero que se podrían explicar de manera general, éstas son: el calor liberado por las reacciones químicas exotérmicas que tienen lugar en la corteza terrestre; la

fricción generada en las fallas, donde masas gigantes de rocas se deslizan unas contra otras debido al reajuste de esfuerzos tectónicos; y finalmente, el calor latente liberado por la solidificación de las rocas fundidas al enfriarse.

Una vez expuestas estas generalidades se puede hablar sobre el cómo y dónde explotar esta fuente de energía, ya que no todos los lugares son propicios y deben cumplir ciertas condiciones geológicas y geotérmicas favorables para su posible explotación, a estas zonas geográficas cerca de la corteza terrestre se les llama yacimientos geotérmicos.

### 1.2.2 Yacimientos geotérmicos

Los yacimientos geotérmicos son zonas donde se concentra una mayor manifestación de calor y se encuentran a diferentes profundidades y temperaturas, por lo que su forma de explotación es por medio de la perforación de pozos que permitan extraer el recurso, lo cual conlleva a un costo de perforación en función de la profundidad del mismo. Para que un yacimiento geotérmico pueda ser considerado como tal, debe componerse por un<sup>15</sup>:

- ✓ *Reservorio o acuífero*: Están formados básicamente por grandes volúmenes de roca que se encuentran a muy altas temperaturas con alta permeabilidad y porosidad, en cuyas cavidades o poros se encuentra atrapada una importante cantidad de agua. El fluido que existe en los sistemas hidrotermales tiene su origen como agua meteórica (agua de lluvia, hielo o de nieve), la cual se filtra lentamente en la corteza terrestre en las denominadas zonas de recarga, es decir, en las zonas donde se produce el afloramiento de la capa permeable. Esta agua fluye a través de poros y fracturas de las rocas, penetrando varios kilómetros de profundidad en donde se acumula y calienta por el contacto con rocas calientes.
- ✓ *Capa rocosa*: Situada por encima y debajo del reservorio geotérmico posee una baja permeabilidad y porosidad, generalmente, esta impermeabilidad es el resultado de la actividad hidrotermal por la deposición de minerales de la

---

<sup>15</sup> Dirección General de la Industria, Energía y Minas. Comunidad de Madrid. *Guía de la energía geotérmica*.

solución, fundamentalmente sílice, o bien los productos de alteración hidrotermal que tapan los poros y las fracturas.

- ✓ *Fuente de calor:* En general, la fuente de calor en los sistemas geotermales es una masa de magma a alta temperatura (600-900 °C) a profundidades del orden de los 7 a 15 (km) de la superficie terrestre. La masa magmática originada en el manto asciende por las fracturas de la corteza, pudiendo formar la cámara de un volcán central o sistemas volcánicos, o bien, puede quedar atrapado en la corteza como una intrusión magmática, sin producir volcanismo, aunque afectando las estructuras superficiales.

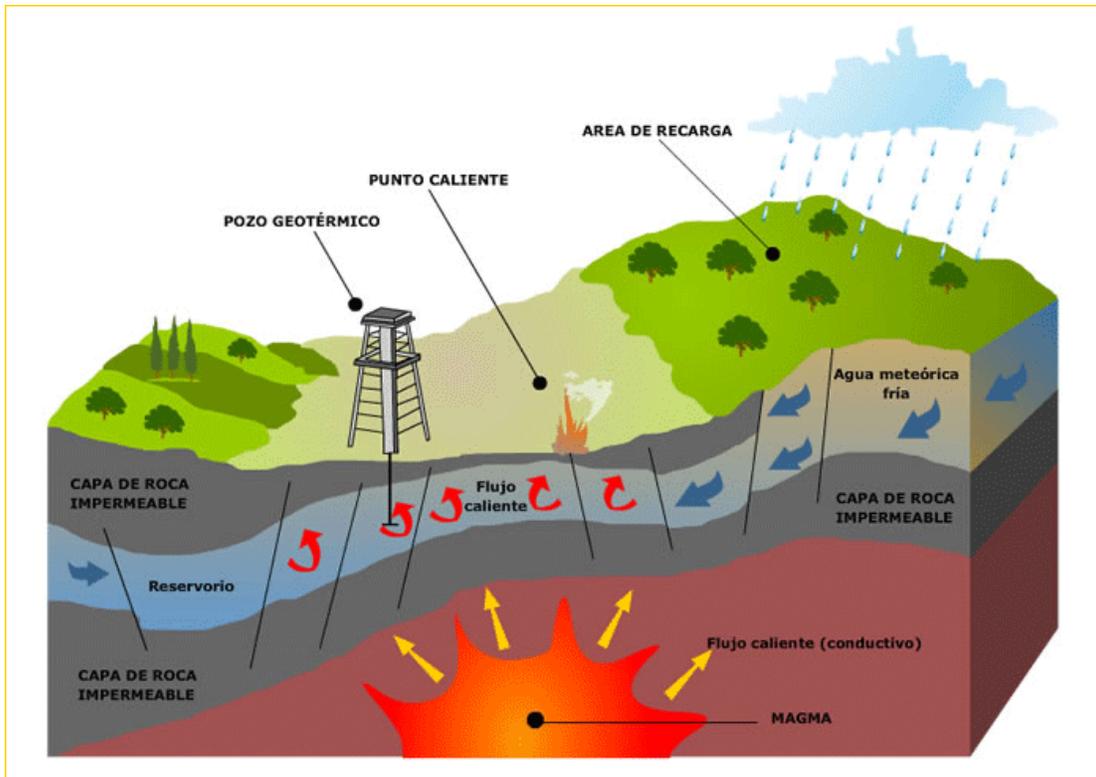


Fig. 1.8 Esquema de un yacimiento geotérmico (Ibíd.).

### 1.2.3 Clasificación

Los yacimientos geotérmicos pueden ser clasificados bajo diferentes criterios como el contexto geológico, nivel de temperatura, el modo de explotación y el tipo de utilización. La más empleada en la industria es la del nivel de temperatura, la cual está

en función de la entalpía del fluido geotérmico, pero al no existir equipos que determinen la entalpía de un fluido se toma la temperatura para la clasificación de éstos.

Tabla 1.5 Clasificación de los recursos geotérmicos<sup>16</sup>.

| Clasificación  | Maffer y Cataldi (1978) | Hochstein (1990) | Benderitter y Comy (1990) | Nicholson (1993) | Axelsson y Gunnlaugsson (2000) |
|----------------|-------------------------|------------------|---------------------------|------------------|--------------------------------|
| Baja entalpía  | < 90 (°C)               | < 125 (°C)       | < 100 (°C)                | ≤ 150 (°C)       | ≤ 190 (°C)                     |
| Media entalpía | 90-150 (°C)             | 125-225 (°C)     | 100-200 (°C)              | -                | -                              |
| Alta entalpía  | >150 (°C)               | >225 (°C)        | > 200 (°C)                | > 150 (°C)       | > 190 (°C)                     |

Los yacimientos de alta entalpía se localizan en zonas geográficas con gran actividad sísmica, sistemas volcánicos y cerca de las fronteras de las placas tectónicas, como es el caso del Cinturón de Fuego donde se encuentran los países con una mayor generación de energía geotermoeléctrica, ya que éstos son utilizados principalmente para la generación de energía eléctrica. Se explotan a profundidades entre los 2 000 y 4 000 (m).

Por otro lado, los yacimientos de media entalpía se ubican en cuencas sedimentarias provocadas por la erosión de la superficie terrestre, también pueden encontrarse cerca de zonas con una alta concentración de isótopos radioactivos y en las mismas zonas que los de alta entalpía pero a profundidades menores; están a profundidades aproximadas de entre 1 500 y 3 000 (m).

Al igual que los anteriores, los yacimientos de baja entalpía pueden hallarse en las cuencas sedimentarias pero a profundidades de entre 1 800 y 2 000 (m), el gradiente térmico de éstos es mucho menor a los anteriores (3 a 5 °C por cada 100 m) debido en parte a que se encuentran cerca de formaciones geológicas permeables que permiten que otros fluidos aprovechen ese calor.

Otra forma en que se clasifican los yacimientos geotérmicos es por las proporciones de las fases a las que se encuentran los fluidos del recurso, siendo éstos con agua líquida como fluido dominante o con vapor como fluido dominante.

<sup>16</sup> Ibíd.

### 1.2.4 Aplicaciones del recurso

La generación de energía eléctrica no es la única aplicación que se le puede dar al recurso geotérmico obtenido de la explotación de los yacimientos, si bien es la más empleada, requiere de yacimientos a temperaturas mayores a los 140 (°C) para tener un buen aprovechamiento de éste y la inversión del pozo sea recuperada. A continuación, se presenta una imagen donde se muestran los principales y diversos usos que se le puede dar a la energía geotérmica en función de la temperatura (Fig. 1.9).

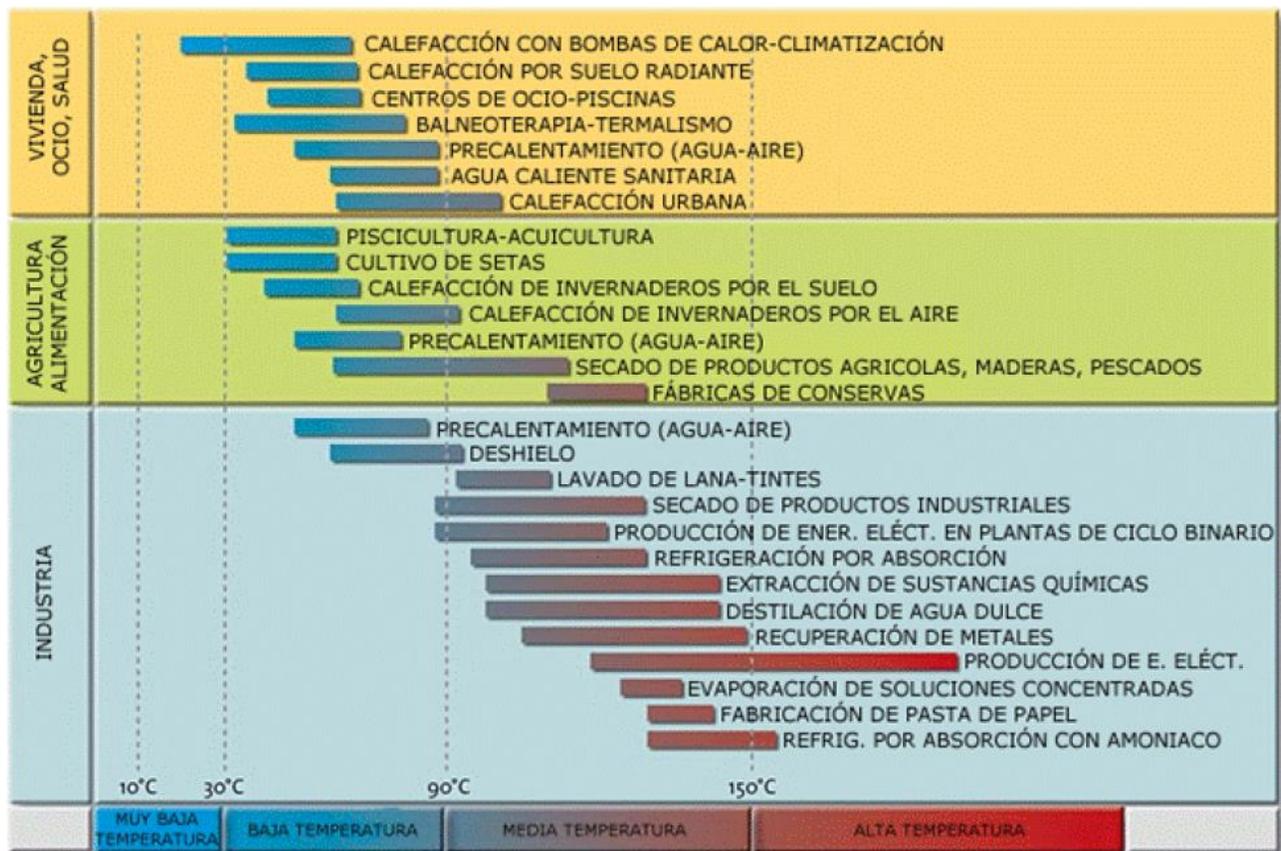


Fig. 1.9 Principales usos en función de la temperatura<sup>17</sup>.

Como se puede apreciar, existen diversas aplicaciones no sólo a nivel industrial, sino también en una amplia gama de usos directos en la vivienda, agricultura, sector salud y alimenticio; con el aprovechamiento del calor para el acondicionamiento de interiores,

<sup>17</sup> Ibíd.

ya sea en invernaderos para piscicultura, o cultivo agrícola, o en hoteles y viviendas para el aire acondicionado, calefacción de albercas o habitaciones mediante bombas de calor; hasta en tratamientos medicinales de balneología y procesos industriales como el secado de madera, conserva de productos, procesos de precalentamiento o refrigeración, etc. La mayoría de estos usos entra en el rango de yacimientos geotérmicos de baja y media entalpía y, como se mencionó anteriormente, la producción de energía eléctrica es el principal uso para los de alta entalpía.

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 construye en 1913, en 1950 se alcanzan los 300 MWe en Italia, en el yacimiento de Larderello, en la provincia de Pisa. Este tipo de plantas no cobró importancia hasta unas décadas después, a principios de los 1970's, con la crisis de petróleo y el consecuente incremento en el costo de los combustibles fósiles que produjo una expansión en la generación de energía eléctrica con geotermia<sup>18</sup>. Las plantas más comunes de generación son centrales a contrapresión, condensación o de ciclo binario; y la implementación de una o varias centrales, al igual que el tipo, depende de las características del yacimiento, es decir, si es agua o vapor el fluido dominante.

#### 1.2.5 Geotermia en México y el mundo

Las plantas geotermoeléctricas tienen la ventaja de tener un factor de planta alto por las horas anuales de funcionamiento frente al total posible (alrededor de 0.85), el cual es mucho mayor que otras tecnologías de energías renovables como la eólica o solar, que tienen fuertes dependencias estacionales y horarias. Sin embargo, la eficiencia de estas plantas es baja (entre 10 y 17%), ya que la fracción de energía que es transformada en electricidad es menor debido a las temperaturas que se manejan, esto en comparación

---

<sup>18</sup> *Ibíd.*

con las temperaturas alcanzadas en las calderas de las plantas convencionales de generación.

En la siguiente tabla se muestran algunos países de los cuales la producción geotermoeléctrica representa un porcentaje importante de su producción eléctrica total.

Tabla 1.6 Porcentaje de producción eléctrica con geotermia de algunos países<sup>19</sup>.

|               |       |
|---------------|-------|
| Filipinas     | 16.2% |
| Nicaragua     | 17%   |
| El Salvador   | 15.4% |
| Islandia      | 13%   |
| Costa Rica    | 7.8%  |
| Kenia         | 5.3%  |
| Nueva Zelanda | 5.1%  |
| Indonesia     | 3%    |

La utilización de la energía geotérmica en países en vía de desarrollo muestra una interesante tendencia a través de los años. En los 4 años comprendidos entre 1975 y 1979 la capacidad geotermoeléctrica instalada en tales países aumentó de 75 a 462 (MWe); a fines del siguiente período de 5 años (1984) se habían alcanzado los 1 495 (MWe), mostrando una tasa de incremento durante estos 2 períodos de 500% y 223%, respectivamente. En los siguientes 16 años, de 1984 al 2000, hubo un incremento de casi 150%<sup>20</sup>. En la Tabla 1.7 se muestra la capacidad de generación eléctrica con geotermia instalada a nivel mundial en 1995, 2000<sup>21</sup> y 2014.

Tabla 1.7 Capacidad de energía geotermoeléctrica instalada en 1995, 2000 y 2014.

| País          | 1995 (MWe) | 2000 (MWe) | 2014 (MWe)  |
|---------------|------------|------------|-------------|
| USA           | 2816.7     | 2228       | 3789        |
| Filipinas     | 1227       | 1909       | 1870        |
| Indonesia     | 309.75     | 589.5      | 1438.5      |
| <b>México</b> | <b>753</b> | <b>755</b> | <b>1081</b> |
| Nueva Zelanda | 286        | 437        | 1005        |
| Italia        | 631.7      | 785        | 941         |
| Islandia      | 50         | 170        | 664         |

<sup>19</sup> Instituto Geológico y Minero de España. (2016: <http://www.igme.es>)

<sup>20</sup> International Geothermal Association. (2016: <http://www.geothermal-energy.org>)

<sup>21</sup> Glassley, W. "Geothermal energy: renewable energy and the environment", Abbas Ghassemi Series Editor, 2° edición, 2014.

|                    |               |                |                |
|--------------------|---------------|----------------|----------------|
| Turquía            | 20.4          | 20.4           | 635            |
| Kenia              | 45            | 45             | 625            |
| Japón              | 413.7         | 546.9          | 519            |
| Costa Rica         | 55            | 142.5          | 207.1          |
| El Salvador        | 105           | 161            | 204.4          |
| Nicaragua          | 70            | 70             | 159            |
| Rusia              | 11            | 23             | 81.9           |
| Guatemala          | 33.4          | 33.4           | 52             |
| Papúa Nueva Guinea | 0             | 0              | 50             |
| Portugal           | 5             | 16             | 28.5           |
| China              | 28.78         | 29.17          | 27             |
| Alemania           | 0             | 0              | 27             |
| Francia            | 4.2           | 4.2            | 16             |
| Etiopía            | 0             | 8.52           | 7              |
| Austria            | 0             | 0              | 1.4            |
| Australia          | 0.17          | 0.17           | 1              |
| Tailandia          | 0.3           | 0.3            | 0.3            |
| <b>Total</b>       | <b>6866.1</b> | <b>7974.06</b> | <b>13430.1</b> |

Cabe mencionar que la generación de energía eléctrica mediante la geotermia depende de diversos factores, previamente mencionados, y no es posible comparar la producción de un país con otro debido a que la geografía de cada uno es un aspecto muy influyente. Además de la falta de interés e inversión de algunos países, por el alto riesgo económico que implica explotar el yacimiento, los cuales se ven reflejadas en el decremento o constancia de la energía generada desde 1995.

Sin embargo, *México* es un país que cuenta con un gran número de yacimientos geotérmicos explotables, ya sea para generación eléctrica o cualquiera de los usos directos que se le da al recurso. Como se muestra en la Tabla 1.7 con datos más recientes del 2014<sup>22</sup>, nuestro país es el cuarto que más genera electricidad por este medio en todo el mundo, en gran medida a su buena ubicación geográfica.

Hay varios campos geotérmicos identificados en México, cinco de los cuales se encuentran actualmente en operación. Cuatro de ellos son operados por la Comisión Federal de Electricidad (CFE) y el otro por la compañía privada Grupo Dragón, S.A. de C.V. La capacidad instalada total es de 1 081 (MW), aunque la capacidad en operación

<sup>22</sup> Asociación Geotérmica Mexicana. (2016: <http://www.geotermia.org.mx>)

efectiva es de sólo 883 (MW), lo que representa poco menos del 2% de la capacidad eléctrica total del país a diciembre de 2015. La CFE tiene identificado otro campo más, denominado Cerritos Colorados, aunque a la fecha no opera ninguna planta en él. Los cuatro campos operados por la CFE son los siguientes<sup>23</sup>:

- *Cerro Prieto, Baja California*: con 720 MW de capacidad neta, todas las unidades son a condensación, de un solo “flasheo”, excepto una que es de doble. Las cuatro unidades más antiguas se encuentran actualmente fuera de operación y, por lo tanto, la capacidad operativa (o capacidad efectiva) del campo es de 570 (MW).
- *Los Azufres, Michoacán*: con 227.4 MW de capacidad bruta, constituida por seis unidades a condensación de “flasheo” sencillo, siete unidades a contrapresión y dos unidades de ciclo binario. A la fecha cuatro unidades a contrapresión y las dos unidades de ciclo binario están fuera de servicio, con lo que la capacidad operativa es de 224.4 (MW).
- *Los Humeros, Puebla*: con 93.6 (MW) de capacidad instalada, integrada por ocho unidades a contrapresión y dos unidades a condensación. Sin embargo, cinco de las unidades a contrapresión no se encuentran en operación continua, sino que se utilizan como respaldo cuando alguna otra debe salir a mantenimiento, con lo cual la capacidad operativa o efectiva del campo es de 68.6 (MW).
- *Las Tres Vírgenes, Baja California Sur*: con 10 MW de capacidad constituida por dos unidades a condensación (“flasheo” simple).

---

<sup>23</sup> *Ibíd.*

El campo geotérmico de *Cerritos Colorados, Jalisco*, no cuenta con plantas en operación pero la CFE estima un mínimo de 75 (MW). Y por su parte, el Grupo Dragón ha instalado en el campo geotérmico del *Domo San Pedro, Nayarit*, un par de unidades a contrapresión de 5 (MW) cada una, que están operando comercialmente desde febrero y marzo de 2015. Este es el primer campo geotérmico de propiedad y operación privada en México, desarrollado al amparo del antiguo marco regulatorio previo a la entrada en vigor de la Reforma Energética, en general, y de la Ley de Energía Geotérmica (LEG),



en particular.

Fig. 1.10 Campos geotérmicos en operación de México (Ibíd).

### 1.2.6 Desalación con geotermia

Considerando que la energía requerida en los procesos de desalación continúa siendo un alto factor influyente en el costo del sistema, la implementación de energías renovables a estas tecnologías parece ser una buena estrategia para disminuir dichos costos. Además, el uso de energías renovables como la eólica, solar y geotérmica tendrían un impacto importante en el suministro de agua potable en las regiones áridas

con escasez, utilizando fuentes de energía que no contribuirían a la crisis global del cambio climático.

- Proyecto Kimolos.

Al utilizar la energía geotérmica como fuente para plantas desaladoras, se puede disponer del recurso día y noche, todos los días del año, manteniendo su temperatura constante a ciertas profundidades y sin necesidad de almacenarla. Durante los 1990's, el Proyecto Kimolos demostró fehacientemente que se puede aprovechar este tipo de energía en procesos de desalación utilizando un yacimiento de baja entalpía (62 °C); la planta instalada en la Isla Kimolos, en Grecia, utiliza un sistema MED debido a que requiere menor energía. Consta de dos efectos y su producción total de destilado es aproximadamente 80 (m<sup>3</sup>/día) con un costo estimado del producto, en su momento, de 1.6 (€/m<sup>3</sup>) incluyendo sólo los costos de operación anual<sup>24</sup>.

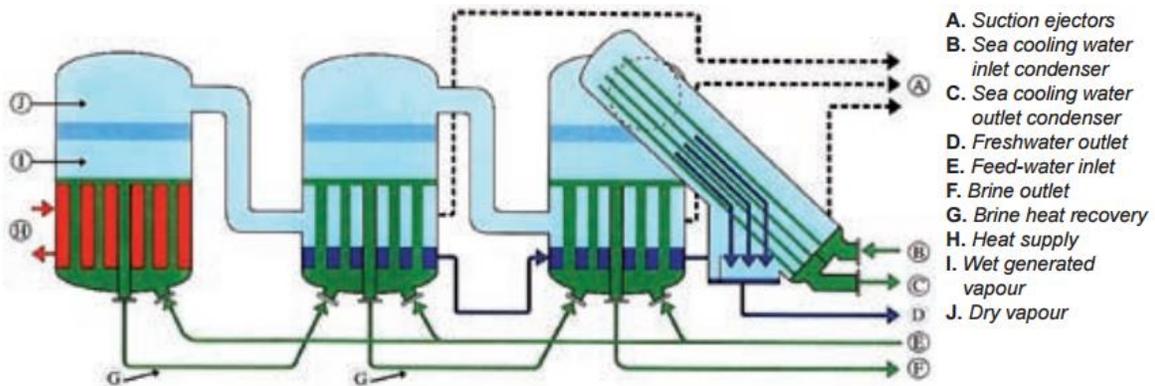
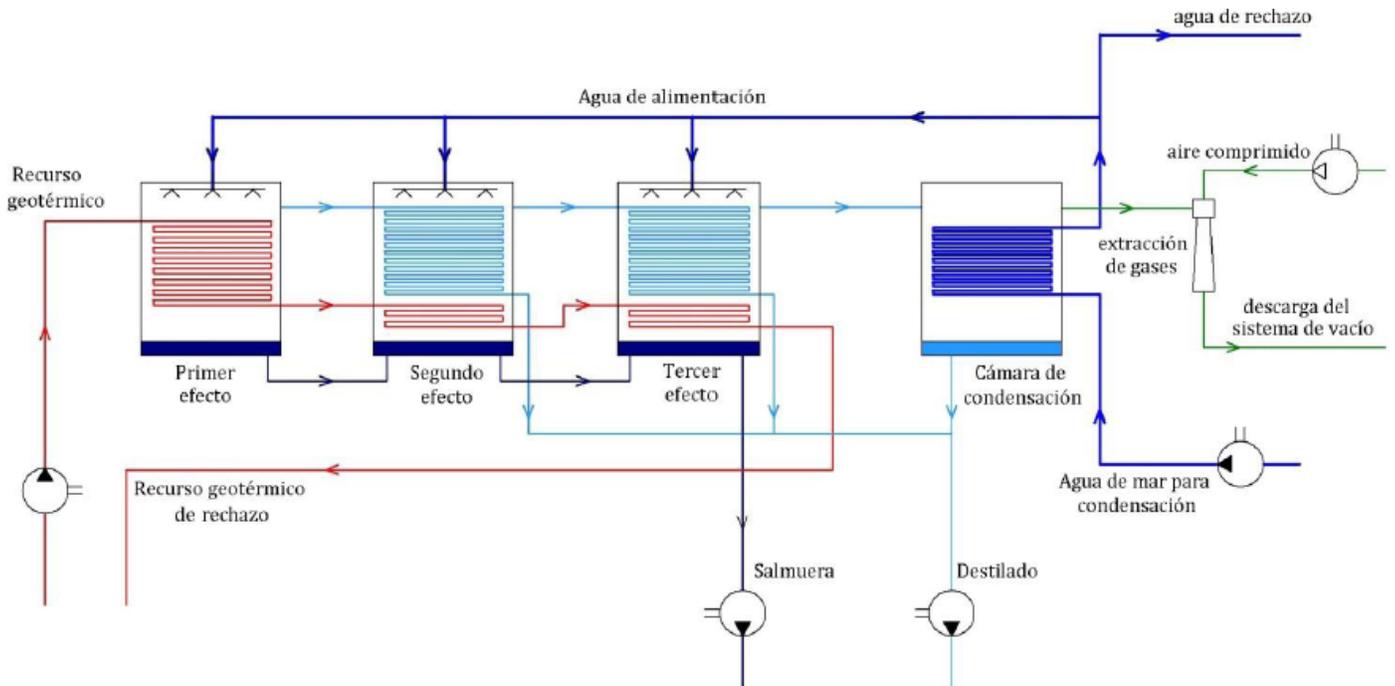


Fig. 1.11 Esquema del sistema MED utilizado en Grecia.

- Desaladora Modular Geotérmica (DMG).

<sup>24</sup> EGEC. *Geothermal desalination*. (2016: <http://egec.info/wp-content/uploads/2011/03/Brochure-DESALINATION1.pdf>)

Por otro lado, el Grupo iiDEA del Instituto de Ingeniería, UNAM, modificó y diseñó un sistema MED (Fig. 1.12), el cual varía con respecto a los sistemas convencionales en que la fuente de calor no se desecha, sino que pasa a través de todas las cámaras



mejorando la eficiencia del proceso.

Fig. 1.12 Esquema de la DMG (Grupo iiDEA, 2012).

Otra peculiaridad de la DMG, es que el sistema de vacío se logra empleando hidroeyectores con aire comprimido como fluido motriz, mientras que en los sistemas convencionales se utiliza el vapor de desecho. En primera instancia se pretende aplicar esta tecnología para desalar agua de mar en las costas de Baja California, debido a la disponibilidad de efluentes geotérmicos de baja entalpia y agua de mar; una de las prospectivas para esta planta es la producción de 40 (m<sup>3</sup>/día) de agua destilada.

Esta tecnología aún se encuentra en desarrollo, y se continúa evaluando algunos aspectos como el material óptimo a utilizar en los intercambiadores de calor para disminuir los daños por corrosión e incrustación con una buena transferencia de calor, al igual que el sistema de aspersión a utilizar y el vacío generado en cada cámara.

## 2 Transferencia e intercambiadores de calor

En este capítulo se exponen los mecanismos de transferencia de calor, presentes en los procesos de desalación antes expuestos, los números adimensionales necesarios para su cálculo y las constantes de proporcionalidad de sus ecuaciones, importantes en los balances de masa y energía que se presentan en un sistema en estudio.

Posteriormente, se abordan los tipos de tecnologías que aprovechan esta transferencia de energía, llamados intercambiadores de calor, ahondando en los equipos de tubo y coraza junto con sus componentes y configuraciones, al igual que las aplicaciones que se les dan en la industria.

### 2.1 Transferencia de calor

#### 2.1.1 Mecanismos de transferencia de calor

La termodinámica estudia la cantidad de energía térmica, o calor, a medida que un sistema pasa por un proceso de un estado de equilibrio a otro, sin hacer referencia a cuánto durará dicho proceso. Pero en la ingeniería nos interesa más la rapidez o razón de cambio de esa transferencia, la cual se puede diseñar, u obtener, utilizando la transferencia de calor.

El calor se define como la forma de energía que se puede transferir de un sistema a otro como resultado de la diferencia de temperatura que se presenta entre los dos sistemas; existen cuatro mecanismos en que esta energía térmica se transfiere de un medio a otro: conducción, convección, radiación y cambio de fase.

Estas formas de transferencia dependen de algunas condiciones del sistema como su configuración geométrica, su espesor y el material del que esté hecho, y pueden presentarse de forma individual o en combinación de dos de cualquiera de las tres, la transferencia de calor siempre se da del medio de menor al de mayor temperatura y se

presenta hasta que se alcanza el equilibrio térmico, es decir, que los dos sistemas tengan la misma temperatura.

A continuación, se verá de manera somera, las ecuaciones y características principales de cada mecanismo de transferencia de calor:

- a) **Conducción**. La conducción es la transferencia de energía que se presenta entre las partículas adyacentes de una o más sustancias debido al gradiente de temperatura, ésta se presenta tanto en sólidos como en líquidos o gases, y se expresa por medio de la Ley de Fourier:

$$Q = -kA \frac{dT}{dx} \quad (2-1)$$

donde  $dQ$  es el flujo de calor,  $k$  es la constante de conductividad térmica,  $A$  es el área normal a la dirección del flujo, y  $dT/dx$  es la rapidez en que varía la temperatura respecto a la distancia.

Por lo tanto, se concluye que la razón de conducción de calor a través de una capa plana, es proporcional a la diferencia de temperatura a través de ésta y al área de transferencia e inversamente proporcional al espesor de esa capa (Fig.2.1).

Cabe mencionar que la conductividad térmica  $k$  es una medida de la capacidad de un material para conducir calor, y está en función de la temperatura del material, por lo que se debe tener en cuenta si en el proceso están interactuando uno o más materiales distintos.

De manera más general, la Ley de Fourier se expresa de la siguiente forma:

$$Q = -kA \frac{\Delta T}{\Delta x} = -kA \frac{T_1 - T_2}{\Delta x} \quad (2-2)$$

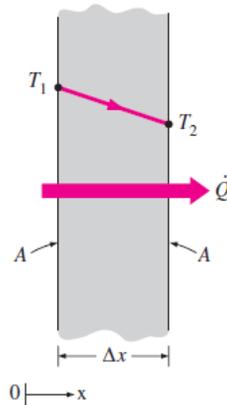


Fig. 2.1 Conducción de calor a través de una placa plana<sup>25</sup>.

- b) **Convección.** La transmisión de calor por convección se da entre una superficie sólida y un fluido adyacente que están en movimiento, y comprenden los efectos combinados de la conducción y la mecánica de fluidos. Entre más rápido es el movimiento de un fluido, mayor es la transferencia de calor por convección, ya que en ausencia de cualquier movimiento de fluido, la transferencia de calor entre la superficie sólida y el fluido es por conducción pura.

La convección recibe el nombre de *convección forzada* si el fluido es obligado a fluir sobre la superficie mediante medios externos (ventilador, bomba, etc.); en cambio, cuando el movimiento del fluido es causado por la fuerza de empuje inducida por la diferencia de densidades debido a la variación de la temperatura en dicho fluido, se dice que es *convección natural* o *libre* (Fig. 2.2).

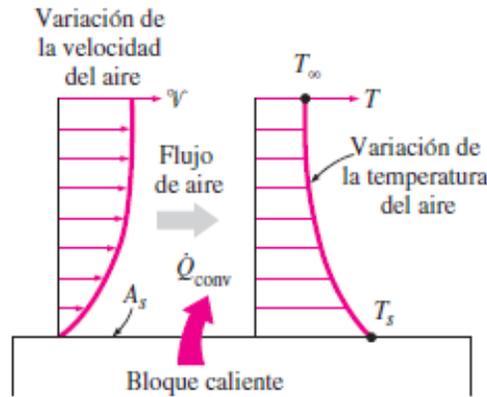
La rapidez de la transferencia de calor por convección es proporcional a la diferencia de temperatura y al área superficial a través de la cual tiene lugar la transferencia; ésta es expresada por la Ley de enfriamiento de Newton:

$$Q = hA(T_s - T_\infty) \quad (2-3)$$

donde  $h$  es el coeficiente de transferencia de calor por convección,  $A$  es el área superficial,  $T_s$  es la temperatura de pared o de la superficie, y  $T_\infty$  la temperatura del fluido alejado de la superficie.

<sup>25</sup> Cengel, Y.A. "Transferencia de calor y masa". McGraw-Hill, 4° edición (2004).

El coeficiente de transferencia de calor por convección  $h$  es un parámetro que se determina en forma experimental, y cuyo valor depende de variables como la configuración geométrica de la superficie, la naturaleza del movimiento del



fluido, las propiedades de éste y la velocidad del mismo.

Fig. 2.2 Transferencia de calor por convección de una superficie caliente al aire (Ibid.).

- c) **Radiación.** La radiación es la energía emitida por la materia, en forma de ondas electromagnéticas, como resultado de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas. A diferencia de la conducción y la convección, la transferencia de calor por radiación no requiere la presencia de un medio interventor. Todos los cuerpos a una temperatura arriba del cero absoluto emiten radiación térmica, ésta es un fenómeno volumétrico, y todos los sólidos, líquidos y gases emiten, absorben o transmiten radiación en diversos grados.

La razón máxima de radiación que puede emitir una superficie, idealmente es la de *cuerpo negro*, y está expresada por la Ley de Stefan-Boltzmann (Fig. 2.3):

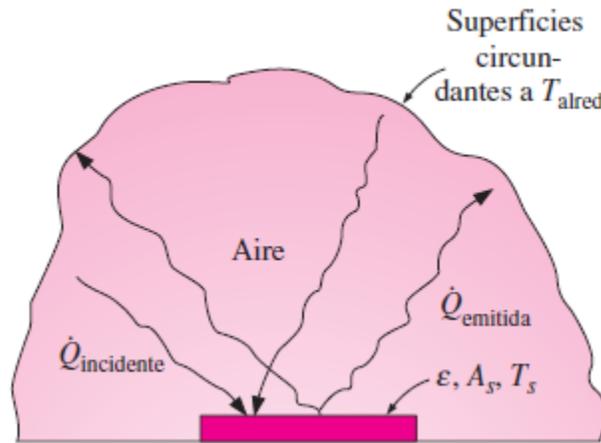
$$Q = \sigma A(T_s^4 - T_{atr.}^4) \quad (2-4)$$

esto si la superficie está encerrada por una mucho más grande y separada por un gas (como el aire) que no interfiere con la radiación a una temperatura  $T_{atr.}$ , donde  $\sigma$  es la constante de Stefan-Boltzmann y tiene un valor de  $5.67 \times 10^{-8}$  ( $W/m^2 \cdot K^4$ ).

La radiación emitida por todas las superficies reales es menor que la emitida por un cuerpo negro a la misma temperatura y se expresa como:

$$Q = \varepsilon\sigma AT_s^4 \quad (2-5)$$

donde  $\varepsilon$  se conoce como la emisividad de la superficie y tiene un valor entre 0 y 1, la cual es una medida de cuán próxima está una superficie de ser un cuerpo negro ( $\varepsilon = 1$ ), su valor depende del material, la temperatura y la longitud de



onda de la radiación incidente.

Fig. 2.3 Transferencia de calor por radiación entre una superficie y las superficies circundantes (Ibíd.).

- d) **Cambio de fase**. El cambio de fase es el proceso por cual la materia pasa de una fase a otra, i.e.: ebullición, condensación, solidificación, etc.; éstos se presentan a ciertas condiciones de presión y temperatura, dependiendo de la materia, en un estado de saturación donde tanto la presión y la temperatura se mantienen constantes hasta que termina el proceso.

En el caso particular de la ebullición y condensación, ambas se consideran como formas de transferencia de calor por *convección*, ya que están relacionadas con el movimiento de fluido (elevación de las burbujas hasta la parte superior y el flujo del condensado hacia el fondo). Éstas difieren de las otras formas de convección en que dependen del calor latente de cambio de vaporización,  $h_{fg}$ , y de la tensión superficial en la interfase, además de algunas propiedades termofísicas del fluido ( $\rho$ ,  $\mu$ ,  $k$  y  $c_p$ ).

Al ser una forma de convección se pueden emplear variantes de la Ley de Enfriamiento de Newton utilizando la temperatura de saturación del fluido,  $T_{sat}$ ,

y las propiedades antes mencionadas. La ecuación del cambio de fase depende de la situación en que ocurra el proceso, ya que la ebullición puede presentarse en un estanque o flujo, y la condensación puede ser de película o por gotas lo cual afecta la forma y complejidad de la misma.

### 2.1.2 Balance de masa y energía

Los balances de masa y energía, referidos a un volumen de control definido, son importantes para la determinación de variables desconocidas en un proceso. Están regidos por las leyes de conservación de la masa y energía, dado que ambas están en constante cambio y buscan alcanzar el equilibrio en un sistema, de manera general, se puede decir que “todo lo que entra a un volumen de control es igual a todo lo que sale del mismo”\*.

En aplicaciones básicas se pueden relacionar ambas dentro de una misma ecuación, utilizando el flujo másico y la forma de energía que se desea analizar; en el caso de procesos térmicos es por medio de la entalpía del fluido.

Sin embargo, algebraicamente, estas ecuaciones son mucho más complejas y tienen un trasfondo más amplio en la *teoría y mecánica del medio continuo* las cuales se salen del objeto de estudio del presente trabajo. A continuación, se muestran dichas ecuaciones como una referencia únicamente:

- Ecuación de conservación de la masa

$$0 = \frac{\delta}{\delta t} \iiint [\rho \cdot dV] + \iint [\rho v \cdot dA] \quad (2-6)$$

donde  $\rho$  es la densidad,  $dV$  es la diferencial de volumen de la triple integral,  $v$  es el vector velocidad y  $dA$  es la diferencial de área de la doble integral.

- Ecuación de conservación de la energía

$$\frac{dq}{dt} + \frac{dW}{dt} = \frac{\delta}{\delta t} \iiint \left[ \left( h + \frac{1}{2} v^2 + gz \right) \rho \cdot dV \right] + \iint \left[ \left( h + \frac{1}{2} v^2 + gz \right) \rho v \cdot dA \right] \quad (2-7)$$

donde  $dq/dt$  es la diferencial de calor por unidad de tiempo,  $dW/dt$  la diferencial de trabajo por unidad de tiempo,  $h$  es la entalpia,  $v$  es el vector velocidad,  $g$  la aceleración ejercida por la gravedad,  $z$  es la altura,  $\rho$  la densidad,  $dV$  es la diferencial de volumen y  $dA$  la diferencial de área.

Al aplicar las ecuaciones, deben tomarse en cuenta las condiciones y consideraciones que se tendrán en el sistema o volumen de control para poder simplificarlas:

- i. Régimen en estado estable\* o transitorio.
- ii. Variaciones de energía despreciables.
- iii. Tipo de flujo (laminar, transitorio o turbulento).
- iv. Sistema adiabático o con pérdidas de calor.

Por mencionar algunos.

### 2.1.3 Números adimensionales

Como se mencionó anteriormente, el coeficiente de transferencia de calor por convección se determina experimentalmente ya que depende de un gran número de variables presentes durante el fenómeno, a diferencia del de la conducción que depende únicamente de la temperatura del material y el de la radiación que tiene un valor ya determinado.

Para predecir el comportamiento del coeficiente convectivo se emplean ecuaciones algebraicas que combinen las variables más importantes ( $\rho$ ,  $\mu$ ,  $v$ ,  $k$  y  $c_p$ ), de modo que se agrupen en números adimensionales para facilitar el cálculo del mismo, disminuyendo el número de variables. Estos números adimensionales son la representación de todas

las variables físicas y sus valores pueden interpretarse para predecir el comportamiento de los fluidos durante la transferencia de calor.

- Número de Nusselt

Nombrado así en honor del ingeniero alemán Wilhelm Nusselt, quien realizó contribuciones significativas en el estudio de la transferencia de calor por convección durante la primera mitad del siglo XX.

El número de Nusselt es la forma adimensional de modelar al coeficiente de transferencia de calor por convección, y la relación entre el calor por convección y conducción a través de una capa de fluido, y representa el desarrollo de la transferencia de calor a través de dicha capa:

$$Nu = \frac{q_{conv.}}{q_{cond.}} = \frac{hL_c}{k} \quad (2-8)$$

donde  $h$  es el coeficiente convectivo,  $k$  es la conductividad térmica del fluido y  $L_c$  la longitud característica de la capa.

Entre mayor sea el número de Nusselt, más eficaz será la convección; por lo que para grandes valores se tiene una mejor transferencia de calor. La unidad significaría que la transferencia de calor a través de la capa de fluido es igual por conducción y convección.

- Número de Reynolds

En la década de 1880, el ingeniero y físico irlandés Osborne Reynolds, realizó varios experimentos relacionados a la dinámica de los fluidos, donde descubrió que el régimen de flujo depende principalmente de la razón entre las fuerzas inerciales a las fuerzas viscosas del fluido en estudio:

$$Re = \frac{\text{Fuerzas inerciales}}{\text{Fuerzas viscosas}} = \frac{VL_c}{\nu} = \frac{2\Gamma}{\mu} \quad (2-9)$$

donde  $V$  es la velocidad de la corriente libre,  $L_c$  la longitud característica de la configuración y  $\nu$  es la viscosidad cinemática;  $\mu$  es la viscosidad dinámica y  $\Gamma$  el gasto másico por longitud de tubo. Para el caso del flujo dentro de tuberías, la longitud característica es sustituida por el diámetro del tubo.

Para números de Reynolds grandes, las fuerzas inerciales, proporcionales a la densidad y velocidad del fluido, son mayores a las fuerzas viscosas que no pueden impedir las fluctuaciones aleatorias del fluido. Por lo que con número más pequeños, las fuerzas viscosas logran suprimir las fluctuaciones que se presentan manteniendo un movimiento ordenado del fluido, caracterizado por líneas suaves de corriente.

El número de Reynolds indica entonces el régimen de cómo se comportará el fluido. Al régimen con número más pequeños se la llama *flujo laminar*, y a los más grandes *flujo turbulento*; existe todavía un régimen intermedio denominado *flujo transitorio*, en el cual comienzan a presentarse las fluctuaciones del fluido hasta alcanzar su estado turbulento donde alcanza un valor crítico,  $Re_{crít.}$ , que puede cambiar de manera sustancial dependiendo del nivel de turbulencia en la corriente libre.

- Número de Prandtl

El físico alemán Ludwig Prandtl, introdujo en 1904 un nuevo concepto en la dinámica de fluidos, estableciendo que los efectos de las fuerzas cortantes viscosas, significativos, provocados por la misma viscosidad del fluido que incide en una placa plana a cierta velocidad, están delimitados por una *capa límite de velocidad* de espesor  $\delta$  que crece en dirección del flujo, donde la velocidad del fluido varía; este fenómeno se presenta debido a la *condición de no deslizamiento*, que indica que la velocidad de la capa de fluido adyacente a la placa es igual a cero, afectando la velocidad de las capas consiguientes hasta el espesor de la capa, donde a partir de ésta se desprecian los efectos viscosos y la velocidad se mantiene constante.

Similarmente, existe una *capa límite térmica*,  $\delta_t$ , cuando un fluido a una temperatura específica fluye sobre una superficie a diferente temperatura, alcanzando un equilibrio

térmico entre las partículas de fluido en la capa adyacente a la superficie y la placa. Respecto a la transferencia de calor por convección que se presenta entre el fluido y la superficie, la influencia de la velocidad del fluido se ve reflejada en el perfil de temperaturas del mismo, por lo que el desarrollo de ambas capas se relacionan entre sí mediante el número de Prandtl:

$$Pr = \frac{\text{Difusividad molecular de los esfuerzos viscosos}}{\text{Difusividad molecular del calor}} = \frac{\mu c_p}{k} \quad (2-10)$$

donde  $\mu$  es la viscosidad dinámica del fluido,  $c_p$  es el calor específico y  $k$  la conductividad térmica.

Los valores del número de Prandtl nos indican la velocidad a la cual el calor se difunde respecto a los esfuerzos viscosos a través del fluido, van desde 0.01 para los metales líquidos, del orden de 10 para el agua y hasta 100 000 para los aceites pesados (Tabla 2.1). A números de Prandtl muy pequeños el espesor de la capa límite térmica es mayor, y mucho más delgada con números grandes, en relación con la capa límite de la velocidad.

Tabla 2.1 Rangos típicos de los números de Prandtl para fluidos comunes<sup>26</sup>.

| Fluido                    | Pr              |
|---------------------------|-----------------|
| Metales líquidos          | 0.004 - 0.03    |
| Gases                     | 0.7 - 1         |
| Agua                      | 1.7 - 13.7      |
| Fluidos orgánicos ligeros | 5 - 50          |
| Aceites                   | 50 - 100 000    |
| Glicerina                 | 2 000 - 100 000 |

- Número de Galileo (general y modificado)

El número de Galileo es la relación al cuadrado de las fuerzas gravitacionales y las fuerzas viscosas al cuadrado, que en función del diámetro del tubo puede ser visto como el número de Arquímedes, empleados cuando existen diferencias notables de densidad y se está tomando en cuenta la flotabilidad:

<sup>26</sup> Ibíd.

$$Ga = Ar = \left( \frac{\text{Fuerzas gravitacionales}}{\text{Fuerzas viscosas}} \right)^2 = \frac{gl^3\rho^2}{\mu^2} \quad (2-11)$$

donde  $g$  es la aceleración ejercida por la gravedad,  $l$  es la longitud característica,  $\rho$  la densidad del fluido y  $\mu$  la viscosidad dinámica del mismo. La longitud característica puede tomarse como la longitud capilar del fluido y, representa la longitud de una superficie entre dos fluidos afectados por la gravedad y la tensión superficial, es igual a  $\sqrt{\sigma/\rho g}$ . De modo que el número de Galileo puede modificarse usando la longitud capilar como la longitud característica, teniendo una relación de las fuerzas gravitacionales y fuerzas viscosas a la cuarta potencia:

$$Ga^* = \left( \frac{\text{Fuerzas gravitacionales}}{\text{Fuerzas viscosas}} \right)^4 = \frac{\rho\sigma^3}{\mu^4 g} \quad (2-12)$$

donde  $\sigma$  es la tensión superficial. El número modificado de Galileo también suele conocerse como el inverso del número de Kapitza, y depende estrictamente de las propiedades del fluido. El número de Galileo modificado se obtuvo por medio de un análisis dimensional utilizando el teorema de Pi-Buckingham, junto con otras relaciones que se mencionarán más adelante, para los patrones de flujo sobre tubos horizontales<sup>27</sup>.

Existe una relación entre el número de Reynolds y el de Galileo modificado, ya que ambos analizan el comportamiento de un fluido en movimiento, en el caso del último para fluidos en caída libre, o mejor dicho en un patrón descendente. A continuación, se verá la transferencia de calor presente de un flujo descendente sobre tubos horizontales.

#### 2.1.4 Patrones de película descendente sobre tubos horizontales

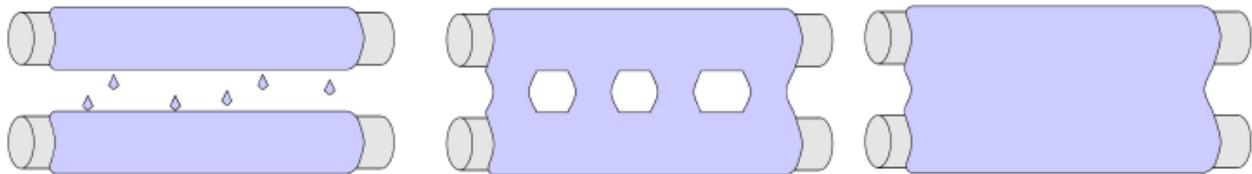
Los intercambiadores de calor de tubos horizontales con película descendente tienen un gran número de aplicaciones en la industria química, alimenticia, refrigerante, petrolera y desaladora; debido a su alto rendimiento térmico, altos coeficientes globales de transferencia de calor y a que operan con una menor cantidad de fluido en comparación

---

<sup>27</sup> Hu, X. & Jacobi, A. "The Intertube Falling-Film Modes: Transition, Hysteresis, and Effects on Heat Transfer". Urbana, Illinois: Air Conditioning and Refrigeration Center, 1995.

con los intercambiadores de tubo y coraza convencionales. La transferencia de calor local de los fluidos entre los tubos y la coraza depende de las características de la película descendente, como el grosor de ésta, el patrón de flujo y la estabilidad de la película sobre los tubos relacionada a cada patrón.

La película descendente puede clasificarse de maneras distintas, acorde a la literatura consultada, pero la mayoría considera tres patrones principales (Fig. 2.4): goteo, columna y hoja. Al incluir los estados intermedios entre los patrones principales, se obtiene un total de 5 regímenes de flujo que se pueden identificar en los tubos; dependen del flujo del fluido, es decir, si se incrementa el flujo el patrón pasará de goteo a columna, y de columna a hoja, pasando por los estado intermedios como se



muestra en la Fig. 2.5.

Fig. 2.4 Patrón de flujo goteo (izquierda), columna (medio) y hoja (derecha)<sup>28</sup>.

Fig. 2.5 Foto de los 5 regímenes (de izquierda a derecha): goteo, goteo/columna, columna, columna/hoja, hoja (Ibid).

Los parámetros principales, influyentes en el patrón de flujo de la película, se muestran en la tabla siguiente.



Tabla 2.2 Parámetros principales del patrón de flujo.

| Símbolo | Descripción | Unidades |
|---------|-------------|----------|
|---------|-------------|----------|

<sup>28</sup> Austegard, A. & Bandopahyay, M., "Flow pattern transitions in and hysteresis effects of falling film flow over horizontal tubes related to LNG heat exchangers". University of Science & Technology, Trondheim, Norway.

|          |                                     |                    |
|----------|-------------------------------------|--------------------|
| $\rho$   | Densidad del líquido                | kg/m <sup>3</sup>  |
| $\mu$    | Viscosidad del líquido              | N·s/m <sup>2</sup> |
| $D$      | Diámetro del tubo                   | m                  |
| $s$      | Separación entre tubos              | m                  |
| $k$      | Rugosidad de la superficie          | m                  |
| $g$      | Aceleración de la gravedad          | m/s <sup>2</sup>   |
| $\Gamma$ | Flujo másico por unidad de longitud | kg/s·m             |
| $\sigma$ | Tensión superficial                 | N/m                |

La densidad, viscosidad y tensión superficial son propias del fluido utilizado; el diámetro, la separación y la rugosidad son características del arreglo de tubos; mientras que el gasto másico depende del sistema de alimentación y la gravedad es independiente. El ángulo de contacto no se considera relevante cuando toda la superficie de los tubos se encuentra húmeda. La rugosidad es pequeña en comparación al grosor de la capa laminar, por lo que se considera despreciable. El ángulo de contacto y la rugosidad varían dependiendo del material, pero para el caso del aluminio y el acero no se considera que tengan una influencia significativa sobre el régimen del flujo<sup>29</sup>.

El régimen del flujo suele mantenerse estable, pero también puede ser inestable, por ejemplo, la columna puede estarse moviendo sobre el eje del tubo y cambiar intermitentemente de goteo/columna a columna. La estabilidad del régimen depende, también, de los parámetros previamente mencionados (Tabla 2.2), pero al requerir de cierta energía para pasar de uno a otro se presenta una histéresis en el proceso, de modo que si se espera que para cierto flujo cambie de columna a hoja, de manera inversa se tiene una variación en el valor del flujo.

Para el caso de la evaporación de la película sobre tubos horizontales, diversos estudios se han realizado para distintos fluidos, estudiando de manera más particular el patrón de hoja. El estudio de este tipo de sistemas fue impulsado, principalmente, por el avance de las aplicaciones de la desalación de agua. De manera general, los estudios concluyen

<sup>29</sup> *Ibíd.*

que el coeficiente de transferencia de calor convectivo depende tanto de la temperatura del agua de alimentación, como de la separación entre los tubos, su diámetro y el gasto másico; cabe mencionar que la condición depende si la película está embullando o no.

El régimen de flujo es otro factor importante, i.e., laminar o turbulento, ya que para bajos números de Reynolds la transferencia de calor se da más por conducción, y para altos valores la convección es más significativa. De modo que, la relación del patrón de flujo con el número de Reynolds queda en función del número de Galileo modificado, ya tomando en cuenta la histéresis presente en la transición de un patrón a otro (Tabla 2.3)<sup>30</sup>.

Tabla 2.3 Número de Reynolds para transición de flujo en tubos horizontales.

| Transición                 | Re                      | Desviación media (%) |
|----------------------------|-------------------------|----------------------|
| De hoja a hoja/columna     | $Re = 1.448Ga^{*0.236}$ | ±6.6                 |
| De hoja/columna a columna  | $Re = 1.414Ga^{*0.233}$ | ±5.8                 |
| De columna a columna/goteo | $Re = 0.096Ga^{*0.301}$ | ±11.2                |
| De columna/goteo a goteo   | $Re = 0.074Ga^{*0.302}$ | ±11                  |

En la mayoría de la literatura se tiene un exponente de ¼ en el número de Galileo modificado, pero las correlaciones aquí mostradas corresponden a la experimentación con distintos fluidos como agua, alcohol etílico, aceite y glicol-etileno.

En cuanto a la transferencia de calor que se presenta entre la película y los tubos, se ha mencionado previamente los principales parámetros que influyen en ésta, sin embargo, se deben considerar que la transferencia de calor local en algunas zonas del tubo varía del valor promedio. Para el caso de flujo de calor constante desde la pared de los tubos, se encontró que el número de Nusselt está gobernado por la siguiente correlación:

$$Nu = 0.659 Re^{-0.109} Pr^{0.332} Ar^{-0.0581} \quad (2-13)$$

para valores de:  $100 < Re < 750$ ;  $1.5 < Pr < 5$ ;  $10^5 < Ar < 10^8$ ; y tomando al radio del tubo como longitud característica en el número de Arquímedes.

<sup>30</sup> Op. Cit. 27.

Como se mencionó anteriormente, en el estudio de Hu & Jacobi, se realizó un análisis dimensional de la transferencia de calor en tubos horizontales, donde determinaron que 4 grupos eran los principales en afectarla: el número de Reynolds, el número de Arquímedes en función del diámetro del tubo, el número de Prandtl y la relación del diámetro con el espaciado entre tubos; considerando la variación de calor entre las paredes de los tubos ( $q \neq cte.$ ) y la relevancia del diámetro de los tubos y la separación entre éstos. Desarrollaron correlaciones para los tres patrones de flujo principales, con las propiedades del fluido basadas en la temperatura del líquido de alimentación.

Tabla 2.4 Número de Nusselt para los tres patrones de flujo principales (Ibíd.).

| Patrón de flujo | Nu   | Desviación media (%) |
|-----------------|--|----------------------|
| Goteo           | $Nu = 0.113Re^{0.85}Pr^{0.85}Ar^{-0.27}(S/d)^{0.04}$ | ±6.1                 |
| Columna         | $Nu = 1.378Re^{0.42}Pr^{0.26}Ar^{-0.23}(S/d)^{0.08}$ | ±6.3                 |
| Hoja            | $Nu = 2.194Re^{0.28}Pr^{0.14}Ar^{-0.2}(S/d)^{0.07}$  | ±6.5                 |

El rango de aplicación de las variables empleadas en las ecuaciones de la Tabla 2.4 son:  $4 < Re < 2060$ ;  $4.8 < Pr < 75.6$ ;  $6.7(10^5) < Ar < 1.8(10^8)$ ;  $0.3 < s/d < 5.2$ .

De las ecuaciones anteriores se puede observar que el número de Nusselt aumenta con el número de Reynolds y Prandtl, y decrece con el de Arquímedes, mientras que el espaciado entre tubos tiene un débil efecto. La dependencia del Reynolds es mucho menor en el patrón de hoja y más alta para el patrón de goteo, debido a la frecuencia con que las gotas caen sobre el siguiente tubo al aumentar el flujo. El número de Prandtl tiene una dependencia similar a la que tiene el Reynolds en los tres patrones, mayor en el goteo y menor en la hoja, lo cual indica una fuerte desviación del flujo debida al intermitente impacto de las gotas.

Se habló de la diferencia entre los valores locales y promedios, por lo que se puede calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección mediante el número de Nusselt promedio, utilizando el diámetro térmico como longitud característica<sup>31</sup>:

$$\overline{Nu} = \frac{h}{k} \left( \frac{\nu^2}{g} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (2-14)$$

donde  $k$  es la conductividad térmica del fluido,  $h$  el coeficiente convectivo,  $g$  la aceleración ejercida por la gravedad y  $\nu$  la viscosidad cinemática del fluido.

Conocer el comportamiento de la película descendente, en intercambiadores de calor con arreglo de tubos horizontales y flujo cruzado, es importante para comprender el rendimiento térmico de los mismos. Conociendo o calculando los números de Galileo modificado y el Reynolds, para predecir el patrón de flujo de la película, se puede calcular el número de Nusselt empleando alguna de las correlaciones de la Tabla 2.4. Para los casos en que el calor latente predomina en el proceso, condensación y evaporación, los cálculos deben realizarse en cada línea del arreglo de tubos ya que el Reynolds local cambia y, por lo tanto, el patrón de flujo y el número de Nusselt también pueden cambiar a medida que el líquido fluye por el arreglo de tubos del intercambiador de calor.

Una vez analizado el aspecto hidrodinámico y de la transferencia de calor de película descendente sobre tubos horizontales en intercambiadores de calor, se puede abordar el tema de los mismos de manera más específica.

## 2.2 Intercambiadores de calor

### 2.2.1 Tipos de intercambiadores de calor

Un equipo de transferencia de calor se define por las funciones que desempeña en un proceso. Los intercambiadores recuperan, o ceden, el calor entre dos corrientes a

---

<sup>31</sup> *Ibíd.*

diferentes temperaturas en un proceso, generalmente sin tener una mezcla de las masas. En la práctica, los intercambiadores de calor son de uso común en una amplia variedad de aplicaciones, desde los sistemas domésticos de calefacción y acondicionamiento del aire, hasta los procesos químicos y la producción de energía eléctrica en las plantas termoeléctricas.

Existen diferentes formas de clasificar a los intercambiadores de calor, i.e.<sup>32</sup>:

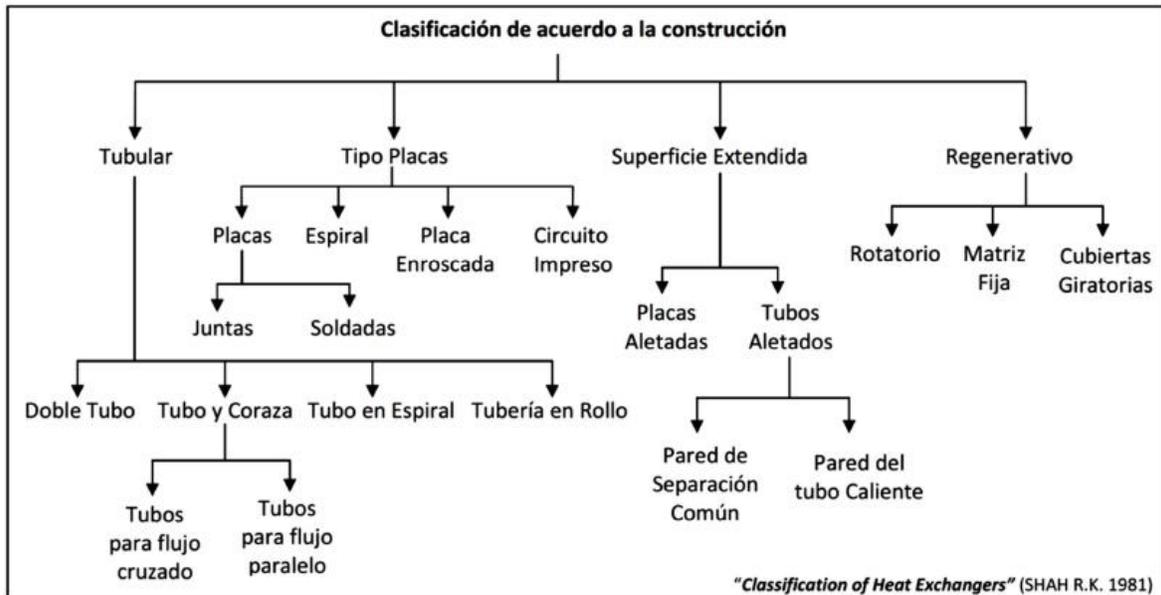
- i. *Por el proceso de transferencia*: Contacto directo de fluidos inmiscibles, de gas-líquido o de líquido-vapor; y contacto indirecto de lecho fluidizado, de almacenamiento o de transferencia directa en una fase o múltiples.
- ii. *Por la función del proceso*: Condensadores, calentadores, enfriadores, chillers o evaporadores.
- iii. *Por el número de fluidos*: A partir de dos, que es lo más común. Con tres fluidos en intercambiadores usados en criogenia, hasta doce en algunos intercambiadores con aplicaciones en procesos químicos.
- iv. *Por la densidad de área ( $\beta$ )*: Definida como la razón entre área superficial de transferencia de calor y su volumen. Compacto ( $\beta \geq 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ) y no compacto, para gas-fluido; y compacto ( $\beta \geq 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ) y no compacto para líquido-líquido.
- v. *Por el mecanismo de transferencia de calor*: Convección en una sola fase por ambos lados, convección en una sola fase en un lado y dos fases por el otro, convección en dos fases por ambos lados, o convección combinada y radiación.
- vi. *Por la disposición del flujo*: un sólo paso a contraflujo, flujo paralelo, cruzado, dividido o separado; y en múltiples pasos con superficie extendida, de placas o tubo y coraza.
- vii. *Por su construcción*: Tubular de doble tubo, tubo y coraza, helicoidal o tubo en espiral; tipo placas en espiral, enroscadas, planas o circuito impreso; de

---

<sup>32</sup> Shah R.K., "Classification of Heat Exchangers. In Heat Exchangers Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design". Mayinger (Eds.), 1981.

superficie extendida con placas o tubos aleteados; y regenerativo rotatorio, de matriz fija o cubiertas giratorias.

Debido al enfoque del presente trabajo sólo se verán algunos aspectos de la clasificación por su construcción; someramente, para los de placa y superficie



extendida, y de manera más específica para los de tubo y coraza en otro apartado.

Fig. 2.6 Clasificación de intercambiadores de calor por su construcción.

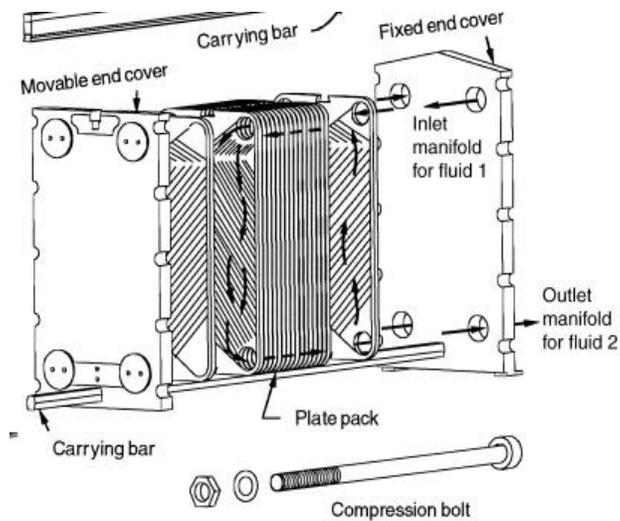
- Intercambiadores tipo placas<sup>33</sup>.

**Placas corrugadas;** este tipo de intercambiadores consta de varias placas rectangulares delgadas de metal, selladas por los bordes con un empaque y sujetas en un marco. El marco tiene una cabecera fija y una cubierta removible en el otro extremo, con la que al retirarla se les puede dar mantenimiento a las placas, tanto las placas, como la cabecera y la cubierta son alineadas y sujetadas con pernos largos que comprimen el empaque formando el sello (Fig. 2.7). Los fluidos pasan intercalados entre las placas, las cuales tiene una superficie corrugada estampada en la placa de metal. Existen diversos patrones que se pueden combinar entre palca y palca, tienen el propósito de aumentar el

<sup>33</sup> Ibíd.

área superficial, incrementar la turbulencia del fluido para una mejor transferencia de calor, el de mejorar la rigidez de las placas y el espaciado entre ellas.

Algunas ventajas de estos intercambiadores son la facilidad de limpieza y mantenimiento, altos coeficientes de transferencia de calor, menor espacio requerido para la instalación en comparación con los de tubo y coraza. Pueden alcanzar un mayor rendimiento térmico, debido al contraflujo y patrones de las placas se tienen aproximaciones de 1 (°C), con efectividades térmicas alrededor de 93 %. Trabajan a una presión manométrica máxima cerca de 3 (MPa), con temperaturas de hasta 260 (°C). Debido a los materiales del empaque, su uso está restringido a aplicaciones con fluidos corrosivos por los altos precios y la vida limitada del mismo. Las velocidades de flujo son pequeñas por el “reducido” tamaño de las placas, además, las aplicaciones con



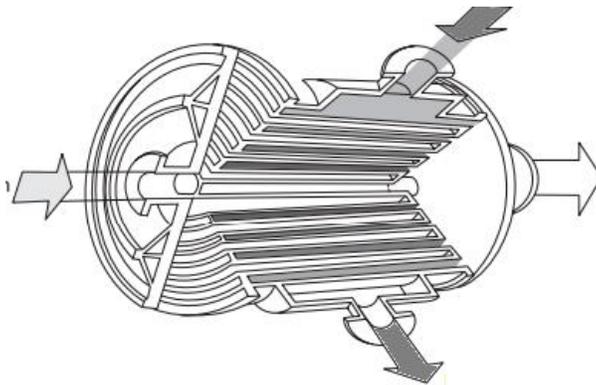
cambio de fase se dificultan por la diferencia de los flujos volumétricos.

Fig. 2.7 Intercambiador de placas planas (Ibíd.).

**Placas en espiral;** una carcasa cilíndrica que contiene dos placas, relativamente largas, de metal dobladas en espiral alrededor de un mandril dividido, formando los canales por los que circulan los fluidos. Cualquier metal que pueda ser formado en frío y soldado, es apto para la manufactura de estos intercambiadores. Los extremos de la espiral tienen cubiertas removibles selladas, ya sea con soldadura o un empaque, teniendo contraflujos

en espiral, un fluido en espiral y otro a contraflujo a través de la espiral (Fig. 2.8), o uno en espiral y el otro en combinación de espiral y contraflujo. Llegan a tener superficies de área máxima de unos 500 (m<sup>2</sup>) con un diámetro máximo de la carcasa de 1.8 (m). El paso entre las placas está entre 5 y 25 (mm), y los espesores de éstas varían de 1.8 a 4 (mm).

Pueden manejar líquidos viscosos que faciliten el ensuciamiento, sin embargo, el ensuciamiento presente en el paso incrementa la velocidad del flujo, el cuál es realmente pequeño. El mantenimiento de estos intercambiadores, también es sencillo, ya que sólo se tienen que remover las cubiertas. Los rangos de operación máximos oscilan para, presiones manométricas de 0.6 a 2.5 (MPa), temperaturas de 200 a 500 (°C) dependiendo del tipo de empaque usado en el sello. Generalmente, son usados como condensadores o recalentadores en la industria celulosa y licorera por su



diversidad de fluidos de operación.

Fig. 2.8 Intercambiador de placas en espiral (Ibíd.).

**Placa enroscada;** éstos son sumergidos en los tanques o expuestos a la atmósfera, ya sea para calentar o enfriar, y su tamaño depende de la aplicación que se le dé. El tipo de manufactura principal que tienen es por el estampado de un dado, que marcan los canales por los que circulará el fluido, pueden formarse por una o dos placas de metal estampadas (Fig. 2.9). Ambas placas son unidas por soldadura eléctrica. Los materiales más usados son acero al carbón, acero inoxidable, titanio, níquel y sus aleaciones, con espesores entre 1.5 y 3 (mm) dependiendo del material.

La presión de operación varía de acuerdo al material y si se tiene un o dos estampados, con 1.8 (MPa) para los dobles relieves, 1.2 (MPa) para uno sólo con acero al carbón e inoxidable, mientras que para los dobles hechos de titanio es de 0.7 (MPa). Son relativamente menos costosos que los demás y se pueden manufacturar en las formas y espesores deseados, por lo que son usados ampliamente en la industria como la química, alimenticia, farmacéutica, etc.

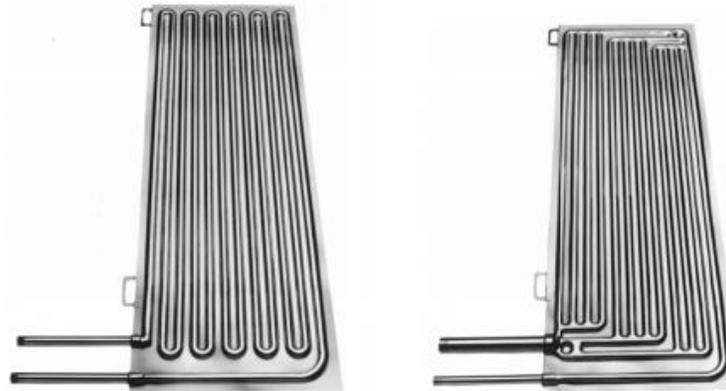


Fig. 2.9 Intercambiador de calor de placa enroscada: (izquierda) en serpentín, (derecha) multizona. (Ibíd.).

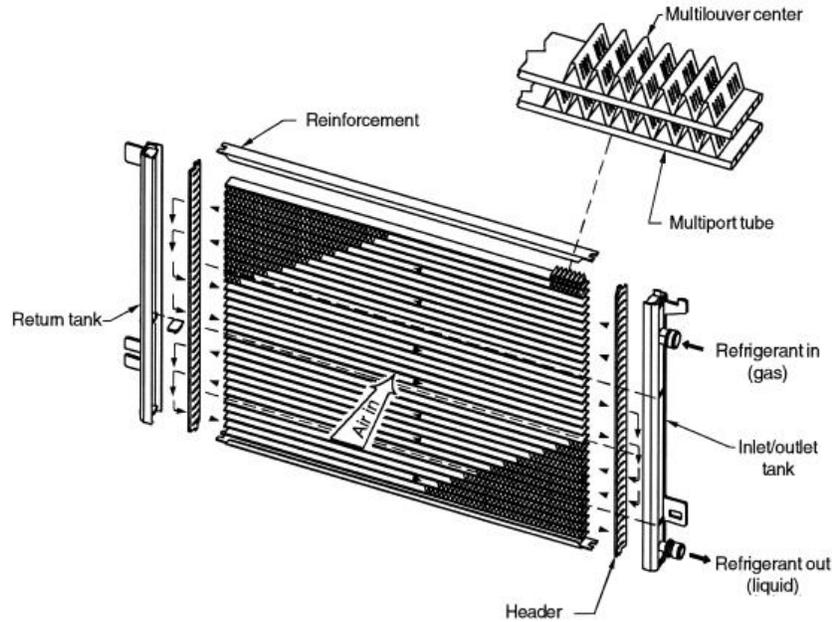
- Intercambiadores de superficie extendida<sup>34</sup>.

**Placas aleteadas;** son similares a los de placas corrugadas pero con un aleteado mayor, comúnmente, en secciones transversales triangulares y rectangulares, sobre las placas paralelas o en tubos planos con esquinas redondas. Las placas o tubos planos separan las dos corrientes de fluidos, mientras el aleteado forma el patrón de paso; los pasos alternados, de uno de los fluidos, están conectados en paralelo por unos cabezales mientras que el otro suele fluir de forma cruzada (Fig. 2.10). El aleteado puede tener diferentes geometrías y materiales, normalmente, en intercambiadores gas-líquido se usan sólo del lado del gas, pero en intercambiadores gas-gas se pueden usar en ambos lados. Los materiales empelados dependen de la aplicación, ya que pueden ser desde metal a cerámicos e incluso papel tratado.

---

<sup>34</sup> Ibíd.

Generalmente, operan a presiones manométricas comerciales de hasta 8 300 (kPa), aunque se han llegado a diseñar otros a mayores presiones; la temperatura depende del



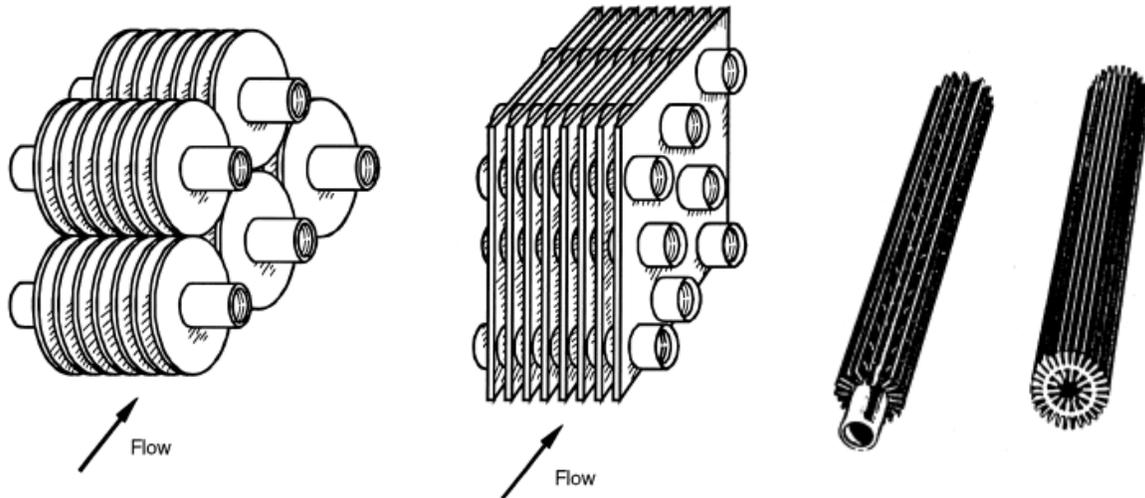
material del aleteado con valores de 840 (°C) para metales, de hasta 1 150 (°C) para cerámicos, y temperaturas mucho más bajas de 50 (°C) para el caso del papel tratado, principalmente porque se usan sólo para precalentar o preenfriar aire en sistemas de ventilación. Éstos llegan a tener densidades de área de hasta 5 900 (m<sup>2</sup>/m<sup>3</sup>), con una proporción de 120 a 700 (aletas/m), espesores de aletas entre 0.05 y 0.25 (mm) y alturas en un rango de 2 a 25 (mm).

Fig. 2.10 Intercambiador de calor de placas aleteadas (Ibíd.).

**Tubos aleteados;** en intercambiadores de gas-líquido, el coeficiente de transferencia del lado del líquido es mayor que el del lado del gas, por lo que una forma de compensarlo es incrementando el área de transferencia por medio de un aleteado. Para estos casos pueden usarse tubos redondos o rectangulares, y el aleteado puede ser tanto por fuera como por dentro de los tubos, dependiendo del tipo de aplicación. Una forma de clasificar los aleteados es (Fig. 2.9): con aleteados concéntricos individualmente en cada tubo, con aleteados normales al eje axial de los tubos que los une, o con aleteado longitudinal individual para cada tubo. El aleteado puede ser plano, ondulado o

interrumpido, y suelen llegar a ser usados en algunos intercambiadores de calor de tubo y coraza.

Estos intercambiadores manejan distintas presiones, ya que por dentro de los tubos se tiene una mayor resistencia que por fuera de éstos. La temperatura también está limitada por el tipo de material y su espesor, al igual que el tipo de unión de las aletas. Tienen



densidades de área, en equipos comerciales, de 3 300 ( $\text{m}^2/\text{m}^3$ ), con una proporción de 250 a 800 (aletas/m), empleando aletas con espesor de 0.08 a 0.25 (mm) y alturas entre 25 y 250 (mm). Su principal aplicación es como condensadores o evaporadores en aire acondicionado y refrigeración, condensadores en plantas de generación eléctrica y enfriadores de aceite en algunas plantas.

Fig. 2.11 Aleteados de intercambiadores de calor de tubos aleteados (Ibíd.).

### 2.2.2 Intercambiadores de calor de tubo y coraza

Este tipo de intercambiadores, está generalmente constituido de una matriz o arreglo de tubos acoplada a una carcasa cilíndrica, llamada coraza, paralelamente a los ejes axiales de los tubos. Un fluido circula por dentro de los tubos mientras el otro pasa a través y al o largo de la matriz de tubos, donde la transferencia de calor entre ambos fluidos se da por la pared de los tubos. Sus principales componentes son la matriz de tubos, la coraza, cabezales de distribución frontal y posterior, los espejos y deflectores (Fig. 2.12).

La manufactura de estos intercambiadores dependerá de la transferencia de calor y caídas de presión de diseño, y los métodos empleados para reducir los esfuerzos térmicos, prevenir fugas, facilitar el mantenimiento de los elementos, controlar la corrosión y de la disposición de los fluidos de trabajo (flujo paralelo, flujo cruzado, contraflujo). Generalmente, se les dan aplicaciones para transferencia en líquido-líquido o líquido-cambio de fase, pero podrían ser gas-líquido o gas-gas si las condiciones de operación (temperatura y/o presión) son muy altas.

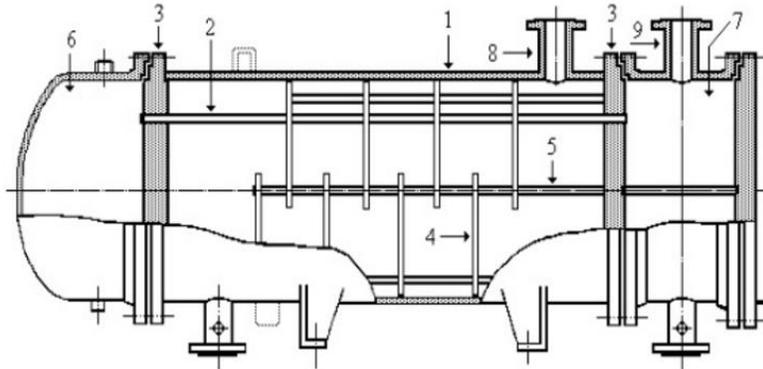


Fig. 2.12 Intercambiador de calor de tubo y coraza<sup>35</sup>.

La figura muestra la anatomía básica de un intercambiador de tubos y coraza, donde el 1 señala la coraza, el 2 los tubos, el 3 los espejos, el 4 los deflectores verticales, 5 el deflector longitudinal, 6 el cabezal posterior, 7 el cabezal fijo o de entrada, el 8 y 9 son las boquillas de proceso de entrada de los fluidos para la coraza y los tubos, respectivamente. La unión de la coraza con los cabezales y espejos, es por medio de bridas de acoplamiento en ambos extremos, dependiendo del tipo de cabezales utilizados.

Los estándares de diseño para este tipo de intercambiadores, están dado por la Asociación de Manufactureros de Intercambiadores Tubulares (TEMA, por sus siglas en inglés), complementados por los códigos de calderas y recipientes presurizados de la Asociación Americana de Ingenieros Mecánicos (ASME), y algunos estándares europeos como las normas DIN de Alemania. Éstos especifican las tolerancias de

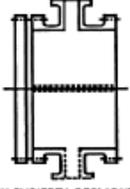
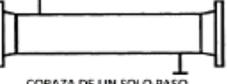
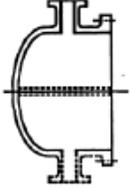
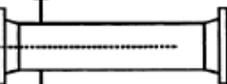
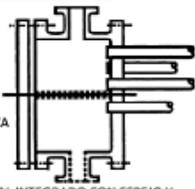
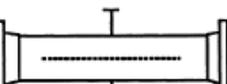
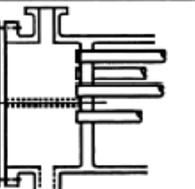
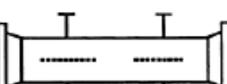
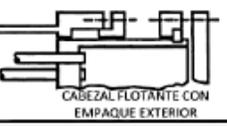
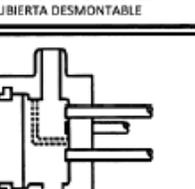
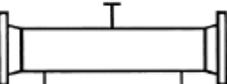
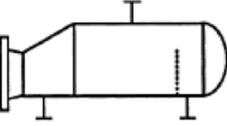
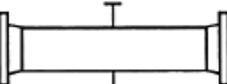
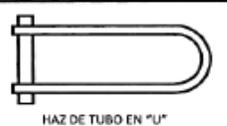
<sup>35</sup> González-Mendizabal, D. "Guía de intercambiadores de calor: tipos generales y aplicaciones". Universidad Simón Bolívar. Venezuela 2002.

manufactura para los distintos componentes mecánicos, el rango del tamaño de los tubos, materiales a utilizar, los deflectores y placas de soporte, por mencionar algunos.

TEMA clasifica los intercambiadores de tubo y coraza en tres tipos, o clases, de acuerdo a su construcción, diseño, manufactura y materiales para sus diferentes aplicaciones: Clase R, para aplicaciones en la industria petrolera y aplicaciones relacionadas; Clase C, para aplicaciones en procesos comerciales; y Clase B, para su uso en servicios químicos. Esto, con base en las limitaciones del diámetro interno de la coraza, la presión de operación y la relación del producto de ambas.

### 2.2.3 Configuraciones y componentes

TEMA, también desarrollo una notación para definir los diferentes tipos de

|   | TIPOS DE CABEZAL ESTACIONARIO, EXTREMO FRONTAL  | TIPOS DE CORAZAS  | TIPOS DE CABEZALES EXTREMO POSTERIOR   |
|---|---|---|--|
| A | <br>CANAL Y CUBIERTA DESMONTABLE  | E <br>CORAZA DE UN SOLO PASO                          | L <br>DE ESPEJO FIJO COMO EL CABEZAL ESTACIONARIO "A"  |
| B | <br>CASQUETE CUBIERTA INTEGRADA  | F <br>CORAZA DE DOS PASOS CON DEFLECTOR LONGITUDINAL | M <br>DE ESPEJO FIJO COMO EL CABEZAL ESTACIONARIO "B" |
| C | <br>SÓLO HAZ DE TUBOS DESMONTABLE<br>CANAL INTEGRADO CON ESPEJO Y CUBIERTA DESMONTABLE | G <br>CORAZA DE FLUJO PARTIDO                        | N <br>DE ESPEJO FIJO COMO EL CABEZAL ESTACIONARIO "N" |
| N | <br>CANAL INTEGRADO CON ESPEJO Y CUBIERTA DESMONTABLE                                  | H <br>CORAZA DE FLUJO PARTIDO DOBLE                  | P <br>CABEZAL FLOTANTE CON EMPAQUE EXTERIOR           |
| D | <br>CIERRE ESPECIAL DE ALTA PRESIÓN  | J <br>CORAZA DE FLUJO DIVIDIDO                       | S <br>CABEZAL FLOTANTE CON DISPOSITIVO DE APOYO       |
|   |   | K <br>REHERVIDOR DE CALDERA                          | T <br>CABEZAL FLOTANTE SIN CONTRABRIDA                |
|   |   | X <br>FLUJO CRUZADO                                  | U <br>HAZ DE TUBO EN "U"                              |
|   |   |   | W <br>ESPEJO FLOTANTE SELLADO EXTERNAMENTE            |

intercambiadores, así, son designados por la combinación de tres letras que indican, de izquierda a derecha: el tipo de cabezal fijo, el tipo de coraza y el tipo de cabezal posterior. Las diferentes configuraciones de los intercambiadores de calor de tubo y coraza están dados por la notación, y se puede observar en la Fig. 2.13; los tipos más comunes en la industria son los AES, BEM, AEP, CFU, AKT y AJW.

*Fig. 2.13 Tipos de coraza y cabezales (Ibíd.).*

Para poder clasificar, apropiadamente, un intercambiador de tubo y coraza es necesario especificar las medidas del mismo, esto mediante el diámetro interno de la coraza, la longitud nominal de los tubos, seguido de la combinación de las tres letras antes mencionadas. De modo que, la descripción completa de estos equipos se escribe de la siguiente manera: Diámetro de la coraza / Longitud de tubos XXX; donde XXX son las tres letras que definen los cabezales y la coraza.

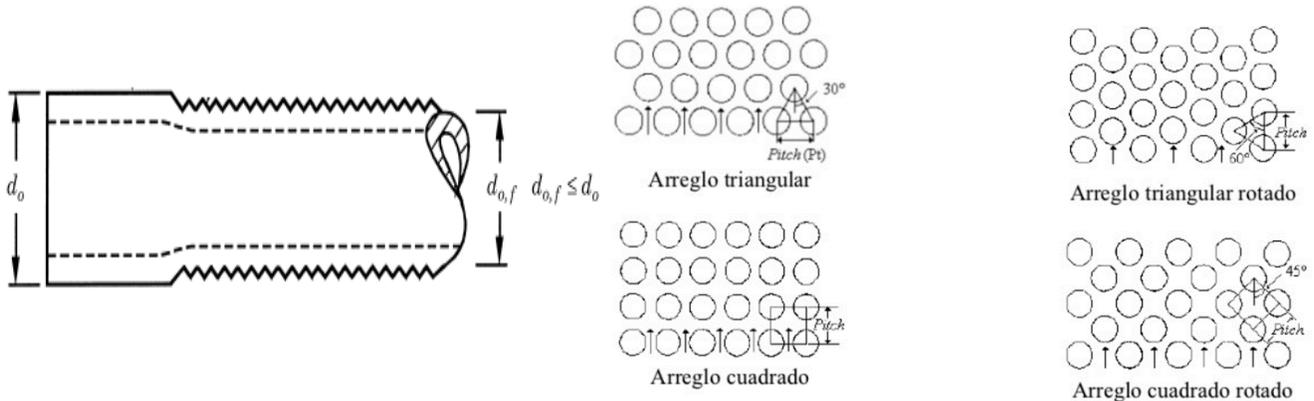
La clasificación dependerá, principalmente, de la aplicación que se le dé, ya que esto implica las condiciones de operación, tipo de fluidos, materiales de construcción y dimensionamiento del equipo. A continuación, se abordará brevemente, y por separado, los principales componentes de estos intercambiadores (ver Fig. 2.12).

- Tubos.

Se utilizan en diversos tamaños y formas, usualmente, son rectos o en forma de “U”, sin embargo, con propósitos más específicos tienen formas más extravagantes como en “L”, en “J”, serpentín, helicoidal, etc. Cuando se trabaja con fluidos tóxicos o radiactivos, y agua, se suelen usar tubos de doble pared para prevenir problemas. Como se ha mencionado, para coeficientes de transferencia más bajos por algún lado del tubo, lo práctico es aumentar el área de transferencia con un aleteado, por lo que para algunas aplicaciones se usan tubos ligeramente aleteados (Fig. 2.14a).

El tipo de arreglo también es importante, ya que dependiendo de la aplicación del intercambiador se recomienda un arreglo en particular (Fig. 2.14b). Para obtener haces de tubos más compactos y económicos, se sugiere el uso de arreglos triangulares (30° y

60°), ya que permiten acomodar un 15% más de tubos, pero no deben usarse cuando se requiere una limpieza externa por medios mecánicos; para tales casos, en los que también se tienen altos factores de ensuciamiento del lado de la coraza, es más recomendable los arreglos cuadrados (45° y 90°). Dentro del diseño, la distancia entre centros de los tubos (pitch) se considera no menor a 1.25 veces el diámetro externo de



éstos, y de 1.2 para tubos pequeños ( $\leq 12.7$  mm).

Fig. 2.14 (a) Tubo ligeramente aleteado, (b) tipos de arreglos de tubos (Ibid.).

- Espejos.

Básicamente, su propósito es el de sostener la matriz de tubos, con los empaques para unirlos a los cabezales en cada extremo, y consta de una placa redonda de metal perforada acorde al arreglo deseado. Los espejos deben ser químicamente compatibles con el material de los tubos. A veces, se colocan espejos dobles para prevenir fugas con una ligera separación entre ambos. Las juntas entre el espejo y los tubos son hechas de diferentes formas, como el rolado de tubos, por expansión hidráulica, por soldadura, etc.

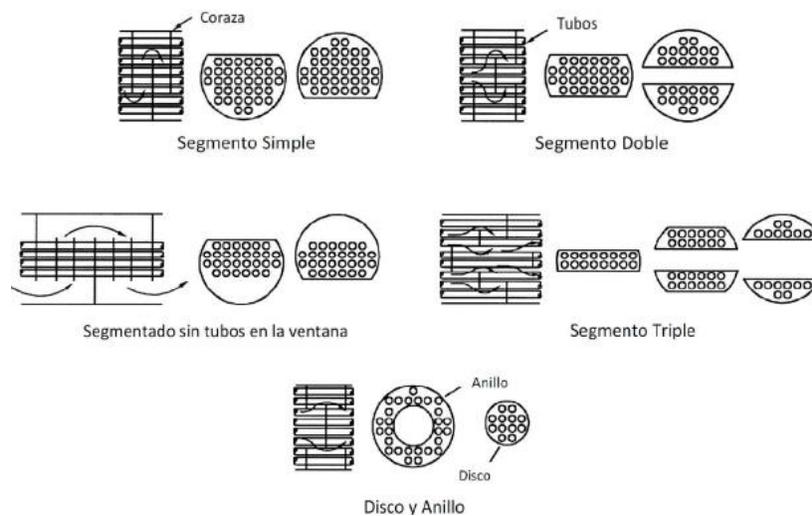


Fig. 2.15 Espejo de tubos de un intercambiador de tubo y coraza.

- Deflectores.

Existen dos tipos de deflectores, los longitudinales y los transversales. Los primeros se utilizan cuando el diseño requiere dos o más pasos en la coraza, para controlar y redireccionar el flujo dentro de ésta, con el mismo número de tubos por paso para minimizar la diferencia de presiones; pueden ser removibles o soldados, los removibles emplean cabezales flotantes y necesitan de un sello entre ellos y la coraza, mientras que los soldados usan cabezales fijos y no requieren juntas de expansión.

Los deflectores transversales sirven para soportar la matriz de tubos a lo largo de la coraza, para evitar su pandeo y absorber las vibraciones, además, de inducir turbulencia en el fluido por su paso en ángulos rectos a través del arreglo de tubos, redundando en mayores coeficientes de transferencia. La diferencia de temperatura de tubo a tubo, al igual que los esfuerzos térmicos se ven disminuidos debido al flujo cruzado provocado por los espejos, que también alteran la caída de presión. Los hay segmentados, con o sin tubos en la ventana, multisegmentados o de disco y anillo; se le llama ventana al espacio por el que pasa el fluido de un deflector a otro, su altura puede expresarse como



un porcentaje del diámetro de la coraza (15 - 40 %).

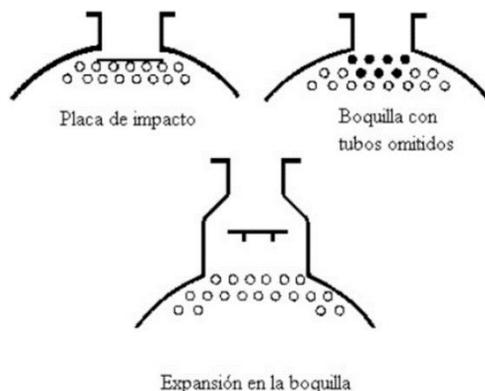
Fig. 2.16 Tipos de deflectores transversales (Ibíd.).

- Coraza.

La coraza, que contiene al fluido externo, suele ser cilíndrica de sección transversal circular, pero puede variar para algunas aplicaciones específicas. Puede estar hecha de un tubo circular para diámetros menores a 0.6 (m), y de una placa metálica rolada y soldada longitudinalmente para diámetros más grandes. Existen 7 tipos de corazas: E, F, G, H, J, K y X; la E es la más usada y sencilla, ya que es más económica, puede tener uno o más pasos de tubos y es la que tiene una diferencia media de temperatura más alta.

Se puede mejorar la efectividad del intercambiador, utilizando una coraza tipo F, porque cuenta con un deflector longitudinal que provoca un contraflujo a lo largo de ésta. Los tipos G, H y J son usados en aplicaciones específicas como calentadores o condensadores. Los K suelen usarse como rehervidores de caldera, mientras que los X tienen un flujo cruzado para aplicaciones con bajas caídas de presión del lado de la coraza.

Las boquillas de entrada, por lo general, tienen una placa de impacto para impedir que el flujo golpee directamente a altas velocidades con la hilera superior de los tubos, evitando caídas de presión, la erosión, cavitación y vibraciones; para colocar dicha placa sin reducir el área de flujo, se pueden omitir algunos tubos, o bien, tener una



expansión en la boquilla para reducir la velocidad del fluido.

Fig. 2.17 Placas de impacto en boquillas (Ibíd.).

- Cabezales<sup>36</sup>.

Son los que distribuyen el flujo a través de los tubos, y existen dos tipos, el fijo (frontal o de entrada) que no permite expansión térmica del tubo y el posterior que puede ser fijo o flotante, dependiendo de los esfuerzos térmicos entre los tubos y la coraza. El criterio principal para el fijo es el costo, mantenimiento e inspección; y para el posterior la posibilidad de remover la matriz de tubos para limpieza de la coraza, prevenir la mezcla de los fluidos y las fugas que puedan presentarse hacia el ambiente.

Hay 5 tipos de **cabezales fijos**: A, B, C, D y N; subdivididos en de tipo canal (A, C y N) y de tipo casquete (B y D). El A es el más común y se emplea con espejos fijos, tubos rectos o en “U” y banco de tubos removible para una frecuente limpieza interna de los mismos. El B, que es de tipo casquete, se emplea en operaciones que requieren poco mantenimiento de los tubos debido al ensuciamiento, tiene espejos fijos, arreglo de tubos en “U” o rectos y el banco de tubos también es removible; son más económicos que los demás. En los C, el canal y la cubierta de tubos forman una sola unidad y el banco de tubos no es desmontable, lo cual dificulta la limpieza; si los canales son soldados se pueden utilizar para servicios con altas presiones y/o fluidos peligrosos, ya que poseen un mínimo de juntas externas. Los N, son ideales para operaciones con bajo ensuciamiento del lado de la coraza, controlado con limpieza química, y al igual que los C, el canal y la cubierta de tubos forman una unidad; debido a la dificultad de mantenimiento no es recomendable usar tubos en “U” o con cabezales flotantes. Por otra parte, los D son cabezales especiales para manejar altas presiones de operación del lado de los tubos, llegando a exceder los 10 (MPa).

Existen 8 tipos de **cabezales posteriores**: L, M, N, P, S, T, U y W; ya sean fijos (L, M y N), flotantes (P, S, T y W) o en específico para tubos en “U”. Para el caso de los fijos, se emplean en intercambiadores con espejos fijos, para limpieza mecánica en el lado de los tubos y servicios de altas presiones. Los P, comúnmente, se les denomina cabezal

---

<sup>36</sup> Op. cit. 32.

flotante empacado externamente; permite expansión se puede diseñar para cualquier número de pasos, no hay mezcla de los dos fluidos en caso de fugas en los empaques por lo que son diseños costosos. A los S, se les denomina cabezal flotante de anillo dividido; tienen el espejo entre un anillo dividido removible y la cubierta, la cual tiene un diámetro mayor a la coraza. Los T, reciben el nombre de cabezal flotante de arrastre; pueden ser removidos de la coraza y sólo permiten un número par de pasos de tubos. En cuanto a los U, que manejan específicamente tubos en “U”, son de diseño sencillo que requiere de un espejo sin junta de expansión y también son removibles, requieren  $n$  número par de pasos de tubos y la limpieza de la “U” es muy difícil, por lo que son el diseño más económico. Por su parte, los W, se les llama cabezal flotante empacado con anillo de faro; son bastante económicos y el conjunto de tubos con deflectores es de fácil extracción, y pueden tener un arreglo de uno o dos pasos para los tubos.

#### 2.2.4 Aplicaciones

Los intercambiadores de calor de tubo y coraza son ampliamente utilizados en la industria alimenticia, química, metalmecánica y energética; debido a sus rangos de operación que van desde altos vacíos de 100 (MPa), para procesos de criogenia a altas temperaturas, alrededor de 1 110 (°C). Y cualquier diferencia de temperaturas y presiones, entre los fluidos de trabajo, limitada sólo por las propiedades del material de construcción<sup>37</sup>.

Pueden ser diseñados para condiciones específicas como el manejo de fluidos altamente viscosos o tóxicos, sujetos a erosión, corrosión, un alto ensuciamiento, etc. Son el tipo de intercambiadores más versátil, y pueden ser construidos tanto de una variedad de metales como de materiales no-metálicos como grafito, vidrio y teflón; con un área superficial que oscila entre 0.1 (m<sup>2</sup>) hasta arriba de 10<sup>5</sup> (m<sup>2</sup>).

---

<sup>37</sup> *Ibíd.*

Las principales aplicaciones que se les dan son las de evaporar, o condensar, un fluido por el contacto, directo o indirecto, con otro secundario a diferente temperatura y/o fase; y las de enfriar, o calentar, un fluido con otro mediante los distintos tipos de alimentación de éstos (flujo en paralelo, flujo cruzado y contraflujo). Utilizados como evaporadores, condensadores, calentadores, y enfriadores o chillers; en procesos químicos, de recuperación de calor, aire acondicionado y refrigeración, o generación de energía eléctrica.

La gran diversidad de materiales y rangos de operación, hacen que los intercambiadores de tubo y coraza tengan aplicaciones casi en cualquier campo de la industria, limitadas por el ingenio y experiencia del diseñador. Algunas de las aplicaciones que se les dan, en las principales industrias, son:

- *Alimenticia*: En la pasteurización y refrigeración de la cerveza, pasteurización y tratamientos de la leche y miel, procesos de elaboración de jugos, néctares y concentrados.
- *Química*: Para la refinación del petróleo, condensación de fluidos corrosivos, refrigeración de distintas sustancias, y procesos de enfriamiento y calefacción de soluciones y mezclas.
- *Metalmecánica*: Como radiadores en ciclos de máquinas de combustión y enfriamiento de aceites de lubricación en grandes maquinarias.
- *Energética*: Para el condensado de refrigerantes, calentadores de agua de alimentación, evaporadores en plantas de cogeneración, enfriadores de agua y recuperación de calor residual en procesos de desalación de agua de mar.



*Fig. 2.18 Intercambiadores de calor de tubo y coraza<sup>38</sup>.*

---

<sup>38</sup> Disponible en: <http://www.monachos.gr/>

### 3 Diseño del sistema de pruebas para la DMG

En este capítulo se expondrá la propuesta de diseño del sistema de pruebas para la DMG, previamente realizado, manufacturado y ensamblado por el Grupo iiDEA en la Universidad Politécnica de Baja California en Mexicali; conformada de tres circuitos: el de agua marina y el de fluido caliente, que simularán los efectos de la primera cámara de ésta, y el de retrolavado que dará un pequeño mantenimiento al sistema en conjunto.

Se justificaron los equipos que componen al sistema de pruebas y se vio una primera aproximación de los cálculos realizados, utilizando el método de la temperatura media logarítmica en el diseño del intercambiador, para la determinación de los coeficientes convectivos, caídas de presión y el coeficiente global de transferencia de calor.

#### 3.1 Cálculos y consideraciones para el intercambiador de calor

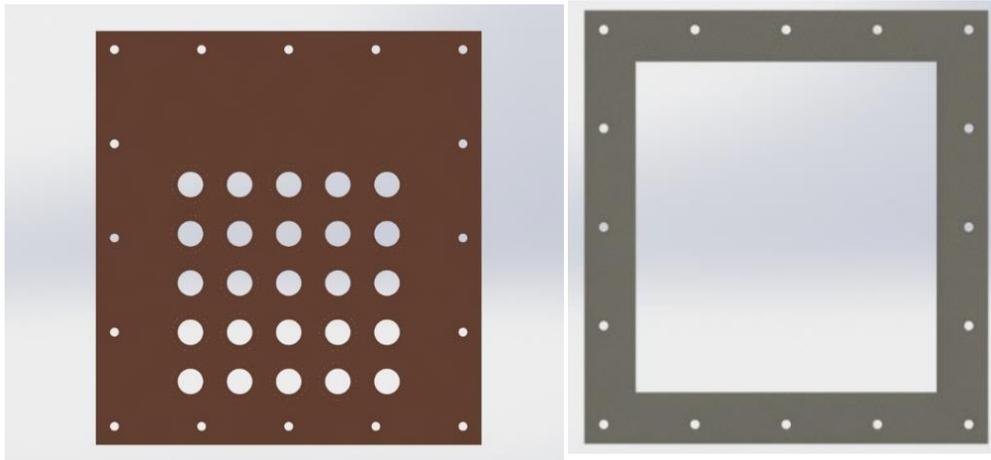
##### 3.1.1 Componentes: Materiales y dimensiones

El propósito principal del sistema de pruebas es el de probar distintos materiales en el banco de tubos y, con base en ello, determinar cuál se empelará en la manufactura de los intercambiadores de calor de la DMG. Entonces, el modelo experimental tiene la finalidad de: prevenir y evaluar los impactos de la corrosión e incrustación, dentro y fuera, de la matriz de tubos debido a los fluidos de trabajo; asegurar una buena transferencia de calor analizando el patrón de flujo descendente entre tubos; probar distintos patrones de rocío de aspersores; obtener datos termodinámicos y geométricos que ayuden a la mejora del rediseño de las cámaras que componen a la DMG; y no el de la desalación de agua de mar, ya que carecerá de un sistema que genere el vacío necesario para la evaporación de ésta. Por lo que el intercambiador de calor del sistema de pruebas no está conformado de todos los componentes mencionados en el capítulo anterior, y tendrán características diferentes a los modelos convencionales utilizados en la industria.

A continuación, se exponen las dimensiones y materiales de los componentes del intercambiador de calor del sistema de pruebas:

- Matriz de tubos.

La matriz de tubos, estará conformada por dos placas de 14x15 (cm) y 3/16 (in) de espesor, que funcionarán como los espejos del arreglo de tubos, el cual será cuadrado de 5x5 hileras, considerado que la aspersion sobre los tubos será más uniforme que en otro tipo de arreglo. Los espejos tendrán 16 barrenos de 1/8 (in) de diámetro. En cuanto al material, serán del mismo que los tubos para tener una compatibilidad entre éste y la soldadura, según las normas de la American Society for Testing and Materials (ASTM) en sus normas B171, B209 y A240. Los espejos estarán sellados con un empaque de neopreno, de las mismas medidas pero espesor de 3/8 (in) e igualmente barrenados, para hermetizar el ensamble con los cabezales; el empaque es un marco con una altura de 17.9 (mm), para evitar que bloquee la hilera inferior de tubos y evitar fugas del fluido

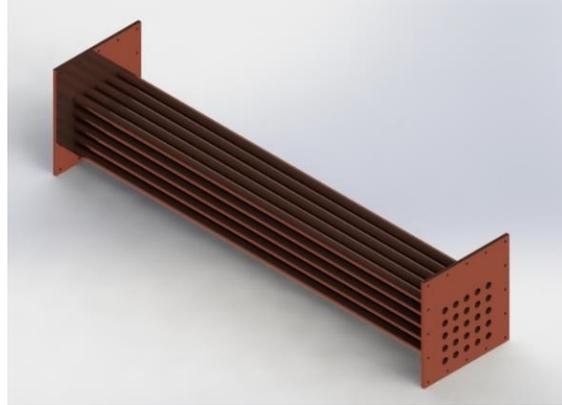


caliente.

*Fig. 3.1 Espejo de la matriz de tubos y empaque (Grupo iiDEA, 2015).*

Los arreglos de tubos serán de: acero inoxidable S30400; una aleación de cobre-níquel C70600 (90-10%); aluminio A96061 con y sin recubrimiento anticorrosivo por sol-

gel<sup>39</sup>; acorde al código UNS establecido en la norma ASTM E527, y apegándose a las normas ASTM A269 para las características de los tubos sin costura de acero inoxidable y ASTM B111 para los tubos sin costura de aluminio y cobre-níquel. Por consideración



de diseño se tomó una distancia entre centros de 1.3 veces el diámetro externo de los tubos, que son de 1/4 (in) nominal, largo de 60 (cm) y cédula 40; por lo que el diámetro exterior resulta de 13.72 (mm), dando una separación entre centros (*pitch*) de 17.84 (mm), y una distancia máxima entre tubos de 85.08 (mm).

*Fig. 3.2 Vista isométrica de la matriz de tubos.*

- Cabezales.

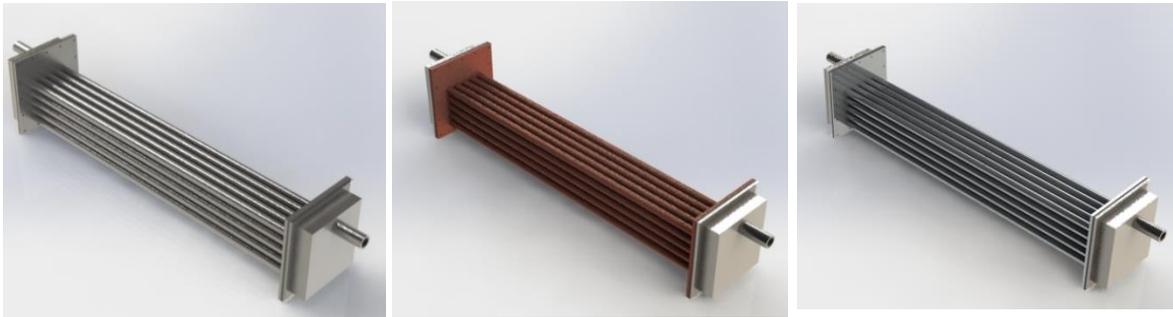
Se habló de la configuración de cabezales-coraza, sin embargo, dado que se piensa poder observar los daños causados por el agua de mar, no se tendrá una coraza metálica, ni cabezales acorde a los estándares TEMA. Los cabezales constarán de placas de acero inoxidable S30400 con un espesor de 3/16 (in) (Fig. 3.3), la placa de ensamble del cabezal tendrá las mismas medidas que los espejos y los empaques, 15x14 (cm), y los tres tendrán 16 barrenos de 1/8 (in) de diámetros en los que se colocará la tornillería, igualmente de acero inoxidable S30400, para ensamblarlos. Se escogió ese material debido a su alta resistencia a la corrosión, ya que los cabezales estarán en contacto constante con el fluido geotérmico durante todo el proceso (ASTM A240).

<sup>39</sup> Sol-gel es un procedimiento químico, que, mediante una solución (sol) estable de partículas sólidas coloidales, en un medio líquido, son polimerizadas para producir un gel, el cual crea un recubrimiento cristalino al secarse; utilizado como alternativa para la protección contra la corrosión de diferentes metales.

La cámara de llenado tiene unas dimensiones de 123x113x30 (mm), y tendrá soldado un tubo de 1/2 (in), cédula 40 y 5 (cm) de largo, por el cual entrará y saldrá el fluido caliente a los cabezales para su distribución por el arreglo de la matriz de tubos. Los birlos tienen el propósito de poder montar y desmontar las matrices de tubos de distintos materiales, evitando que cada matriz tenga sus propios cabezales, reduciendo los costos en material y de manufactura. Se tendrá una carcasa con placas de policarbonato que permitan la visualización del proceso.



*Fig. 3.3 Vista isométrica del cabezal de distribución (Grupo iiDEA, 2015).*



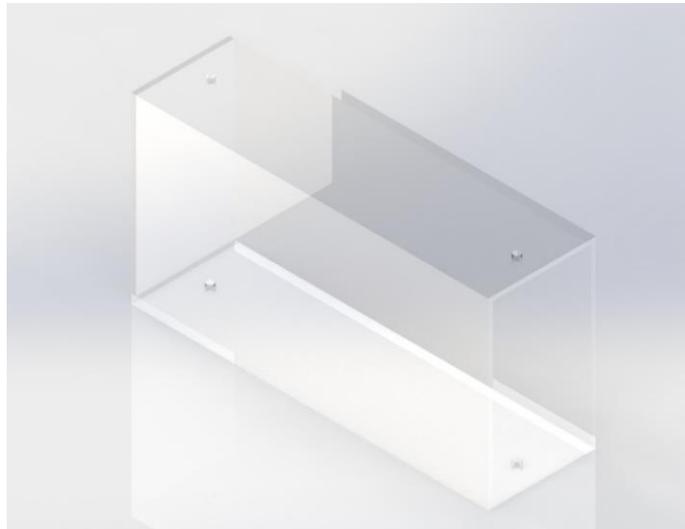
*Fig. 3.4 Vista isométrica del ensamble de la matriz de tubos con empaques y cabezales (de izquierda a derecha): de acero inoxidable 304, cobre-níquel y aluminio.*

- Carcasa.

La carcasa, al igual que los cabezales, no está estandarizada según la normativa de los intercambiadores de calor de tubo y coraza. Será de placas de acrílico, debido a su transparencia y a su buena resistencia térmica y mecánica. Dichas placas tendrán un largo de 69.49 (cm), altura de 34.8 (cm), ancho de 20.4 (cm) y espesor de 9 (mm); en los extremos de ésta, irán montadas unas tapas del mismo material y dimensiones,

asegurados con unos broches que garanticen y mantengan el sellado hermético cuando el sistema de pruebas esté en operación.

La parte superior e inferior de la carcasa, estarán perforadas, la primera para la entrada de la tubería del sistema de aspersión, mientras que la segunda servirá para la succión del concentrado que evitará que la carcasa se inunde. De igual manera, las tapas de la carcasa en los extremos estarán perforadas, y será por allí donde pasará la tubería de entrada y salida del fluido caliente que estarán soldadas a los cabezales. Dichas perforaciones tendrán un diámetro de 1/2 (in).



*Fig. 3.5 Vista isométrica de la carcasa (Grupo iiDEA, 2015).*

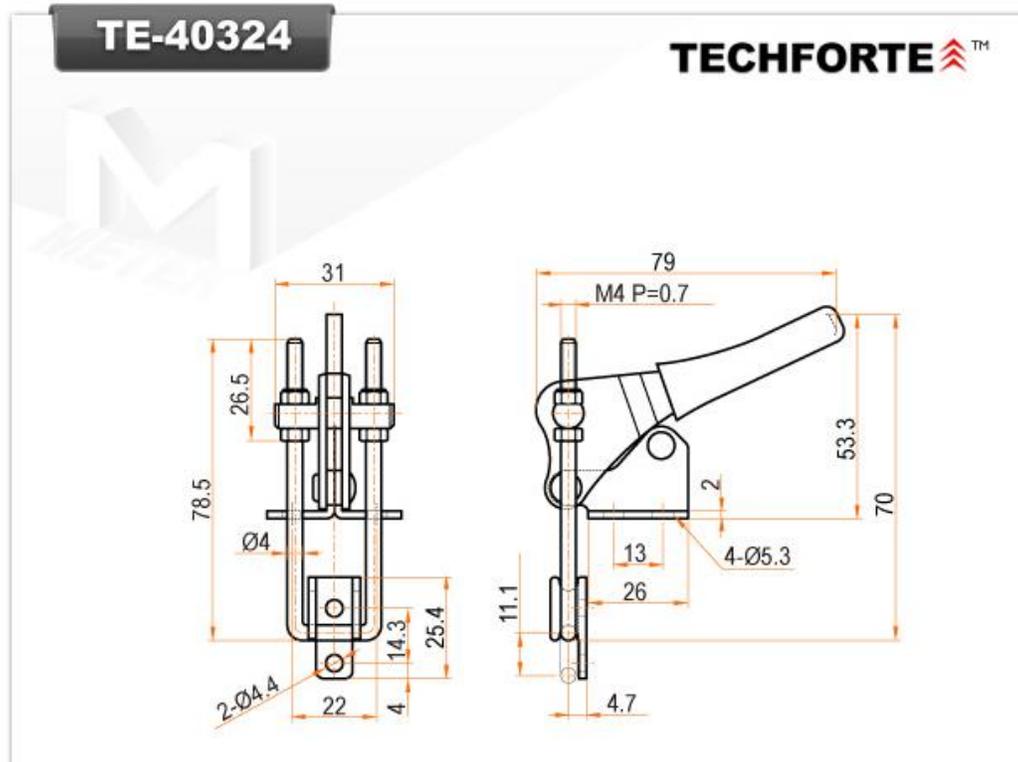
Dentro de la carcasa habrá unos soportes, que evitarán que las tapas sostengan todo el peso de los cabezales, y que tanto éstos como la matriz de tubos, estén en contacto directo con la salmuera que se irá acumulando al fondo de la carcasa. Sus dimensiones son: largo de 18.6 (cm), ancho de 2.14 (cm) y altura de 4.02 (cm), y también estarán hechos de acrílico.

- Broches.

Se habló de los broches de seguridad que mantendrán el sellado hermético del sistema de pruebas, éstos irán acoplados por una parte sobre la carcasa y, ejerciendo presión por

medio de la palanca ergonómica, sobre las tapas. Se seleccionó el modelo de TE-40324, de un catálogo del proveedor Techforte, en la que especifica que los broches tienen una capacidad de agarre de 225 (kg), lo que nos asegura la hermeticidad del sello de la carcasa con las tapas. Se requerirán de 4 broches por cada tapa, teniendo un total de 8 broches en el ensamble completo, que, se colocarán equidistantemente para un sellado uniforme.

En la Figura 3.6 y 3.7, se muestran las dimensiones de los broches de seguridad y una imagen tomada del catálogo proporcionado por el proveedor, respectivamente. Donde se puede ver el modelo, la marca y una perspectiva de su tamaño.



*Fig. 3.6 Dimensiones de los broches de seguridad (Proveedor).*

*Fig. 3.7 Imagen del catálogo de la pieza real.*

- Intercambiador de calor.

Ya que se han visto los componentes, con sus materiales y dimensiones, que conforman el intercambiador de calor del sistema de pruebas se puede hablar de algunos aspectos importantes del ensamble completo.

En la Fig. 3.8 se muestran la vista frontal e isométrica del ensamble completo, de un CAD creado en SolidWorks, donde se pueden apreciar los componentes que lo conforman; la tubería y aspersores que conforman el sistema de aspersión se verán de manera específica, más adelante en otro apartado, ya que conforman una parte



importante del método de desalación de la DMG.

*Fig. 3.8 Ensamble del sistema de pruebas (Grupo iiDEA, 2016).*

Se puede observar, fácilmente, que el intercambiador no cuenta con deflectores que causen turbulencia al fluido del lado de la carcasa, ya que al tener un flujo cruzado no son necesarios, por lo que de esta manera se reducen las caídas de presión que se presentarían en el fluido externo a los tubos. También, se consideró que fuera de un sólo paso para reducir costos de material y manufactura, ya que no se busca incrementar el rendimiento del intercambiador.

Los dibujos mecánicos de diseño de la matriz de tubos se encuentran en el Anexo A.

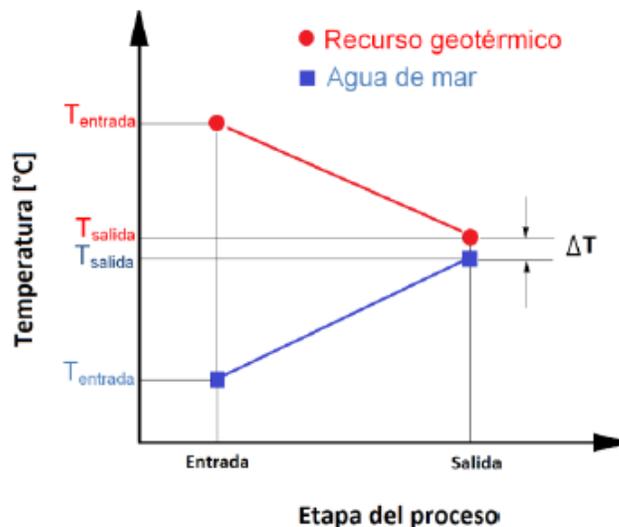
### 3.1.2 Método de la Diferencia de Temperatura Media Logarítmica (LMTD)

La razón de transferencia de calor está regida por la primera ley de la termodinámica y, para el caso de los intercambiadores de calor, se puede expresar de manera análoga a la Ley de Enfriamiento de Newton, sustituyendo el coeficiente convectivo por otro que exprese las resistencias térmicas presentes durante el intercambio, llamado coeficiente global de transferencia de calor:

$$\dot{Q} = UA\Delta T_m \quad (3-1)$$

donde  $U$  es el coeficiente global de transferencia de calor,  $A$  es el área superficial de transferencia y  $\Delta T_m$  es la diferencia media de temperatura entre los fluidos.

Por segunda ley de la termodinámica, el fluido frío y el caliente no pueden alcanzar la misma temperatura a su salida, pero sí aproximarse en gran medida, para el caso de flujo en paralelo. Esa aproximación mínima en las temperaturas de salida, se le conoce en inglés como *pinch point*, y es una variable de diseño en los intercambiadores cuando



se desea alcanzar temperaturas específicas a la salida, la cual depende en gran medida de la disposición del flujo.

Fig. 3.9 Diagrama térmico del intercambiador de calor del sistema de pruebas.

Dado que la diferencia de temperaturas entre los fluidos varía a lo largo de los intercambiadores de calor, se suele considerar una diferencia de temperatura media que satisfaga la ecuación para estos equipos, la cual es de carácter logarítmico. La diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD, por sus siglas en inglés), relaciona las temperaturas de entrada y salida de los dos fluidos involucrados. Es un método muy empleado en la industria por su sencillez y efectividad, si bien existen otros, son un tanto más complicados y son empleados cuando se desconocen las temperaturas de salida. La LMTD se define como:

$$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (3-2)$$

donde  $\Delta T_1$  es la diferencia entre la temperatura de entrada del fluido caliente con la salida del frío y  $\Delta T_2$  es la diferencia contraria, es decir, la temperatura de salida del caliente menos la entrada del frío.

Este método fue desarrollado para intercambiadores de flujo paralelo y a contraflujo de un solo paso, sin embargo, se puede aplicar también en flujos cruzados y para pasos múltiples mediante un factor de corrección,  $F$ , el cual depende del número de pasos de los tubos y en la coraza, al igual que de las temperaturas de entrada y salida de ambos fluidos. El factor de corrección se obtiene en gráficas, tiene un valor menor a la unidad ( $F \leq 1$ ), y está en función de las razones  $P$  y  $R$  definidas como:

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (3-3) \quad R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (3-4)$$

donde  $T_1$  y  $T_2$  es la temperatura de entrada y salida del fluido del lado de la coraza, respectivamente, mientras que  $t_1$  y  $t_2$  la temperatura de entrada y salida del fluido del lado de los tubos, respectivamente.

En la tabla siguiente se muestran los valores de temperatura de entrada y salida, de referencia, tanto del fluido caliente como del agua de mar; tomando en cuenta que se utilizará un pozo de baja entalpía y la temperatura ambiente del lugar de pruebas, con un pinch point de diseño en el intercambiador de 5 (°C).

Tabla 3.1 Temperaturas de los fluidos de trabajo.

| Fluido      | Temp. Entrada (°C) | Temp. Salida (°C) |
|-------------|--------------------|-------------------|
| Geotérmico  | 90                 | 65                |
| Agua de mar | 25                 | 60                |

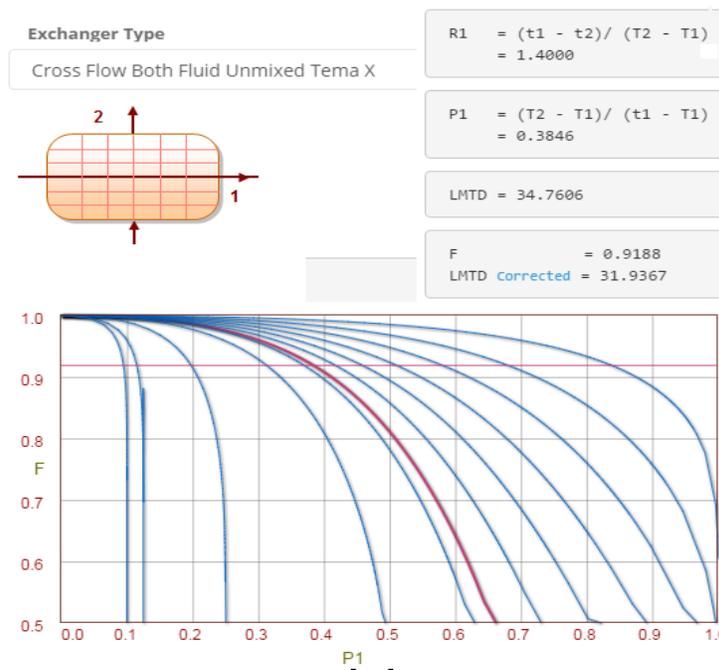
Sustituyendo los valores de la tabla en las ecuaciones (3-2), (3-3) y (3-4):

$$LMTD = \frac{(90 - 60) - (65 - 25)}{\ln\left(\frac{90 - 60}{65 - 25}\right)} = \mathbf{34.76 \text{ (}^\circ\text{C)}}$$

$$P = \frac{65 - 90}{25 - 90} = \mathbf{0.38}$$

$$R = \frac{25 - 60}{65 - 90} = \mathbf{1.4}$$

El factor de corrección se determinó usando una aplicación web, llamada “Chemical



Engineering Calculations”.

Fig. 3.10 Software para determinar el factor de corrección para flujo cruzado y fluidos no mezclados<sup>40</sup>.

Se tiene entonces un factor de corrección de 0.9188, que al multiplicarlo por la LMTD, obtenemos el valor corregido:

$$LMTD_{\text{corregida}} = F \cdot LMTD \quad (3-5)$$

$$LMTD_{\text{corregida}} = 0.9188 \cdot 34.76 = \mathbf{31.93 \text{ (}^\circ\text{C)}}$$

### 3.1.3 Coeficientes de transferencia de calor por convección

La transferencia de calor del fluido caliente al frío, se dará en primera instancia por convección del fluido que circula dentro de los tubos, después por conducción a través de la pared del tubo, y finalmente, por convección de la película de fluido sobre los tubos. Para la transferencia de calor por conducción, se puede aplicar sencillamente la Ley de Fourier, vista en el capítulo anterior, pero para la convección es necesario determinar antes los coeficientes convectivos dentro y fuera de los tubos.

Como se vio, anteriormente, los coeficientes convectivos se determinan, generalmente, por métodos experimentales; para ello, hay correlaciones que ayudan a calcularlos en función de números adimensionales que involucran las propiedades de cada fluido. Por lo tanto, es necesario definir las propiedades de ambos fluidos para el cálculo de los número adimensionales (Tabla 3.2), y posteriormente, de los mismos coeficientes.

Tabla 3.2 Propiedades termofísicas de los fluidos (Base de datos de REFPROP).

| Propiedad                  |                   | Fluido geotérmico |        | Agua de mar |        |
|----------------------------|-------------------|-------------------|--------|-------------|--------|
| Nombre                     | Unidades          | Entrada           | Salida | Entrada     | Salida |
| Temperatura (T)            | K                 | 363               | 338    | 298         | 333    |
| Presión (P)                | MPa               | 0.138             | 0.103  | 0.15        | 0.1    |
| Densidad ( $\rho$ )        | kg/m <sup>3</sup> | 965.4             | 980.6  | 1023        | 1009   |
| Gasto másico ( $\dot{m}$ ) | kg/s              | 0.811             | 0.811  | 0.068       | 0.068  |

<sup>40</sup> [Aplicación web para asistencia en cálculos de ingeniería química] (2016: <http://checalc.com/>).

|                                 |                                 |       |       |       |       |
|---------------------------------|---------------------------------|-------|-------|-------|-------|
| Viscosidad ( $\mu$ )            | Pa·s ( $10^{-3}$ )              | 0.315 | 0.434 | 0.958 | 0.507 |
| Calor específico ( $C_p$ )      | kJ/kg·K                         | 4.20  | 4.19  | 4     | 4.014 |
| Conductividad térmica ( $k$ )   | W/m·K                           | 0.673 | 0.655 | 0.609 | 0.649 |
| Viscosidad cinemática ( $\nu$ ) | m <sup>2</sup> /s ( $10^{-6}$ ) | 0.326 | 0.442 | 0.936 | 0.502 |

Para el caso del **coeficiente convectivo interno**, se puede emplear la ecuación de Seider-Tate, determinada específicamente para flujo en tuberías con valores de  $Re > 10^4$  y de 0.5 a 17 000 para el número de Prandtl<sup>41</sup>:

$$h_i = 0.023 \frac{k}{D_i} Re^{0.8} Pr^{\frac{1}{3}} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (3-6)$$

donde  $h_i$  es el coeficiente convectivo interno,  $k$  la conductividad térmica del fluido,  $D_i$  el diámetro interno del tubo, y el término entre paréntesis se conoce como el factor de corrección de la viscosidad.

El factor de corrección de la viscosidad, relaciona la viscosidad del flujo, dentro y en la pared del tubo, que para consideraciones del presente trabajo, se despreciarán sus efectos, ya que el fluido geotérmico será simulado con agua a 90 (°C).

Antes de poder calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección interno, es necesario conocer el régimen en que se encuentra el fluido circulando por dentro de los tubos, esto, mediante el número de Reynolds en función de las propiedades conocidas del fluido de la Tabla 3.2. Como se desconoce la velocidad del fluido en el interior de los tubos, utilizando la ecuación de la continuidad y el diámetro interior como longitud característica, se puede expresar el Reynolds de la siguiente forma:

$$Re = \frac{4\dot{m}(n_p/n_t)}{\pi D_i \mu} \quad (3-7)$$

donde  $n_p$  es el número de pasos en el intercambiador de calor y  $n_t$  el número de tubos que pasa a través del mismo. Al sustituir los valores obtenemos el siguiente resultado:

<sup>41</sup> Serth, R. "Process Heat Transfer: Principles and Applications". Elsevier, 1° edición (2007).

$$Re = \frac{4 \cdot 0.811 \cdot \left(\frac{1}{25}\right)}{\pi \cdot 0.00925 \cdot \frac{0.315(10^{-3}) + 0.434(10^{-3})}{2}} = \mathbf{11\ 930}$$

Utilizando el valor promedio de las propiedades, de entrada y salida, el valor obtenido para cada tubo es mayor a  $10^4$ , lo cual asegura un flujo turbulento en el interior de los tubos beneficiando a la transferencia de calor. También, es necesario calcular el número de Prandtl para verificar que la ecuación de Seider-Tate es aplicable para el caso de estudio, según el rango de aplicación previamente mencionado:

$$Pr = \frac{\frac{0.315(10^{-3}) + 0.434(10^{-3})}{2} \cdot \frac{4.2(10^3) + 4.19(10^3)}{2}}{\frac{0.673 + 0.655}{2}} = \mathbf{2.36}$$

Los tubos con diámetro nominal de 1/4 (in), para el caso de la cédula 40, les pertenecen valores de 13.72 (mm) y 9.25 (mm) de diámetro exterior e interior, respectivamente. De modo que, al sustituir los valores obtenidos del número de Reynolds y de Prandtl en la ecuación (3-6), se obtienen los siguientes valores para el coeficiente convectivo interno de cada una de los tubos de la matriz:

$$h_i = 0.023 \left( \frac{\frac{0.673 + 0.655}{2}}{0.00925} \right) 11930^{0.8} \cdot 2.36^{\frac{1}{3}} = \mathbf{4\ 014} \left( \frac{W}{m^2 \cdot K} \right)$$

Por otro lado, para el *coeficiente convectivo externo*, es necesario recurrir a las correlaciones expuestas en el capítulo 2, ya que el agua de mar que saldrá de los aspersores caerá sobre el arreglo de tubos horizontales y, empapando su superficie y creando una capa de fluido sobre éstos, formará un patrón descendente sobre la siguiente hilera de tubos. Por lo tanto, el coeficiente real se podrá calcular hasta las pruebas experimentales, una vez observado el patrón formado entre las filas de tubos.

Sin embargo, para una primera aproximación se puede utilizar alguna de las correlaciones expuestas por Zukauskas para flujo cruzado en bancos de tubos; tomando

en cuenta el tipo de arreglo y el rango del Reynolds. Definiendo el número de Nusselt como<sup>42</sup>:

$$Nu = 0.52Re^{0.5}Pr^{0.36}(Pr/Pr_s)^{0.25} \quad (3-8)$$

$$Nu_{corregido} = NuF_L \quad (3-9)$$

donde los número adimensionales deben estar a la temperatura promedio de entrada y salida, excepto  $Pr_s$  que está a la temperatura de la superficie,  $F_L$  es el factor de corrección para arreglos cuadrados con menos de 16 hileras y un rango de  $100 < Re < 1000$ .

Para el caso externo a los tubos, el Reynolds debe calcularse a partir de la velocidad máxima del fluido que circula a través del arreglo, por lo que se tiene que definir la relación de ésta en función de las medidas del arreglo:

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho N_T s_T L} \quad (3-10)$$

$$V_{m\acute{a}x.} = \frac{s_T}{s_T - D_0} V \quad (3-11)$$

donde  $V$  y  $V_{m\acute{a}x.}$  son la velocidad del fluido a la entrada y la máxima, respectivamente,  $N_T$  es el número de tubos en un plano transversal y  $s_T$  la distancia transversal entre centros de los tubos.

De modo que, se deben calcular ambas velocidades para obtener el Reynolds que determina la correlación a utilizar para el cálculo del Nusselt:

$$V = \frac{0.068}{\left(\frac{10023 + 1009}{2}\right) \cdot 5 \cdot 0.01784 \cdot 0.6} = \mathbf{0.00125} \left(\frac{m}{s}\right)$$

$$V_{m\acute{a}x.} = \frac{0.01784}{0.01784 - 0.01372} \cdot 0.00125 = \mathbf{0.00541} \left(\frac{m}{s}\right)$$

<sup>42</sup> Op. cit. 25

Entonces, habiendo obtenido la velocidad máxima se tiene que el Reynolds y Prandtl son:

$$Re = \frac{0.00541 \cdot 0.01372}{\frac{0.936(10^{-6}) + 0.502(10^{-6})}{2}} = \mathbf{103}$$

$$Pr = \frac{\frac{0.958(10^{-3}) + 0.507(10^{-3})}{2} \cdot \frac{4(10^3) + 4.014(10^3)}{2}}{\frac{0.609 + 0.649}{2}} = \mathbf{4.67}$$

Calculando el número de Nusselt simple y corregido para un rango de 100 – 1 000 en el número de Reynolds y un arreglo cuadrado con 5 hileras:

$$Nu = 0.52 \cdot 103^{0.5} \cdot 4.67^{0.36} \cdot (4.67/1.97)^{0.25} = \mathbf{11.42}$$

$$Nu_{corregido} = 0.93 \cdot 11.42 = \mathbf{10.62}$$

Ahora, teniendo el valor del número de Nusselt considerando el factor de corrección para arreglos cuadrados con 5 hileras de tubos, se puede obtener el coeficiente de transferencia de calor por convección externo utilizando la ecuación descrita en el apartado 2.1.3:

$$h_0 = \frac{10.62 \left( \frac{0.609 + 0.649}{2} \right)}{0.01372} = \mathbf{487} \left( \frac{W}{m^2 \cdot K} \right)$$

### 3.1.4 Coeficiente global de transferencia de calor

Una forma de representar el calor transferido durante el proceso ocurrido, en el intercambiador, es por medio de un arreglo de resistencias térmicas, en serie, que equiparen el flujo de calor del fluido caliente al frío. Para nuestro caso de estudio, el calor fluirá por convección del fluido caliente a la pared del tubo, después a través de la pared por conducción y, por último, de la pared hacia el fluido frío otra vez por convección.

Habiendo explicado el fenómeno de transferencia de calor, se define entonces a la resistencia térmica, en el orden mencionado, como:

$$R_{tér.} = \frac{1}{UA_0} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_0}{D_i}\right)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_0} \quad (3-12)$$

donde los subíndices  $i$  y  $o$  corresponden a las condiciones al interior y exterior del tubo, respectivamente,  $U$  es el coeficiente global de transferencia de calor,  $h$  el coeficiente convectivo,  $A$  el área superficial,  $D$  es el diámetro del tubo,  $k$  la conductividad térmica del mismo y  $L$  es el largo del tubo.

Despejando el coeficiente global de transferencia de calor de la ecuación anterior se obtiene la siguiente expresión:

$$U = \left[ \frac{D_0}{h_i D_i} + \frac{D_0 \ln(D_0/D_i)}{2k} + \frac{1}{h_o} \right]^{-1} \quad (3-13)$$

Los valores obtenidos, utilizando la ecuación (3-12), corresponden a intercambiadores de calor nuevos, es decir, que no han estado en operación, por lo que no se ha presentado algún ensuciamiento por el contacto constante con los fluidos de trabajo, tanto del lado de los tubos como de la carcasa. Sin embargo, durante el diseño deben tomarse en cuenta dicho factor, ya que la acumulación de incrustación de depósitos sólidos crea una delgada capa que representa una resistencia adicional, disminuyendo la transferencia en el intercambiador; considerando el factor de ensuciamiento se tiene:

$$U = \left[ \frac{D_0}{h_i D_i} + \frac{D_0 \ln(D_0/D_i)}{2k} + \frac{1}{h_o} + \frac{R_{Di} D_0}{D_i} + R_{Do} \right]^{-1} \quad (3-14)$$

donde  $R_{Di}$  es el factor por ensuciamiento interno al tubo y  $R_{Do}$  el factor externo al tubo.

El factor varía su valor dependiendo de los fluidos de trabajo utilizados, ya que no todos producen la misma cantidad de incrustaciones, éstos tienen las unidades de los

coeficientes convectivos inversas. En la Tabla 3.3 se muestran algunos valores del factor de ensuciamiento para diferentes tipos de agua.

Tabla 3.3 Factor de ensuciamiento para agua<sup>43</sup>.

| Tipo de agua             | Factor de ensuciamiento (m <sup>2</sup> K/W) |
|--------------------------|--|
| De mar                   | 0.00009                                      |
| Salobre                  | 0.00035                                      |
| De torre de enfriamiento | 0.00018                                      |
| De río                   | 0.00053                                      |
| Destilada                | 0.00009                                      |
| Tratada                  | 0.00018                                      |

Dado que se pretende probar 4 matrices de tubos, se tendrán también 4 coeficientes globales de transferencia de calor, cuyos valores, se corroborarán más adelante con las pruebas experimentales realizadas, ya, con el sistema de pruebas en operación. Por lo que, en la siguiente tabla se expresan los valores de las conductividades térmicas de cada uno de los materiales utilizados para la matriz de tubos, en orden para poder calcular dicho coeficiente.

Tabla 3.4 Conductividades térmicas de los distintos materiales de los tubos (Datos de proveedores).

| Material                         | Conductividad térmica (W/m·K) |
|----------------------------------|-------------------------------|
| Acero inoxidable 304             | 14.7                          |
| Aleación cobre-níquel (90-10 %)  | 45                            |
| Aluminio con y sin recubrimiento | 200.5                         |

Para el caso del aluminio con el recubrimiento por sol-gel, se determinó que la pérdida en el flujo de calor por unidad de área es de aproximadamente 1%, lo cual no influye considerablemente en la transferencia de calor o la conductividad térmica del mismo<sup>44</sup>.

Una vez conocidos los valores de las conductividades térmicas de los tubos, junto con los coeficientes convectivos previamente calculados, y, las dimensiones de los tubos, se

<sup>43</sup> [Base de datos de aplicación ingenieril en distintas áreas] (2016: <http://www.engineeringpage.com/>)

<sup>44</sup> Ramos Campos, O. (2015), "Desarrollo y caracterización de recubrimientos para intercambiadores de calor empleados en instalaciones geotérmicas". (Tesis de Maestría – Universidad Nacional Autónoma de México).

pueden calcular los coeficientes globales para cada una de las matrices de tubos utilizando las ecuaciones (3-13) y (3-14).

Tabla 3.5 Coeficientes globales de transferencia de calor para cada matriz de tubos.

| Material de la matriz           | U sin ensuciamiento<br>(W/m <sup>2</sup> ·K) | U con ensuciamiento<br>(W/m <sup>2</sup> ·K) |
|---------------------------------|--|--|
| Acero inoxidable 304            | 383  | 337  |
| Aleación cobre-níquel (90-10 %) | 403  | 352  |
| Aluminio con recubrimiento      | 410  | 358  |
| Aluminio sin recubrimiento      | 410  | 358  |

### 3.1.5 Caídas de presión

A pesar de que el banco de tubos no está diseñado para desalar el agua de mar, debido a su carente sistema de vacío, se planean calcular las caídas de presión presentes en el proceso (en el lado de los tubos y de la carcasa) de forma que el lector tenga una idea de cómo es que podrían llegar afectar en el diseño del intercambiador, ya que éstas determinan el número de pasos, espaciado entre deflectores, sistema de bombeo, etc.; y poder cumplir con las caídas de presión permisibles del sistema.

En el *lado de los tubos*, las caídas de presión que sufrirá la simulación del fluido geotérmico a lo largo de la matriz de tubos determinarían el número de pasos del intercambiador. Sin embargo, ya se ha establecido que el intercambiador del sistema de pruebas será de un solo paso, debido que su objetivo es el de medir la velocidad de corrosión e incrustación, junto con la transferencia de calor, en los tubos para los materiales propuestos anteriormente. Las caídas de presión, dentro de los tubos, se obtienen de la siguiente forma<sup>45</sup>:

$$\Delta P = \frac{f n_p L G^2}{2000 D_i \gamma \phi} \quad (3-15)$$

$$f = 0.4137 Re^{-0.2585} \quad (3-16)$$

<sup>45</sup> Op. Cit. 41.

donde  $f$  es el factor de Darcy,  $n_p$  el número de pasos del intercambiador,  $L$  es la longitud de los tubos,  $G$  es el gasto másico por unidad de área en cada tubo,  $D_i$  el diámetro interno de los tubos,  $\gamma$  es la gravedad específica, y  $\phi$  el factor de corrección para la viscosidad.

Al sustituir los valores en la ecuación (3-14) y (3-15), considerando el factor de corrección para la viscosidad como 1, y tomando el área interna de los tubos:

$$f = 0.4137 \cdot 8355^{-0.2585} = \mathbf{0.0365}$$

$$\Delta P = \frac{0.0365 \cdot 1 \cdot 0.6 \cdot 483^2}{2000 \cdot 0.00925 \cdot 0.973} = \mathbf{284 \text{ (Pa)}}$$

Para el *lado de la carcasa*, normalmente, las caídas de presión se presentan por el número de deflectores y el espaciado entre cada uno, ya que su propósito es el de crear turbulencia en el fluido del lado de la carcasa, al igual que del número de tubos, el arreglo escogido y la distancia entre centros (pitch). El hecho de que el intercambiador de calor del sistema de pruebas consta de un paso sin deflectores simplifica considerablemente los cálculos, puesto que se disminuyen las caídas de presión, y no es necesario calcular el diámetro equivalente de la carcasa, en función de los mismos, como se usa en la industria para el diseño de intercambiadores convencionales. Teniendo, entonces, las siguientes fórmulas para el cálculo<sup>46</sup>:

$$\Delta P = \frac{f G^2 L'}{5.22(10^{10}) D_{eq} \gamma \phi} \left( \frac{D_{eq.}}{s_T} \right)^{0.4} \quad (3-17)$$

$$f = 0.00786 Re^{-0.13034} \quad (3-18)$$

donde  $f$  es el factor de Darcy,  $L'$  es la longitud recorrida por el fluido,  $G$  es el gasto másico por unidad de área libre transversal al flujo,  $D_{eq.}$  el diámetro equivalente para caída de presión,  $\gamma$  es la gravedad específica,  $\phi$  el factor de corrección de viscosidad, y el término entre paréntesis es una corrección que relaciona el diámetro equivalente con la distancia transversal entre centros de los tubos. Cabe mencionar, que la ecuación (3-17) tiene un factor para unidades en el sistema inglés, por lo que debe utilizarse dicho

<sup>46</sup> Kern, D. "Process Heat Transfer". McGraw-Hill, 31ª edición (2000).

sistema para el cálculo de la caída de presión y después convertirlo al sistema internacional.

El diámetro equivalente está en función del volumen libre neto que circula por la carcasa y la superficie friccional en el banco de tubos; mientras que el Reynolds se obtiene de la relación del diámetro equivalente con el gasto másico por unidad de área y la viscosidad dinámica del fluido:

$$D_{eq.} = \frac{4 V_{libre\ neto}}{Sup.\text{friccional}} = \frac{4 \left( H s_L - \left( \frac{t}{h} \right) \frac{D_o^2 \pi}{4} \right)}{\left( \frac{t}{h} \right) D_o \pi} \quad (3-19)$$

$$Re = \frac{D_{eq.} G}{\mu} \quad (3-20)$$

donde  $H$  es la altura total de la matriz de tubos,  $s_L$  es la distancia longitudinal entre centros de los tubos,  $D_o$  el diámetro externo de los tubos, y  $t/h$  es la razón del número de tubos entre el número de hileras de la matriz.

Al convertir los valores al sistema inglés, con los diámetros y longitudes en (ft), el gasto másico por unidad de área en (lb/h ft<sup>2</sup>), la viscosidad en (cP) multiplicado por un factor de conversión a (lb/h ft), y los demás términos siendo adimensionales, se tiene:

$$D_{eq.} = \frac{4 \left( 0.279 \cdot 0.058 - 5 \cdot \frac{0.045^2 \pi}{4} \right)}{5 \cdot 0.045 \pi} = \mathbf{0.0476(ft)}$$

$$Re = \frac{0.0476 \cdot 5068}{0.74 \cdot 2.42} = \mathbf{136}$$

$$f = 0.00786 \cdot 136^{-0.13034} = \mathbf{0.00415}$$

$$\Delta P = \frac{0.00415 \cdot 5068^2 \cdot 0.279}{5.22(10^{10})0.0476 \cdot 1.016 \cdot 1.09} \left( \frac{0.0476}{0.058} \right)^{0.4} = \mathbf{10.167(10^{-6}) (psi)}$$

$$\Delta P = \mathbf{0.07 (Pa)}$$

Comúnmente, las caídas de presión permisibles del sistema son especificadas por el cliente al diseñador antes de comenzar con el diseño del intercambiador de calor. Para

nuestro caso de estudio no se requiere de éstas, y sólo se debe vencer la presión estática para que las bombas puedan circular los fluidos a través del sistema de pruebas.

Claramente las caídas de presión calculadas, tanto para el lado de los tubos como de la carcasa, son despreciables y no representan problema alguno al sistema hidráulico; en especial para el agua de mar, que, como se mencionó, la carencia de deflectores disminuye considerablemente las caídas sin llegar a pasar si quiera la unidad, debido también en parte al bajo gasto másico que se tiene en el sistema de aspersión, y que se ve reflejado en el número de Reynolds en un régimen laminar por la caída natural del agua de mar por la fuerza ejercida por el campo gravitacional del planeta.

## 3.2 Sistema de aspersión

### 3.2.1 Tubo de distribución

El sistema de aspersión, expuesto a continuación, es un diseño simple que consta de dos piezas: el tubo de distribución del agua de mar, y los aspersores que fueron seleccionados de un catálogo con una amplia gama de tipos de aspersores.

En la parte superior de la carcasa hay dos perforaciones por las que pasará el tubo de distribución del agua de mar. El tubo es de acero inoxidable S30400 (ASTM A269), de cédula 40, diámetro nominal de 1/2 (in) y con un roscado en los extremos de tipo NTP; el tubo de 73 (cm) de largo, tendrá dos dobleces a 90° con un radio de 11 (mm), teniendo 56 (cm) en su parte horizontal de doblez a doblez y 8.5 (cm) para cada parte vertical.

Las partes verticales, saldrán por los orificios de la carcasa y estarán sujetos por tuercas de opresión que permitan modificar la altura a la que será rociada el agua de mar sobre los tubos, con motivo de experimentación en el área de cobertura de la matriz de tubos. Por su parte, el tramo horizontal tendrá 5 barrenos correspondientes a los 5 aspersores



que serán acoplados al tubo, los barrenados tendrán una rosca interna tipo NTP con un 1/8 (in) de diámetro; a partir de un barrenado a la mitad del tubo, los demás barrenos estarán a una distancia, entre cada uno, de 11.5 (cm).

Fig. 3.11 Diferentes vistas del tubo de distribución de agua de mar (Grupo iiDEA, 2015).

### 3.2.2 Aspersores

Como se mencionó, fueron seleccionados de un catálogo de la compañía Spraying Systems Co., siendo el modelo 1/8 GG 316SS el elegido, basándose en las siguientes características para su selección:

- a) **Patrón de aspersión.** El patrón de aspersión seleccionado fue en forma de cono lleno con área de impacto redonda. Este tipo de patrón de aspersión tiene la característica de ser el único que, en su zona de impacto, es uniforme y completamente circular; se adecua a las necesidades del sistema de aspersión debido a que con este aspersor se rocían de igual manera todos los tubos y se puede cubrir completamente la superficie de impacto.

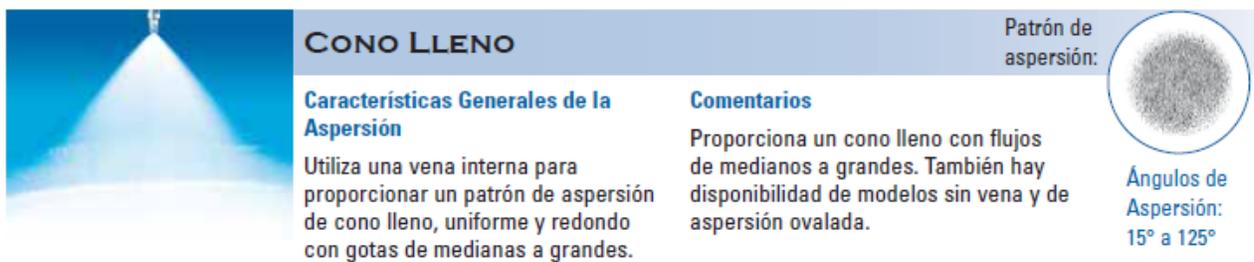
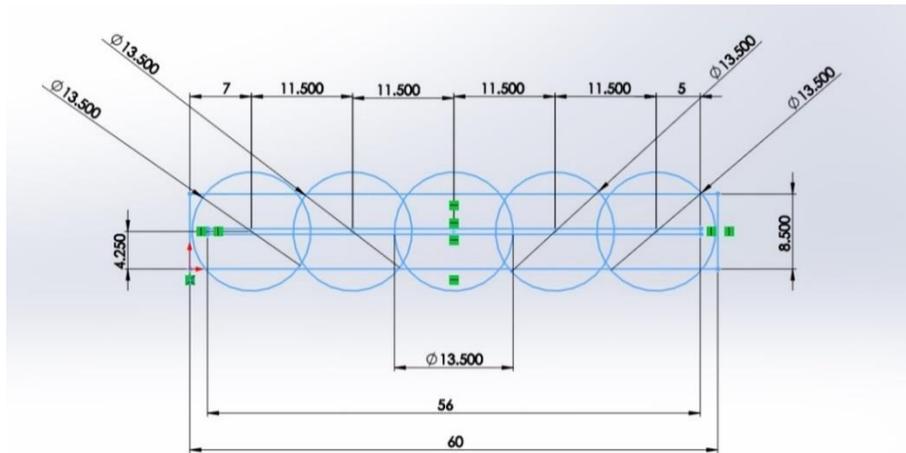


Fig. 3.12 Características y patrón de aspersión de cono lleno (Proveedor).

- b) **Presión de trabajo.** La presión de trabajo fue establecida a partir de las tablas del proveedor, que contiene el flujo volumétrico y ángulo de aspersión, a diferentes presiones en los diferentes modelos y tamaños. Fue seleccionada una presión de 1.5 (bar), ya que en el modelo seleccionado se obtienen 0.81 (l/min) y un ángulo de aspersión de 65°, los cuales nos favorecen un flujo con el cual no se inundaría la carcasa rápidamente.

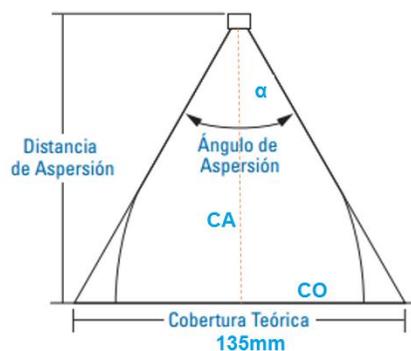
- c) **Ángulo de aspersión.** El ángulo de aspersión, de  $65^\circ$ , se seleccionó para que no fuera muy agudo ni tampoco muy obtuso, ya que para cubrir la superficie de los tubos se requeriría de una altura de aspersión relativamente alta respecto a la hilera de tubos superior.
- d) **Cobertura teórica de aspersión.** Se consideró que la cobertura teórica de aspersión óptima se encuentra a los 13.5 (cm), ya que al incrementar dicha cobertura también aumentaría el área de rocío desaprovechado. Por el contrario, si la cobertura teórica fuese menor, el área de rocío sería deficiente. Dicha área fue considerada con base en la distancia máxima entre los tubos de la matriz y la



longitud de la misma que corresponden a los 8.5 y 60 (cm), respectivamente.

Fig. 3.13 Representación de la cobertura teórica de aspersión.

- e) **Distancia de aspersión.** Para la determinación de la altura de aspersión, se consideró la cobertura teórica óptima, antes mencionada, y el ángulo de aspersión; y se calculó por medio de entidades trigonométricas con base en esos valores. Se obtuvo entonces que, con un ángulo de  $65^\circ$ , el cateto puesto mide 67.5 (mm) y el



cateto adyacente, o distancia de aspersión, de 106 (mm). Esta distancia fue considerada para el diseño de la carcasa, ya que si no fuera tomada en cuenta, la altura de la carcasa sería deficiente.

*Fig. 3.14 Representación gráfica de la aspersión (Proveedor).*

- f) **Material.** Como los aspersores estarán interactuando, de manera constante, con el agua salada proveniente del Tanque de Agua Marina se necesita de un material altamente resistente a la corrosión. También, el desgaste que se presenta en los aspersores, es otro factor importante a considerar, ya que dependiendo del material se tienen rangos de resistencia a este deterioro; el proveedor maneja tablas con dichos rangos para los distintos materiales en que manufactura los aspersores. Por recomendación del proveedor, se determinó que el material más apropiado es el acero inoxidable S31600, debido a su rango de resistencia al desgasta y a que es más resistente a la corrosión que los demás.
  
- g) **Tamaño de la gota de aspersión.** El tamaño de la gota que rocían los aspersores seleccionados es considerado entre mediano y grande, según el proveedor. Esto implica que el tamaño de la gota tendrá una variación de tamaño entre los 1 200 y 5 500 ( $\mu\text{m}$ ).
  
- h) **Accesorios.** El tipo de aspersor seleccionado tiene, como accesorios, una tapa y vena desmontables que favorece en la inspección y limpieza de los mismos. Dicha tapa y vena son de una sola pieza, favoreciendo el ensamble del aspersor para evitar posibles incrustaciones entre una pieza y la otra.
  
- i) **Filtros.** Se seleccionó un filtro para aplicaciones de bajo volumen y presiones medianas, y que su principio de filtración sea a través de una malla o membrana de tal forma que el filtro sea intercambiable. El vaso que contiene el filtro es desmontable con la mano, lo cual facilita el intercambio de los filtros y armado. La cabeza del filtro es de polipropileno, el cual es resistente a la corrosión.

Además, el vaso esta hecho de nylon transparente para facilitar la inspección visual de la malla.

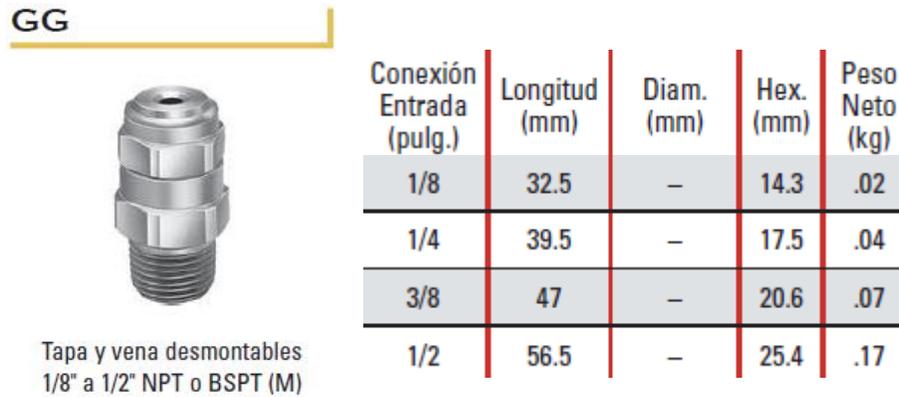


Fig. 3.15 Aspersores GG 316SS (Proveedor).

El sistema de aspersión fue diseñado, de tal manera, para dar un flujo volumétrico de poco más de 4 (l/min) por los 0.81 (l/min) de cada uno de los 5 aspersores. Por lo tanto, el flujo volumétrico total, por día, del sistema de pruebas será de 5.76 (m<sup>3</sup>/día).

En la Figura 3.16 se muestran, dos vistas, de un CAD hecho en SolidWorks del sistema de aspersión en funcionamiento, donde se puede apreciar la cobertura que se tiene del agua de mar sobre el banco de tubos. Se pueden distinguir los soportes de los cabezales, los cuales ayudan a que el ensamble de la matriz de tubos se encuentre a una altura considerable y que el agua que ya estuvo en contacto con la matriz pueda ser succionada de la carcasa y evite que se inunde. También, la altura de la carcasa se diseñó con una longitud un poco excedente con la finalidad de tener un margen de corrección de la altura, en caso de que el ángulo del rociado de los aspersores tenga



defectos de fabricación o que se presenten anomalías en la presión del tubo de distribución.

Fig. 3.16 Sistema de aspersión (Grupo iiDEA, 2016).

### 3.3 Sistema de pruebas

#### 3.3.1 Circuito de agua de mar

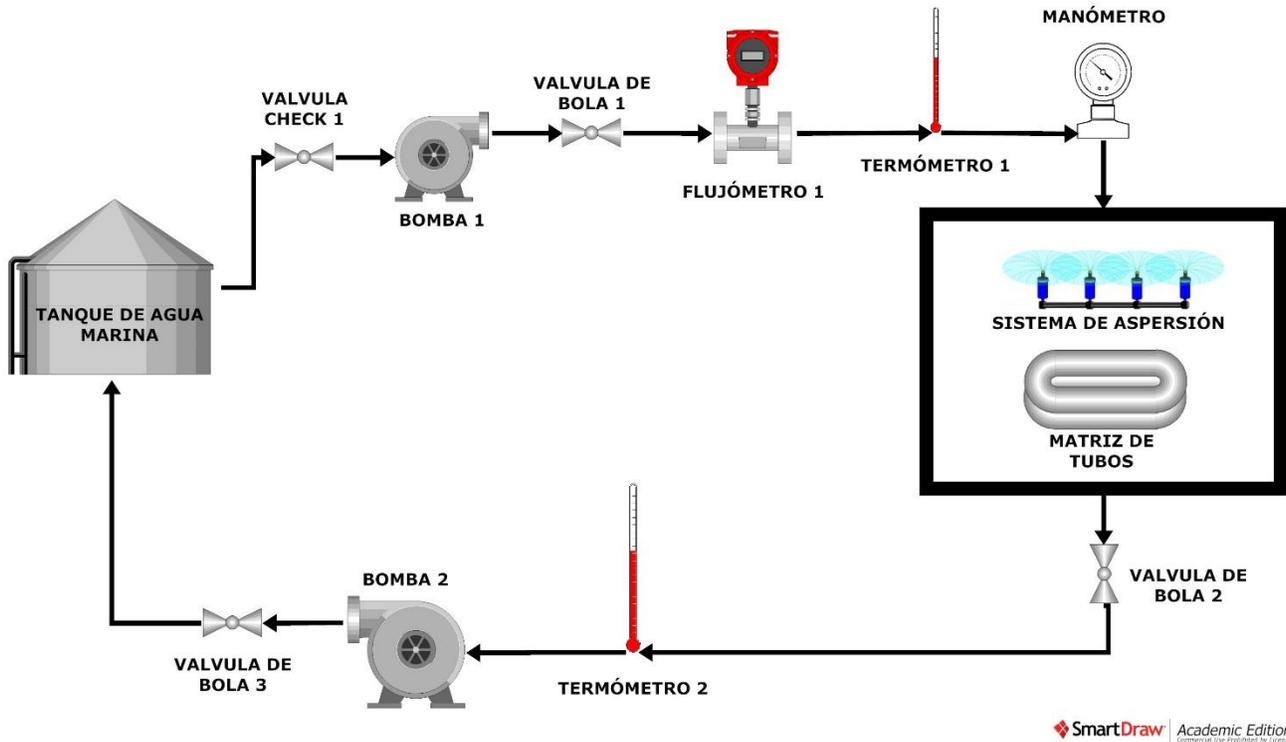


Fig. 3.17 Circuito de agua de mar (Grupo iiDEA, 2016).

El circuito comienza en el Tanque de Agua Marina, el cual contendrá el agua salada con una concentración de sales, aproximadamente, de 35 000 (ppm); el agua salada será bombeada por la Bomba 1, pasando antes por una válvula check que evitará que el agua de retrolavado entre al tanque, y mediante una válvula de bola se regulará el caudal a su salida con fines de experimentación en el sistema de aspersión. El agua salada será rociada por los aspersores, a razón de 0.81 (l/min) por aspersor, sobre el banco de tubos y saldrá por debajo de la carcasa para comenzar, de nuevo, el circuito. Un flujoímetro, termómetro y manómetro, estarán colocados a la entrada y salida del intercambiador de

calor para medir la diferencia de temperaturas y caídas de presión durante el proceso, evitando, así, caídas de presión secundarias por los accesorios.

La Válvula de Bola 2, regulará el caudal a la salida del intercambiador para evitar que la Bomba 2 sufra daños por succión de aire proveniente de la carcasa, o por falta de fluido de trabajo. La Válvula de Bola 3, junto con la 7, tienen la función de direccionar el agua proveniente de la carcasa hacia el Tanque de Agua Marina y al Tanque de Agua Sucia, respectivamente, ya que ambas no podrán estar abiertas al mismo tiempo para evitar que se mezclen los fluidos en los contenedores, y dependerá de qué circuito sea el que esté en funcionamiento.

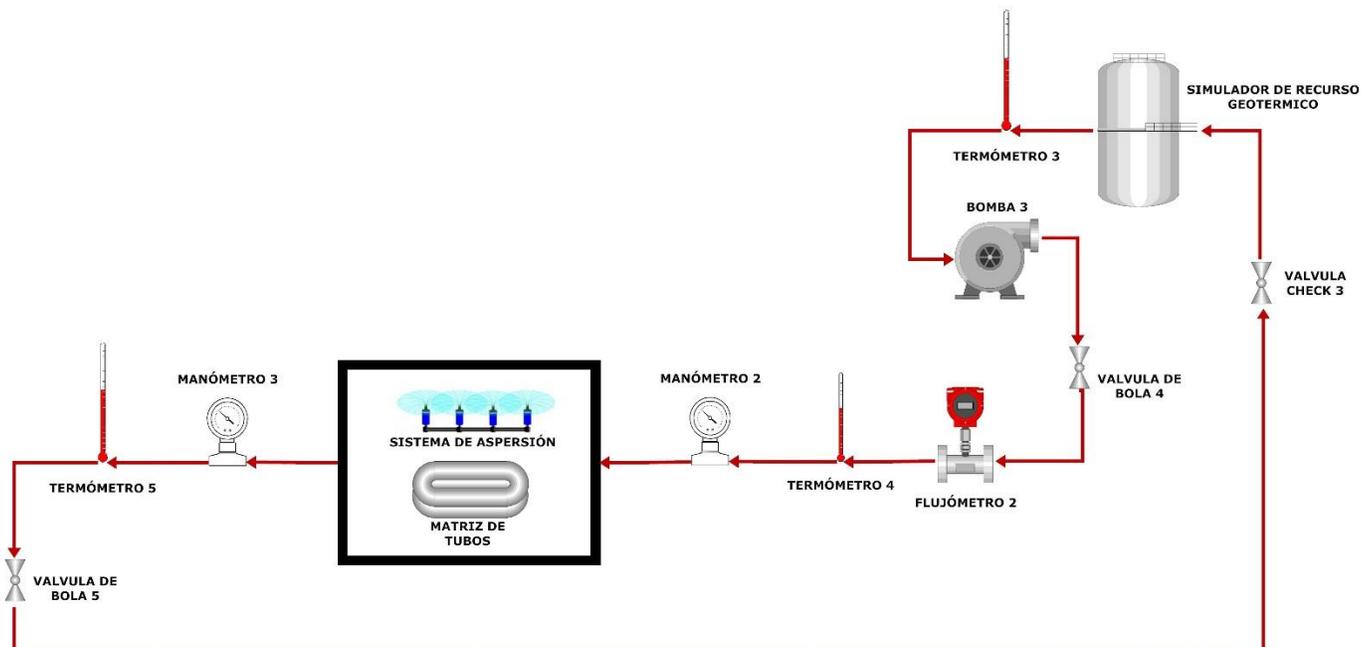
La Bomba 1 y 2 tienen las mismas especificaciones, ya que ambas deben tener alta resistencia a la corrosión. La primera fue dimensionada acorde a las necesidades del sistema de aspersión, mantiene constante una presión de 1.5 (bar) a lo largo del ramal hasta su salida por los aspersores sobre el banco de tubos; el impulsor, la flecha y el cuerpo están hechos de acero inoxidable S30400, tanto la succión como la descarga son de 1 (in) de diámetro, tienen una temperatura de operación de 40 (°C), y la potencia del motor de 1/2 (HP).

El Tanque de Agua Marina tiene capacidad de 500 (l). Las válvulas check son de tipo columpio, hechas de acero inoxidable S31600 con extremos de 1 (in) de diámetro nominal. Las válvulas de bola son de acero inoxidable S30400, con conexiones de 1 (in) y soportan una presión máxima de 200 (psi). En cuanto a la instrumentación: los flujómetros tienen cuerpo de acrílico y flotador de acero inoxidable S30400, soportan una presión máxima de 200 (psi) y temperatura de 49 (°C) con un rango de 0.2 a 2 (GPM); los termómetros son bimetálicos con rango de -20 a 120 (°C), las piezas en contacto con el fluido son de acero inoxidable S30400 y el cuerpo de aluminio; los manómetros son verticales, tienen un rango de operación de 0 a 420 (kPa) y utilizan glicerina para estabilizar el movimiento del puntero.

En la siguiente tabla se muestra, de manera general, una breve descripción de los componentes del circuito de agua de mar, el modelo y cantidad que se requieren.

Tabla 3.6 Componentes del circuito de agua de mar.

| Equipo                | Modelo       | Cantidad | Información <sup>47</sup>   |
|-----------------------|--------------|----------|---|
| Tanque de agua marina | ROTOPLAS     | 1        | Capacidad de almacenaje 500 (l)   |
| Bomba                 | AQMS50       | 2        | Acero inox. S30400. Potencia de ½ (HP).<br>Succión y descarga de 1 ¼" x 1" FNPT.<br>Carga máx. 54.5 (ft). Gasto máx. 30 (GPM) |
| Válvula check         | CFM8MNPT     | 1        | Tipo columpio de acero inox. S31600.<br>Conexiones 1" NPT. Presión máx. 200 (psi)   |
| Válvula de bola       | DN25G1       | 3        | Acero inox. S30400. Conexión 1" NPT.<br>Presión máx. 200 (psi). Temp. máx. 120 (°C)   |
| Flujómetro            | IFM-022      | 2        | Material de acrílico. Rango de 0.2 a 2 (GPM).<br>Conexión ½" NTP  |
| Termómetro            | T30-0250-4C  | 2        | Bimetálico, display 3". Acero inox. S30400 y rango de -20 a 120 (°C)  |
| Manómetro             | G25-SL60-4LS | 2        | Vertical con glicerina. Acero inox. S30400. Conexión de ¼" NPT y rango de 0 a 420 (kPa)                                       |



### 3.3.2 Circuito de fluido caliente

Fig. 3.18 Circuito del fluido caliente (Grupo iiDEA, 2016).

El circuito comienza en el Simulador del Recurso Geotérmico, un calentador de agua eléctrico que alcanzará la temperatura deseada por medio de una resistencia. Por succión de la Bomba 3, el fluido caliente pasará por el flujómetro, termómetro y manómetro, hasta llegar a la matriz de tubos donde cederá su calor al agua salada en el intercambiador. La Válvula de Bola 5, tiene la función de impedir el paso del fluido caliente al circuito de retrolavado cuando, éste, no se encuentre en funcionamiento, así como la 4 tiene el fin de controlar el caudal a la salida de la Bomba 3 para experimentación del mismo en la matriz de tubos. Mientras que la Válvula Check 3 impedirá el regreso de la presión del simulador para no alterar las lectura en el Manómetro 5.

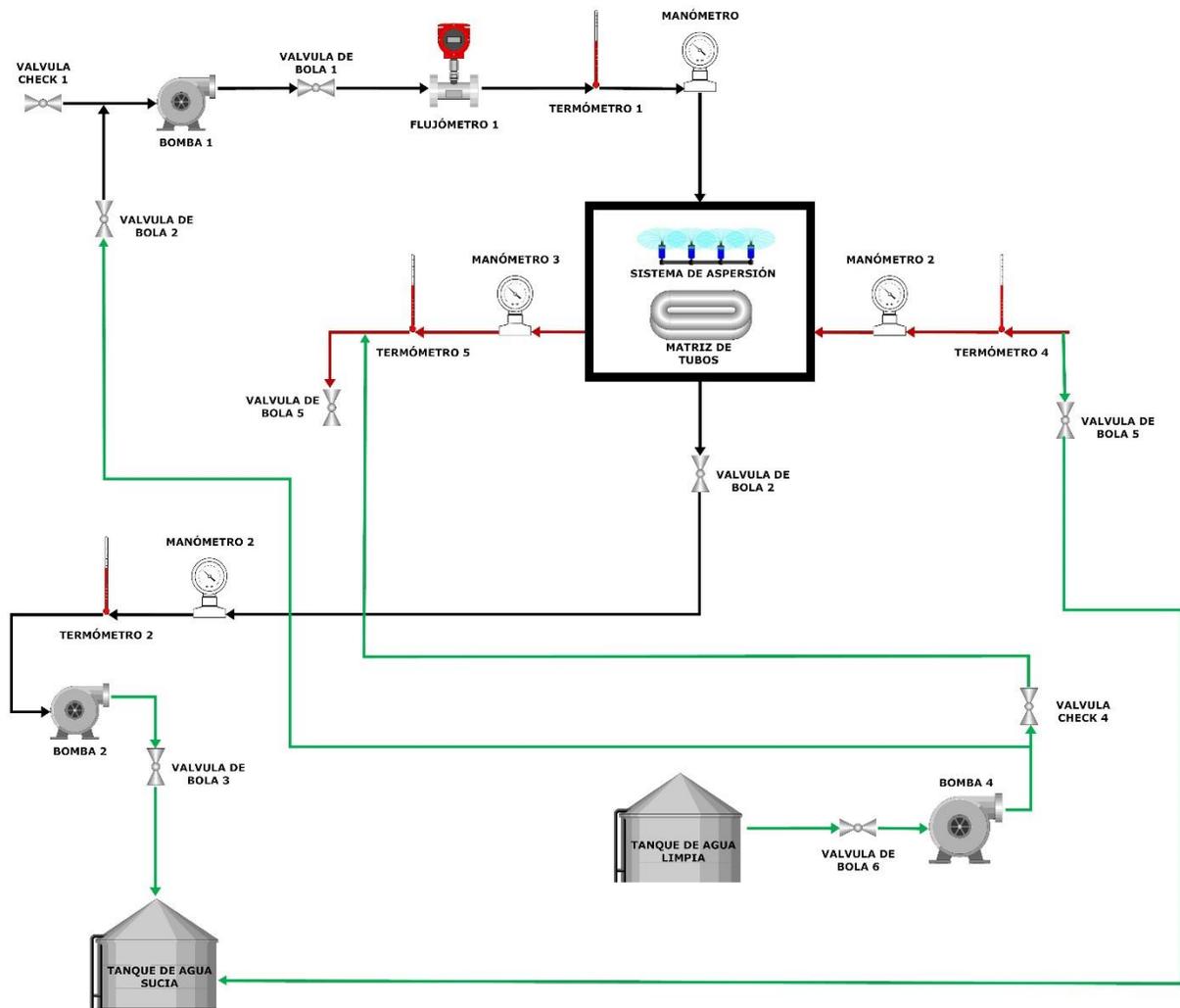
La instrumentación de este circuito, tanto como las válvulas empleadas, tiene las mismas especificaciones y características de los equipos usados en el circuito de agua de mar, excepto el flujómetro que tiene un rango más amplio de 2 a 20 (GPM). La Bomba 3 tiene un diámetro de succión de 1 (in) y descarga de 1 ¼ (in), su motor es de 1/2 (HP) y soporta una temperatura máxima, del fluido de trabajo, de hasta 107 (°C); el impulsor, flecha y cuerpo son de acero inoxidable S30000, al igual que todos sus componentes hidráulicos. Por otro lado, el Simulador del Recurso Geotérmico es un boiler con capacidad de 38 (l) y una carga y eficiencia térmica de 3 (kW) y 74%, respectivamente. A continuación, también se muestra una tabla con el tipo de equipos, cantidad, y una breve descripción.

Tabla 3.7 Componentes del circuito de fluido caliente.

| Equipo                           | Modelo             | Cantidad | Información <sup>48</sup>   |
|----------------------------------|--------------------|----------|---|
| Simulador del recurso geotérmico | C-101              | 1        | Calentador de agua eléctrico. Capacidad 76 (L). Potencia eléctrica 2.24 (kW). Presión máx. de operación 6 (kg/cm <sup>2</sup> ) |
| Bomba                            | 15FMH05S2 Serie MH | 1        | Acero inox. S30000. Potencia ½ (HP). Succión y descarga 1 ¼" x 1". Temperatura máx. 107 (°C).                                   |
| Válvula check                    | CF8MNPT            | 2        | Tipo columpio de acero inox. S31600. Conexiones 1" FNPT. Presión máx. 200 (psi)   |

<sup>48</sup> Conexiones según norma ANSI/ASME B1.20.1 y ASTM E527 para los materiales.

|                 |              |   |   |
|-----------------|--------------|---|---|
| Válvula de bola | DN25G1       | 2 | Acero inox. S30400. Conexiones 1" FNPT. Presión máx. 200 (psi) y temperatura de 120 (°C).   |
| Flujómetro      | IFM-220      | 1 | Material de acrílico. Rango de 2 a 20 (GPM). Conexión 1" FNTP                               |
| Termómetro      | T30-0250-4C  | 3 | Bimetálico, 3" display. Acero inox. S30400 y rango de -20 a 120 (°C).                       |
| Manómetro       | G25-SL60-4LS | 3 | Vertical con glicerina. Acero inox. S30400. Conexión de 1/4" FNPT y rango de 0 a 420 (kPa). |



SmartDraw Academic Edition

### 3.3.3 Circuito de retrolavado

Fig. 3.19 Circuito de retrolavado (Grupo iiDEA, 2016).

El circuito comienza en el Tanque de Agua Limpia, asegurándose primero que los circuitos de agua de mar y del fluido caliente no estén en operación, activando la Bomba 4 y abriendo la Válvula de Bola 6, donde a la salida de la bomba se dividirá el flujo en dos ramales hacia cada uno de los otros dos circuitos. La conexión con el

circuito de agua de mar se encuentra antes de la Bomba 1 y después de la Válvula Check 1, que evitará su paso al Tanque de Agua Marina, después de haber pasado por la bomba recorrerá el circuito hasta su salida por los aspersores dentro del intercambiador, limpiando el exterior de la matriz de tubos. Posteriormente, al cerrar la Válvula de Bola 3, y abrir la 7, el agua será drenada por la Bomba 2 y dirigida hasta el Tanque de Agua Sucia para su almacenamiento.

Por otro lado, la conexión con el circuito del fluido caliente está a la salida del intercambiador, después de la instrumentación, donde la Válvula de Bola 5 direccionará el agua limpia en sentido opuesto de la circulación del fluido caliente. Después de recorrer, y limpiar, el interior de los cabezales y de la matriz de tubos, la Válvula Check 2 impedirá su paso hacia el resto del circuito y dirigiéndola al Tanque de Agua Sucia.

El propósito principal del circuito de retrolavado es el de limpiar las posibles aglomeraciones de minerales que pudieran presentarse dentro de la matriz de tubos y cabezales, como por fuera de ellos. Dichas aglomeraciones pueden ser ocasionadas por el rocío de agua de mar y el fluido de trabajo, proveniente del Simulador del Recurso Geotérmico. En la Tabla 3.7, se presenta los modelos, cantidad y descripción de los equipos que componen el circuito de retrolavado.

Tabla 3.8 Componentes del circuito de retrolavado.

| Equipo                | Modelo           | Cantidad | Información <sup>49</sup>   |
|-----------------------|------------------|----------|---|
| Tanque de agua limpia | ROTOPLAS         | 1        | Capacidad de almacenaje de 450 (l)  |
| Bomba                 | PRISMA 15-2/1115 | 1        | Acero inoxidable S30400. Potencia ½ (HP). 1 fase, succión y descarga de 1". Temperatura máx. de 35 (°C) |
| Válvula de bola       | DN25G1           | 3        | Acero inoxidable S30400. Conexiones 1" FNPT. Presión máx. 200 (psi) y temperatura de 120 (°C)           |
| Válvula check         | CFM8MNPT         | 2        | Tipo columpio de acero inoxidable S31600. Conexiones 1" FNPT. Presión máx. 200 (psi)                    |

<sup>49</sup> Conexiones según norma ANSI/ASME B1.20.1 y ASTM E527 para los materiales.

En la Figura 3.20 se muestra el ensamble, completo, del sistema de pruebas con sus equipos: bombas, tanques, instrumentación y conexiones hidráulicas; en el que se probarán las distintas matrices de tubos para las pruebas: de corrosión e incrustación, del sistema de aspersion y de la transferencia de calor.



*Fig. 3.20 Sistema de pruebas para la DMG (Grupo iiDEA, 2016).*

## 4 Pruebas experimentales y análisis de resultados

En este capítulo se expondrá la metodología y datos obtenidos durante las pruebas experimentales realizadas en el sistema de pruebas. Desde el buen funcionamiento de éste: lectura precisa de los instrumentos de medición, sellado hermético de la carcasa, acoplamiento de las distintas matrices con los cabezales, sistema de bombeo, así como la aspersion sobre el banco de tubos; hasta los parámetros por analizar, que, determinarán el mayor rendimiento térmico del intercambiador de calor.

También, se realizará un análisis de resultados utilizando el Método de Superficies de Respuesta (MSR), con el cual se espera obtener los valores óptimos de operación del sistema de pruebas; que junto con los resultados obtenidos del análisis de corrosión e incrustación se podrá realizar la selección del material a utilizar en los intercambiadores de calor de las cámaras de la DMG.

### 4.1 Pruebas experimentales

#### 4.1.1 Metodología de experimentación

Una vez arribado el Sistema de Pruebas al Instituto de Ingeniería, y después de realizar las conexiones del sistema hidráulico evitando fugas, se puso en operación el sistema comenzando con la matriz de acero inoxidable, que continuará con la de aluminio sin recubrimiento, la de aleación cobre-níquel y por último la de aluminio con recubrimiento anticorrosivo; debido a que la manufactura de ésta última será hasta que se hayan recubierto todos los tubos utilizando el SRT.

Como se planea realizar diferentes pruebas, se comenzó con el ajuste de la distancia de aspersion calculada para asegurar que toda la superficie del banco de tubos esté cubierta por el agua salada. Primeramente, se realizaron las pruebas de la transferencia de calor, ya que para tener una buena medición de la velocidad de corrosión e incrustación el

sistema reflejará mejores resultados al estar más tiempo expuesto el material al ambiente agresivo de trabajo, y de esta forma la sedimentación tenga un efecto más significativo.

Antes de comenzar con las pruebas se saló el agua para obtener la cantidad total de sólidos disueltos que se tiene en las costas de Baja California, 35 000 (ppm). Como primera aproximación, se calculó la cantidad de sal requerida para dicha proporción con la relación de la masa del soluto (sal) y solvente (agua) en la mezcla que, posteriormente, fue verificada midiendo la conductividad eléctrica de la mezcla. A partir de ahí, se fue incrementando la masa de sal hasta obtener el equivalente de (ppm)



en (mS/cm)<sup>50</sup>; obteniendo una relación de 363 (g) de sal por cada 10 (l) de agua.

*Fig. 4.1 Medición de la conductividad eléctrica de una muestra del agua salada.*

Para las pruebas experimentales de la transferencia de calor, se pensaba determinar los valores del gasto másico que produzcan los tres patrones de flujo descendente entre los tubos de la matriz, regulando el gasto con la válvula de bola a la salida de la Bomba 1; sin embargo, los aspersores y bomba seleccionados no dan el gasto necesario para que se alcancen a formar los tres patrones de flujo descendente, por lo tanto, las pruebas se realizaron con valores de 4, 3 y 2 (l/min). También, mediante un controlador de temperatura que enciende y apaga la resistencia se reguló la misma a la salida del boiler eléctrico para obtener registros de 80, 85 y 90 (°C). Las lecturas se realizaron de forma

<sup>50</sup> 1 (mS/cm) = 640 (ppm).

aleatorizada fijando los valores de los diferentes niveles de las variables de forma arbitraria, es decir, que los datos se consideraron como si fueran una muestra aleatoria de una distribución normal; con el propósito de evitar que los efectos de las variables perturbadoras desconocidas alteren los resultados, minimizando el error experimental.

En un principio, se mantuvo el sistema en operación 3 horas, con la válvula de bola completamente abierta, con la finalidad de asegurarse que la superficie de los tubos está completamente húmeda y que se ha alcanzado el equilibrio térmico en la pared de los mismos. Entonces, se tomaron las lecturas de los termómetros, manómetros y flujómetros registrándolos en la Tabla 4.1, donde se muestran las lecturas para cada combinación de los niveles de las variables de diseño en la matriz de acero inoxidable.

A pesar de que el gasto másico del agua salada no es suficiente para formar todos los patrones de flujo descendente, se definirán los valores del número de Reynolds de transición con las ecuaciones de la Tabla 2.3 con las propiedades del agua salada a la temperatura de entrada en la alimentación. Una vez definidas las regiones de transición se podrá observar la estimación de qué tan lejano se está de alcanzar los patrones de flujo restantes. Las lecturas se tomaron como corridas en función de las variables codificadas para facilitar el manejo de datos, ya que se manejan valores pequeños (0,  $\pm 1$ ,  $\pm 1.414$ , etc.)

Tabla 4.1 Lecturas para la matriz de acero inoxidable.

| Corrida          | Gasto másico (kg/s) |       | Temperatura (°C) |    |       |    | Presión (kPa) |        |        |
|------------------|---------------------|-------|------------------|----|-------|----|---------------|--------|--------|
|                  | 1                   | 2     | 1                | 2  | 4     | 5  | 1             | 2      | 3      |
| <b>0, 0</b>      | 0.0512              | 0.811 | 24               | 60 | 85    | 80 | 151.68        | 137.9  | 103.42 |
| <b>0, 0</b>      | 0.0512              | 0.811 | 22               | 59 | 85    | 80 | 158.56        | 144.79 | 110.32 |
| <b>0, 0</b>      | 0.0512              | 0.811 | 22               | 59 | 85    | 80 | 151.68        | 131    | 103.42 |
| <b>0, 0</b>      | 0.0512              | 0.811 | 24               | 60 | 85    | 80 | 151.68        | 131    | 96.53  |
| <b>0, 0</b>      | 0.0512              | 0.811 | 22               | 60 | 85    | 80 | 151.68        | 131    | 103.42 |
| <b>-1, -1</b>    | 0.0341              | 0.811 | 24               | 61 | 80    | 76 | 48.26         | 131    | 96.53  |
| <b>1, -1</b>     | 0.0683              | 0.811 | 22               | 59 | 80    | 75 | 241.32        | 137.9  | 103.42 |
| <b>-1, 1</b>     | 0.0341              | 0.811 | 24               | 60 | 90    | 86 | 55.16         | 144.79 | 110.32 |
| <b>1, 1</b>      | 0.0683              | 0.811 | 23               | 61 | 90    | 85 | 241.32        | 137.9  | 103.42 |
| <b>-1.414, 0</b> | 0.0270              | 0.811 | 23               | 60 | 85    | 81 | 27.58         | 137.9  | 103.42 |
| <b>1.414, 0</b>  | 0.0753              | 0.811 | 22               | 60 | 85    | 79 | 296.47        | 137.9  | 103.42 |
| <b>0, -1.414</b> | 0.0512              | 0.811 | 22               | 59 | 77.93 | 72 | 151.68        | 144.79 | 103.42 |
| <b>0, 1.414</b>  | 0.0512              | 0.811 | 22               | 61 | 92.07 | 87 | 151.68        | 131    | 103.42 |

Utilizando los valores de la tabla anterior como referencias para la obtención de las propiedades termofísicas, se calcularán los números de Reynolds, Prandtl y Arquímedes para generar los modelos matemáticos y gráficas de respuesta de éstos, y poder realizar el análisis estadístico de los resultados obtenidos utilizando el Método de Superficies de Respuesta (MSR); el método se explica más a detalle en el Anexo B.

El análisis de resultados se realizará con la ayuda del software Desing Expert 10, de la compañía Stat-Ease, que se utiliza para diferentes tipos de diseño, evaluación y mejora de experimentos, y/o procesos, tanto en laboratorio como en la industria.

Con el MSR se planea optimizar los valores calculados del número de Reynolds, Prandtl y de Arquímedes, cumpliendo con los límites de aplicación de estos números adimensionales para las ecuaciones a utilizar en el cálculo del número de Nusselt (Tabla 2.4). El modelo a desarrollar es uno factorial de tipo  $2^2$  con corridas axiales y centrales, ya que los factores por analizar serán el gasto y la temperatura, y, que ambos contarán con dos niveles de respuesta representados por las variables codificadas de la Tabla 4.1.

Al seleccionar los valores a utilizar, se procederá a calcular el número de Nusselt para, posteriormente, obtener el coeficiente de transferencia de calor por convección del lado externo a los tubos. Con ambos valores de los coeficientes convectivos se calculará el coeficiente global de transferencia de calor, y así, tener el rendimiento óptimo del intercambiador de calor.

Los valores óptimos del Reynolds, Prandtl y Arquímedes serán los mismos para todas las matrices de tubos, ya que al tener las mismas características geométricas y rugosidades muy similares por fuera de los tubos, el material no será un factor determinante en la obtención del modelo matemático y las gráficas de respuesta. Sin embargo, los resultados de los materiales se verán reflejados directamente en el análisis de la corrosión e incrustación provocada por los fluidos de trabajo.

#### 4.1.2 Distribución de temperatura

Adicionalmente, se realizaron distintas observaciones del circuito de fluido caliente con una cámara termográfica que muestra las zonas y puntos con mayor y menor temperatura para asegurarse que la distribución del calor, por parte del fluido caliente, sea uniforme a lo largo del banco de tubos. También, se tomaron imágenes con el circuito de agua de mar en operación para apreciar cómo afecta la aspersion la temperatura del proceso.

- Cámara termográfica Fluke Ti300

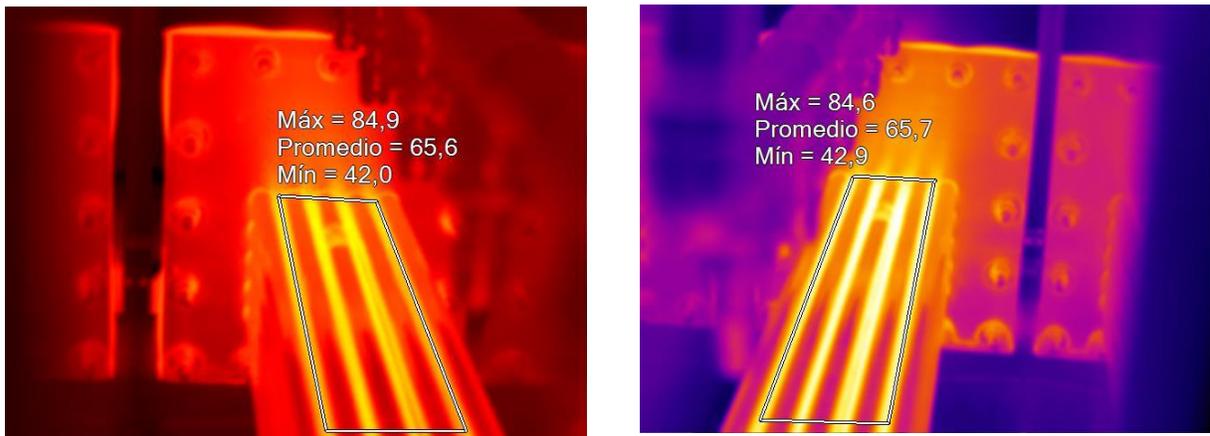
La cámara tiene un amplio rango de medición de temperaturas con una buena precisión de medida, ajuste de la emisividad para distintos materiales y cuenta con un enfoque automático por láser que permite una mejor resolución de las imágenes. También, cuenta con software de análisis de las mismas, desarrollado por la empresa, que es de interfaz sencilla en la que se pueden seleccionar puntos específicos para su medición e identificación de zonas a distintas temperaturas en imágenes infrarrojas.

Tabla 4.2 Especificaciones técnicas del modelo Ti300 ([www.fluke.com/fluke/mxes/termografia/fluke-ti300.htm?PID=77089](http://www.fluke.com/fluke/mxes/termografia/fluke-ti300.htm?PID=77089)).

| Especificaciones detalladas  |  |
|--|--|
| <b>Temperatura</b>   |  |
| Rango de medida de temperatura (no calibrada por debajo de -10 °C) | -20 °C a +650 °C<br>(-4 °F a +1.202 °F)                                    |
| Precisión de medida de temperatura                                 | ± 2 °C o 2 % (a 25 °C nominales, la mayor de ambas)                        |
| Corrección de emisividad en pantalla                               | Sí (por número y tabla)  |
| Compensación de la temperatura reflejada de fondo en pantalla      | Sí   |
| Corrección de transmisión en pantalla                              | Sí   |
| <b>Rendimiento de formación de imágenes</b>                        |  |
| Frecuencia de captura de imágenes                                  | Velocidad de actualización de 9 Hz o de 60 Hz según la variación de modelo |
| Tipo de detector   | Matriz de plano focal, microbolómetro no refrigerado, 240 x 180 píxeles    |
| Sensibilidad térmica (NETD)  | ≤ 0,05 °C a 30 °C temp. objetivo (50 mK)                                   |
| Píxeles totales  | 43,200   |
| Banda espectral infrarroja   | 7,5 μm a 14 μm (onda larga)  |

|  |   |
|--|---|
| Cámara de luz visible                          | Rendimiento industrial de 5,0 megapíxeles |
| <b>Tipo de lente estándar para infrarrojos</b> |   |
| Campo de visión                                | 24 ° x 17 °                               |
| Resolución espacial (IFOV)                     | 1,75 mrad                                 |
| Distancia mínima de enfoque                    | 15 cm (aprox. 6 pulg.)                    |

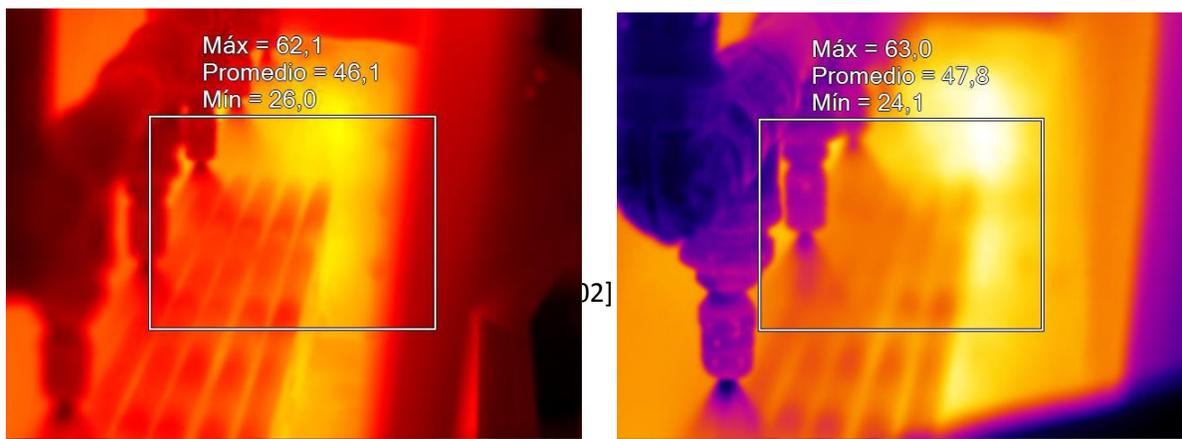
Debido a que el acrílico refleja la imagen de la cámara, las imágenes infrarrojas fueron tomadas por los costados de la carcasa, desmontando las tapas sujetas por los broches de presión, y considerando una emisividad de 0.1 para el acero inoxidable. Una vez que se alcanzó la temperatura deseada en los tubos, se prendió el sistema de aspersion para observar el intercambio de calor que se presenta en la superficie exterior de los tubos y



el agua proveniente de los aspersores, apreciando que a pesar de no tener presiones de vacío dentro de la carcasa, se presenta una ligera evaporación del agua salada debido al tamaño de gota que se tiene a la salida de éstos (1 200 - 5 500  $\mu\text{m}$ ).

Fig. 4.2 Imágenes infrarrojas del banco de tubos para  $T=85(^{\circ}\text{C})$ .

Las imágenes de la figura anterior fueron tomadas con una paleta de colores para metales calientes (izquierda) y para acero (derecha), donde se seleccionó el área que conforma la hilera superior del banco de tubos, teniendo temperatura máxima de 84.9 y



84.6, respectivamente. Los puntos mínimos de temperatura se encuentran en el espaciado entre tubos, los cuales afectan el promedio de temperatura del polígono marcado. Si bien la temperatura correspondiente del fluido caliente es de 85 (°C), se tiene un acercamiento bastante razonable para creer que la distribución de temperatura es lo suficiente uniforme para considerar un equilibrio térmico en la matriz de tubos.

*Fig. 4.3 Imágenes infrarrojas del banco de tubos durante la aspersión.*

Cuando el circuito de agua de mar se enciende se puede observar, de las imágenes infrarrojas, que la distribución de temperatura es afectada considerablemente debido al vapor de agua que se genera durante la aspersión. Se disminuye la visibilidad y temperaturas registradas, tanto en máximo y mínimo como en el promedio. Esto debido a que se considera que el vapor de agua emite radiación no luminosa, es decir, que no es visible (el gas) y aun así emite y absorbe energía radiante; algunas particularidades de la radiación de calor de los gases no luminosos son que no dependen de la velocidad, sino del volumen del gas y la temperatura a la que se encuentra. Lo cual se complica al tener que obtener el volumen del mismo y el coeficiente de radiación gaseosa, dependiente de más factores, saliéndose del tema de estudio del presente trabajo.

## 4.2 Análisis de resultados

### 4.2.1 Implementación del Método de Superficies de Respuesta (MSR)

Como se mencionó en el apartado anterior, para realizar el análisis de resultados implementando el MSR, se recurrió al software Design-Expert 10 que está programado para realizar lo descrito en el Anexo B. Arrojando el modelo matemático que representa la relación de las respuestas con las variables del proceso, la adecuación de dicha ecuación por medio de un análisis de varianza que justifica tanto el error en cada una como la realización de una sola réplica en las lecturas con las gráficas de probabilidad normal de los residuales, junto con las gráficas de contorno y en 3D para cada una de las respuestas, y la deseabilidad de los parámetros que representan el óptimo rendimiento del proceso.

Primeramente, se obtuvieron los valores de las propiedades termofísicas del agua salada a la entrada del sistema de aspersion, necesarias para el cálculo de los números adimensionales; tomando como referencia las temperaturas registradas y salinidad obtenida en la mezcla preparada. Posteriormente, se calculó el número de Reynolds, Prandtl y Arquímedes utilizando las ecuaciones descritas en el apartado 2.1.4.

Tabla 4.3 Propiedades termofísicas del agua salada<sup>51</sup>.

| Propiedad<br>Corrida | $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> ) | $\mu$ (Pa s)10 <sup>-3</sup> | k (W/m·K) | Cp (kJ/kg·K) | $\sigma$ (N/m) | $\Gamma$ (kg/s·m) |
|----------------------|-----------------------------|------------------------------|-----------|--------------|----------------|-------------------|
| 0, 0                 | 1023.3                      | 0.98                         | 0.607     | 4.0001       | 0.0721         | 0.085             |
| 0, 0                 | 1023.9                      | 1.025                        | 0.605     | 3.99936      | 0.0725         | 0.085             |
| 0, 0                 | 1023.9                      | 1.025                        | 0.605     | 3.99936      | 0.0725         | 0.085             |
| 0, 0                 | 1023.3                      | 0.98                         | 0.607     | 4.0001       | 0.0721         | 0.085             |
| 0, 0                 | 1023.9                      | 1.025                        | 0.605     | 3.99936      | 0.0725         | 0.085             |
| -1, -1               | 1023.3                      | 0.98                         | 0.607     | 4.0001       | 0.0721         | 0.057             |
| 1, -1                | 1023.9                      | 1.025                        | 0.605     | 3.99936      | 0.0725         | 0.114             |
| -1, 1                | 1023.3                      | 0.98                         | 0.607     | 4.0001       | 0.0721         | 0.057             |
| 1, 1                 | 1023.6                      | 1.002                        | 0.606     | 3.99973      | 0.0723         | 0.114             |
| -1.414, 0            | 1023.6                      | 1.002                        | 0.606     | 3.99973      | 0.0723         | 0.045             |
| 1.414, 0             | 1023.9                      | 1.025                        | 0.605     | 3.99936      | 0.0725         | 0.125             |
| 0, -1.414            | 1023.9                      | 1.025                        | 0.605     | 3.99936      | 0.0725         | 0.085             |
| 0, 1.414             | 1023.9                      | 1.025                        | 0.605     | 3.99936      | 0.0725         | 0.085             |

Tabla 4.4 Números adimensionales.

| Corrida   | Re     | Pr   | Ar       |
|-----------|--------|------|----------|
| 0, 0      | 174.13 | 6.46 | 27623909 |
| 0, 0      | 166.49 | 6.78 | 25281258 |
| 0, 0      | 166.49 | 6.78 | 25281258 |
| 0, 0      | 174.13 | 6.46 | 27623909 |
| 0, 0      | 166.49 | 6.78 | 25281258 |
| -1, -1    | 116.09 | 6.46 | 27623909 |
| 1, -1     | 221.98 | 6.78 | 25281258 |
| -1, 1     | 116.09 | 6.46 | 27623909 |
| 1, 1      | 227.08 | 6.61 | 26439695 |
| -1.414, 0 | 89.70  | 6.61 | 26439695 |
| 1.414, 0  | 244.74 | 6.78 | 25281258 |
| 0, -1.414 | 166.49 | 6.78 | 25281258 |
| 0, 1.414  | 166.49 | 6.78 | 25281258 |

<sup>51</sup> Op. cit. 6

Tabla 4.5 Regiones de transición de flujo a 22 (°C).

| Patrón de flujo         | Ga*         | Re f(Ga*) |
|-------------------------|-------------|-----------|
| hoja a hoja/columna     | 35966706325 | 448.71    |
| hoja/columna a columna  | 35966706325 | 407.36    |
| columna a columna/goteo | 35966706325 | 144.41    |
| columna/goteo a goteo   | 35966706325 | 114.05    |

Se puede observar que casi todos los patrones se encuentran en la región de columna, excepto para las tres lecturas con menor gasto másico (los niveles inferiores junto con la corrida axial del mismo) que están los dos primeros en la región de columna/goteo y el último en puramente goteo. Por lo que para alcanzar los patrones de columna y hoja es necesario aumentar en gran medida el gasto másico del agua salada.

Sin embargo, se pudo observar durante la experimentación que el patrón formado entre las hileras de tubos era una combinación de goteo, columna y hoja. El patrón de goteo y columna es propio de las condiciones del proceso, pero el patrón de hoja formado se debe a que el espaciado entre los tubos no es el mismo para todos. Algunos de los tubos, sobretodo en el centro de la matriz, se pandearon debido a los esfuerzos mecánicos y térmicos por parte del fluido caliente y del propio peso del material por la falta de deflectores que den soporte al arreglo.

Para el caso en estudio, se tomó en consideración un Diseño Central Compuesto eficiente para ajustar modelos de segundo orden, para el cual deben definirse dos parámetros: la distancia  $\alpha$  de las corridas axiales al centro del diseño y el número de puntos centrales. Las corridas axiales, donde  $\alpha = \pm\sqrt{k}$  para el diseño factorial  $2^k$ , tienen el propósito de ampliar la región de experimentación en harás de encontrar una mejor relación del modelo, en caso de presentarse alguna curvatura en la superficie y el modelo de primer orden no sea suficiente para ajustarla.

La elección de  $\alpha$ , junto con la cantidad de puntos centrales, proporcionan que el modelo tenga una varianza razonablemente consistente, y así, asegurar que se cumpla con la propiedad de rotabilidad. Un diseño rotable deja a la varianza de la respuesta sin cambio cuando éste se rota alrededor del centro (0, 0), proporcionando una precisión de

estimación igual en todas las direcciones. Esto se comprueba si las gráficas de contorno de la desviación estándar de las respuestas predichas son círculos concéntricos<sup>52</sup>.

Los números adimensionales de la Tabla 4.4 fueron ingresados en el software para el Diseño Compuesto Central, tomando en cuenta la aleatorización de las lecturas, tal y como se muestra en la siguiente tabla.

Tabla 4.6 Datos ingresados al software.

|     |     | Factor 1        | Factor 2       | Response 1 | Response 2 | Response 3   |
|-----|-----|-----------------|----------------|------------|------------|--------------|
| Std | Run | A: Gasto másico | B: Temperatura | Reynolds   | Prandtl    | Arquímedes   |
|     |     | kg/s            | °C             | -          | -          | -            |
| 7   | 1   | 0               | -1.41421       | 166.49     | 6.78       | 2.52813E+007 |
| 9   | 2   | 0               | 0              | 174.13     | 6.46       | 2.76239E+007 |
| 3   | 3   | -1              | 1              | 116.09     | 6.46       | 2.76239E+007 |
| 5   | 4   | -1.41421        | 0              | 89.7       | 6.61       | 2.64397E+007 |
| 2   | 5   | 1               | -1             | 221.98     | 6.78       | 2.52813E+007 |
| 12  | 6   | 0               | 0              | 166.49     | 6.78       | 2.52813E+007 |
| 13  | 7   | 0               | 0              | 166.49     | 6.78       | 2.52813E+007 |
| 1   | 8   | -1              | -1             | 116.09     | 6.46       | 2.76239E+007 |
| 11  | 9   | 0               | 0              | 174.13     | 6.46       | 2.76239E+007 |
| 6   | 10  | 1.41421         | 0              | 244.74     | 6.78       | 2.52813E+007 |
| 10  | 11  | 0               | 0              | 166.49     | 6.78       | 2.52813E+007 |
| 4   | 12  | 1               | 1              | 227.08     | 6.61       | 2.64397E+007 |
| 8   | 13  | 0               | 1.41421        | 166.49     | 6.78       | 2.52813E+007 |

#### 4.2.2 Resultados

Como se puede apreciar en la Fig. 4.4, los contornos de la desviación estándar son círculo concéntricos, por lo que se tiene un diseño rotable para la región de experimentación con un error estándar menor a 0.6. Para la rotabilidad, la justificación de solo una réplica en las lecturas es para cada respuesta, y no al diseño completo ya que se necesitan de las gráficas de probabilidad normal de los residuales para cada

<sup>52</sup> Montgomery D., "Diseño y análisis de experimentos". Limusa, 2° edición (2004).

respuesta; que al tener los residuales, razonablemente, cercanos a la línea recta se puede afirmar que los efectos de las variables no son despreciables para el proceso y no es necesario realizar más réplicas.

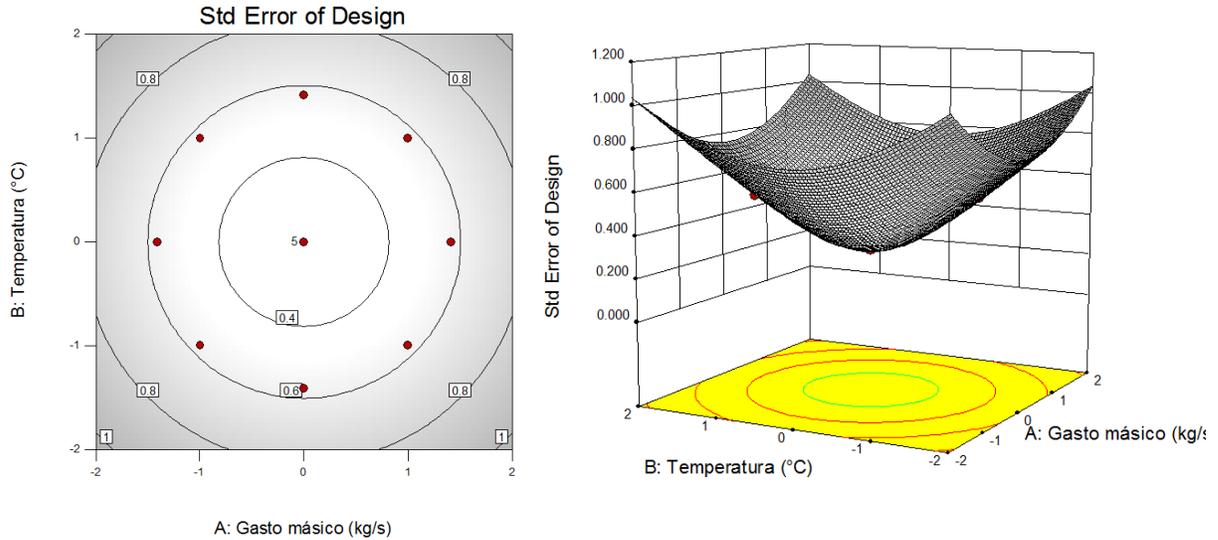
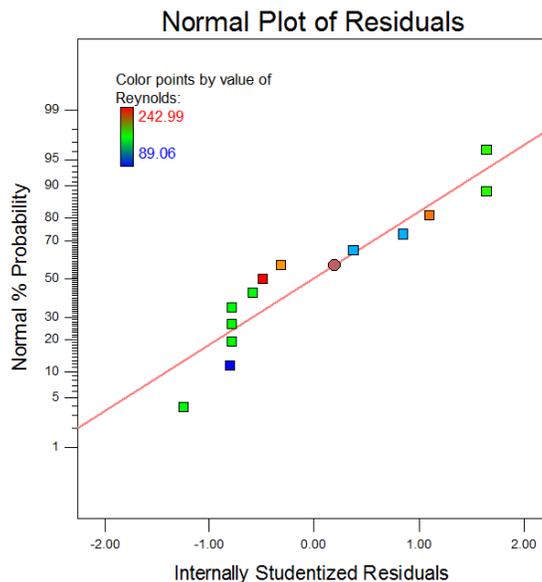


Fig. 4.4 Gráfica de contorno y 3D de la desviación estándar.

Las gráficas de probabilidad normal de los residuales, para el caso de estudio, se obtuvieron de forma estudentizada internamente; ya que a pesar de que la figura anterior confirma que la varianza de los errores del modelo es casi constante, los residuales difieren en este valor debido a que decrece a medida que el valor de la variable se aleja del promedio de la misma, como una característica de que la regresión se ajusta mejor a los valores al final del dominio, sin afectar la rotabilidad del modelo. Lo anterior se puede verificar en las Figuras 4.3, 4.4 y 4.5, observando que los valores



en los extremos están más alejados de la línea recta que los restantes.

Fig. 4.5 Probabilidad normal de los residuales estudentizados internamente, número de Reynolds.

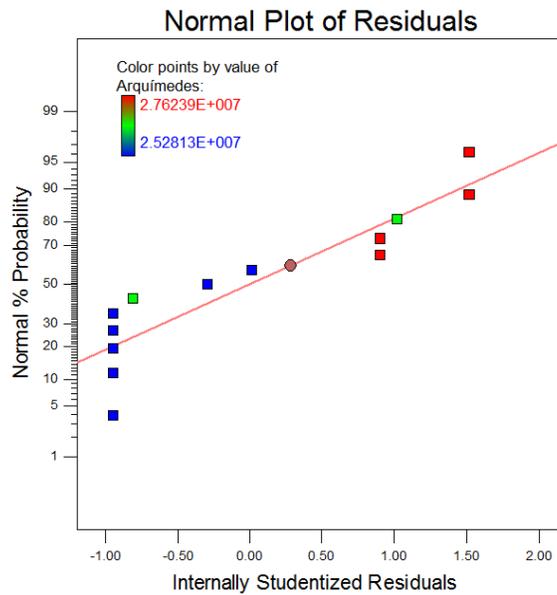
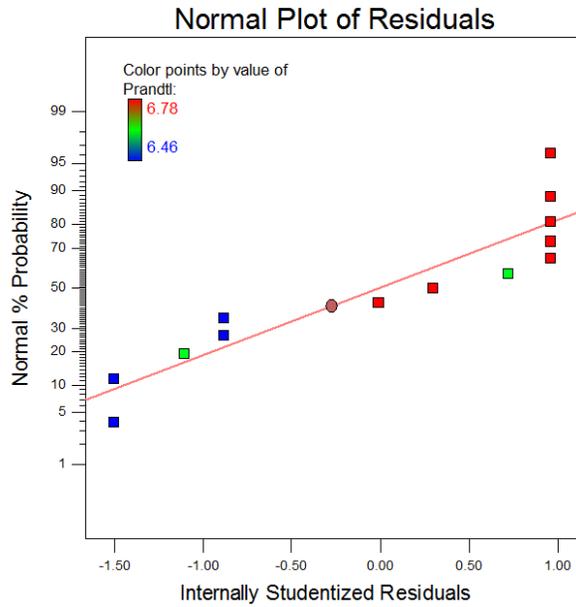


Fig. 4.6 Probabilidad normal de los residuales estudentizados internamente, número de Prandtl.

Fig. 4.7 Probabilidad normal de los residuales estudentizados internamente, número de Arquímedes.

- Número de Reynolds

En la Tabla 4.7 se presenta el análisis de varianza, considerando un modelo lineal al tomar en cuenta que la suma de cuadrados arrojó el menor valor de probabilidad,  $p$ , y

que no se encontró falta de ajuste significativa; un valor de  $p$  menor a 0.05 indica que término es significativo para el proceso (5% de probabilidad de error), mientras que para uno mayor a 0.1 deja de serlo (10% de probabilidad de error). Teniendo un intervalo de confianza de 5% suficiente para justificar la significancia del modelo. También, se obtuvo que el gasto másico es el término más significativo del modelo y que la temperatura prácticamente no es representativa para el proceso.

El valor  $p$  representa la probabilidad del parámetro estadístico  $F_0$ , que es una prueba para rechazar o no la hipótesis nula de que las medias de las variables son iguales, tomando en cuenta que es el valor significativo menor que conlleva a rechazar la hipótesis nula, se concluye entonces que para los valores previamente mencionados las medias de los distintos niveles de las variables no son iguales.

Por otro lado, el coeficiente de correlación múltiple,  $R^2$ , de predicción y ajuste de 0.9931 y 0.9946, respectivamente, representan la medida de qué tan bien el modelo predice el valor de la respuesta comparando la diferencia de ambos valores; y al obtener una diferencia menor a 0.2 se tiene que el modelo es adecuado para el caso de estudio.

Tabla 4.7 Análisis de varianza, número de Reynolds.

| Source                | Sum of Squares | df | Mean square | $F_0$ Value | p-value Prob > $F_0$ |
|-----------------------|----------------|----|-------------|-------------|----------------------|
| Model                 | 23780.48       | 2  | 11890.24    | 1103.31     | < 0.0001             |
| <i>A-Gasto másico</i> | 23777.23       | 1  | 23777.23    | 2206.32     | < 0.0001             |
| <i>B-Temperatura</i>  | 3.25           | 1  | 3.25        | 0.30        | 0.5949               |
| Residual              | 107.77         | 10 | 10.78       |             |                      |
| <i>Lack of Fit</i>    | 37.72          | 6  | 6.29        | 0.36        | 0.8735               |
| <i>Pure Error</i>     | 70.04          | 4  | 17.51       |             |                      |
| Cor Total             | 23888.25       | 12 |             |             |                      |

Tabla 4.8 Parámetros estadísticos, número de Reynolds.

|                  |        |                      |        |
|------------------|--------|----------------------|--------|
| <b>Std. Dev.</b> | 3.28   | <b>R-Squared</b>     | 0.9955 |
| <b>Mean</b>      | 168.95 | <b>Adj R-Squared</b> | 0.9946 |

|                          |        |                       |        |
|--------------------------|--------|-----------------------|--------|
| <b>C.V.%</b>             | 1.94   | <b>Pred R-Squared</b> | 0.9931 |
| <b>PRESS</b>             | 163.66 | <b>Adeq Precision</b> | 97.779 |
| <b>-2 Log Likelihood</b> | 64.39  | <b>AICc</b>           | 73.05  |

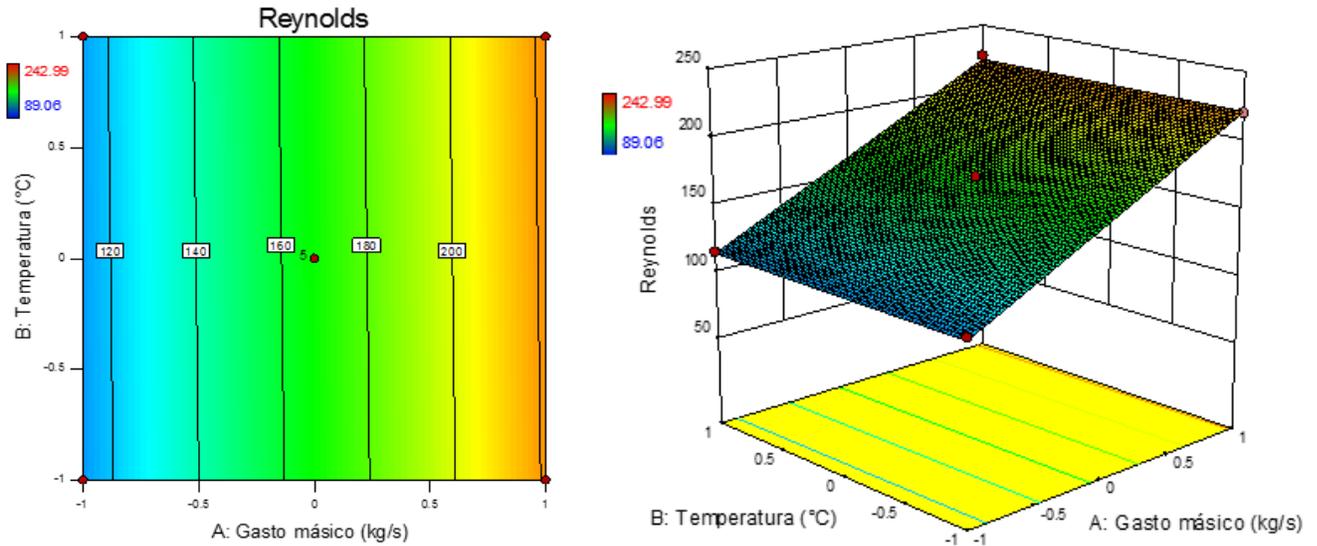
En la tabla anterior se observan los parámetros estadísticos de importancia: la desviación estándar, asociada al error experimental; la media, como promedio de los valores de la respuesta; el porcentaje del coeficiente de variación, siendo la desviación estándar expresada en porcentaje; la predicción de la suma de cuadrados de los residuales (PRESS, por sus siglas en inglés), una medida de qué tan bien un modelo en particular se ajusta a cada punto del diseño; los ya mencionados coeficientes de correlación múltiple; la precisión de adecuación, con valores deseados de 4 o más; y la transformación de la función de probabilidad como base para el Criterio de Información de Akaike corregido (AICc), que compara la adición de más términos al modelo que, en general, se busca minimizar comparando sus valores<sup>53</sup>.

Entonces, se tiene una buena predicción de las respuestas con un bajo error experimental a partir de la media (1.94%), un buena precisión de adecuación del modelo (97.779) y un mínimo en el AICc en comparación con el modelo con término de interacción de las variables. Se tiene que las ecuaciones de primer orden que representa el comportamiento del número de Reynolds en función de las variables codificadas y reales del modelo son:

➤ Codificadas:  $Re = 168.95 + 54.52 A + 0.64 B$

---

<sup>53</sup> Ibíd.



➤ Reales:  $Re = -5.42 + 54.14 \dot{m} + 0.13 T$

Fig. 4.8 Gráfica de contorno y 3D del número de Reynolds.

- Número de Prandtl

Para el número de Prandtl se consideró un modelo lineal excluyendo el término de la temperatura, debido a que acorde al análisis de varianza, de tomarse en cuenta, el modelo se vuelve insignificante al tener un valor de  $p$  superior a 0.1; sin embargo, su valor de 0.0911 cae dentro del intervalo de confianza para rechazar la hipótesis nula. Lo mismo para el gasto másico que, al prescindir de la temperatura en el análisis, tiene el mismo valor de  $p$  que el modelo.

A su vez, se obtuvo un bajo porcentaje de error experimental de 2.04%, con un mínimo valor del AICc en comparación con el modelo que considera la temperatura y el término de interacción, la diferencia de los coeficiente de correlación múltiple, de predicción y ajuste, también es menor a 0.2 y la adecuación de precisión es arriba de 4; por lo que se tiene un modelo adecuado con una falta de ajuste insignificante, suficiente para generar la ecuación que representa el comportamiento del número de Prandtl.

Tabla 4.9 Análisis de varianza, número de Prandtl.

| Source | Sum of | df | Mean | F <sub>0</sub> | p-value |
|--------|--------|----|------|----------------|---------|
|--------|--------|----|------|----------------|---------|

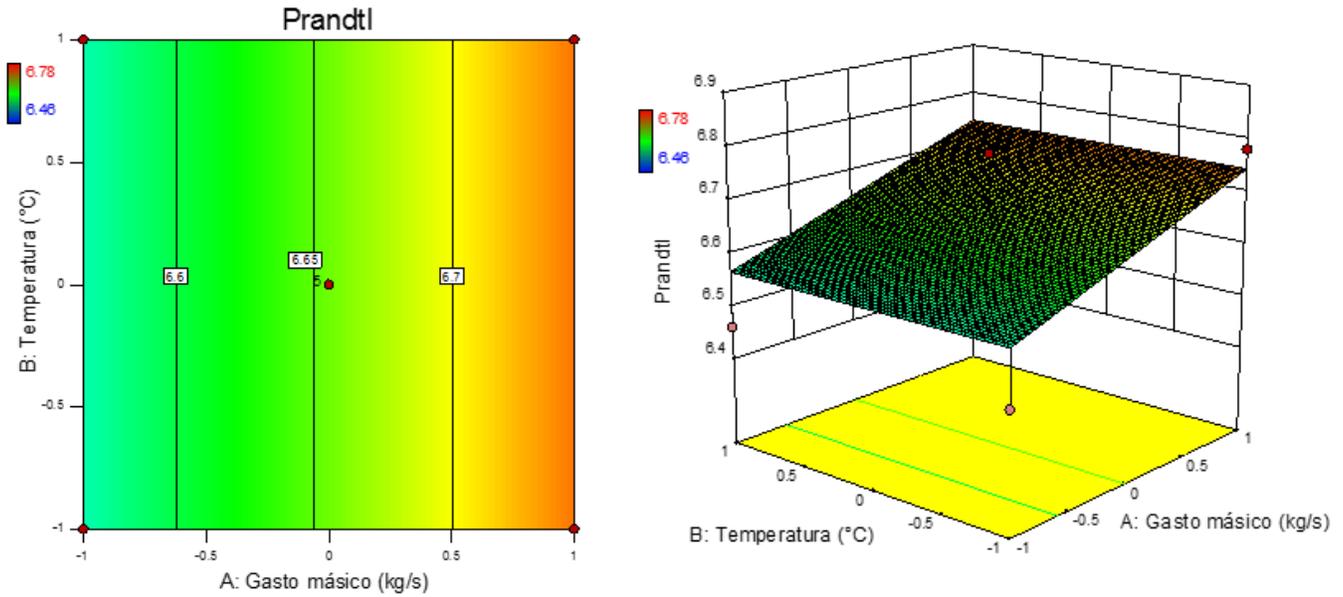
|                       | Squares      |          | Square       | Value       | Prob > F <sub>0</sub> |
|-----------------------|--------------|----------|--------------|-------------|-----------------------|
| Model                 | 0.063        | 1        | 0.063        | 3.43        | 0.0911                |
| <i>A-Gasto másico</i> | <i>0.063</i> | <i>1</i> | <i>0.063</i> | <i>3.43</i> | <i>0.0911</i>         |
| Residual              | 0.20         | 11       | 0.018        |             |                       |
| <i>Lack of Fit</i>    | <i>0.080</i> | <i>7</i> | <i>0.011</i> | <i>0.37</i> | <i>0.8811</i>         |
| <i>Pure Error</i>     | <i>0.12</i>  | <i>4</i> | <i>0.031</i> |             |                       |
| Cor Total             | 0.27         | 12       |              |             |                       |

Tabla 4.10 Parámetros estadísticos, número de Prandtl.

|                          |        |                       |        |
|--------------------------|--------|-----------------------|--------|
| <b>Std. Dev.</b>         | 0.14   | <b>R-Squared</b>      | 0.2376 |
| <b>Mean</b>              | 6.66   | <b>Adj R- Squared</b> | 0.1683 |
| <b>C.V.%</b>             | 2.04   | <b>Pred R-Squared</b> | 0.0175 |
| <b>PRESS</b>             | 0.26   | <b>Adeq Precision</b> | 4.720  |
| <b>-2 log Likelihood</b> | -17.22 | <b>AICc</b>           | -12.02 |

Teniendo las siguientes ecuaciones en función de las variables codificadas y reales del proceso en estudio:

- Codificadas:  $Pr = 6.66 + 0.089 A$



➤ Reales:  $Pr = 6.389 + 0.0888 \dot{m}$

Fig. 4.9 Gráfica de contorno y 3D del número de Prandtl.

- Número de Arquímedes

Similar al número de Prandtl, los resultados del número de Arquímedes se obtuvieron considerando un modelo lineal excluyendo nuevamente a la temperatura, ya que en esta ocasión se tiene un valor de  $p = 0.0923$ , igual dentro del intervalo de confianza para rechazar la hipótesis nula. De igual manera tampoco se encontró falta de ajuste significativa al realizar el análisis de varianza.

Por su parte, de los parámetros estadísticos se entiende que hay un mayor error experimental a partir de la media de 3.78%, en comparación con los dos modelos anteriores, existe una buena adecuación del modelo con una diferencia de 0.155 de los valores del coeficiente de correlación múltiple, de predicción y de ajuste, que junto con un valor de precisión de adecuación de 4.7 son suficiente para poder justificar la elección del modelo.

Tabla 4.11 Análisis de varianza, número de Arquímedes.

| Source | Sum of | df | Mean | F <sub>0</sub> | p-value |
|--------|--------|----|------|----------------|---------|
|--------|--------|----|------|----------------|---------|

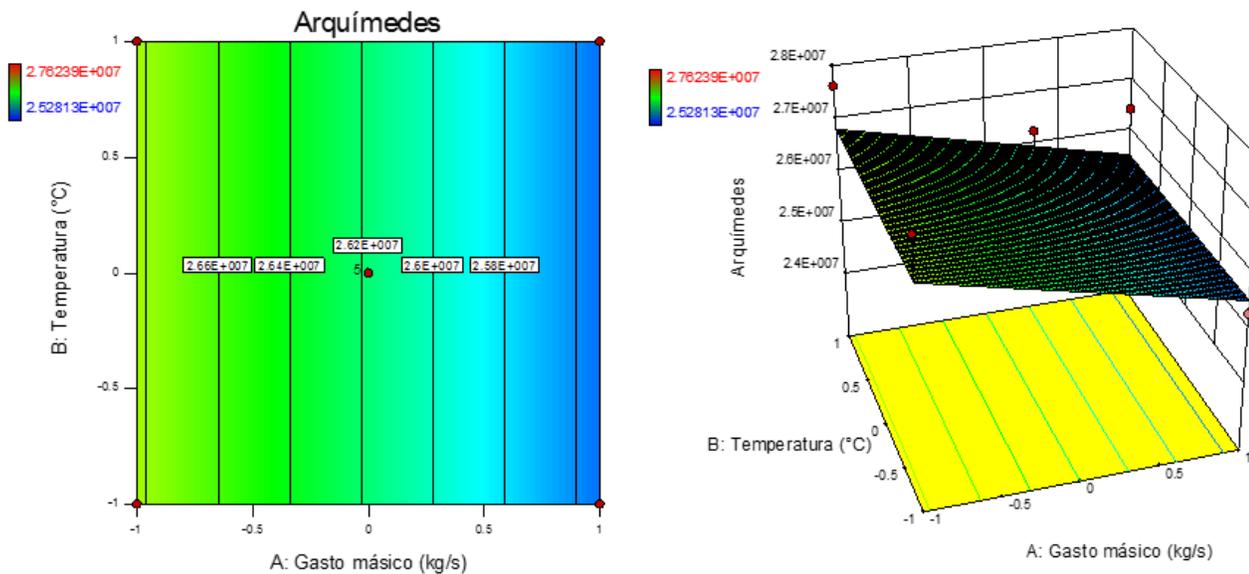
|                       | Squares    |    | Square    | Value | Prob > F <sub>0</sub> |
|-----------------------|------------|----|-----------|-------|-----------------------|
| Model                 | 3.335E+12  | 1  | 3.335E+12 | 3.4   | 0.0923                |
| <i>A-Gasto másico</i> | 3.335E+12  | 1  | 3.335E+12 | 3.4   | 0.0923                |
| Residual              | 1.0179E+13 | 11 | 9.812E+11 |       |                       |
| <i>Lack of Fit</i>    | 4.208E+12  | 7  | 6.012E+11 | 0.37  | 0.8840                |
| <i>Pure Error</i>     | 6.586E+12  | 4  | 1.646E+11 |       |                       |
| Cor Total             | 1.413E+13  | 12 |           |       |                       |

Tabla 4.12 Parámetros estadísticos, número de Arquímedes.

|                          |           |                       |        |
|--------------------------|-----------|-----------------------|--------|
| <b>Std. Dev.</b>         | 9.906E+05 | <b>R-Squared</b>      | 0.2360 |
| <b>Mean</b>              | 2.618E+07 | <b>Adj R-Squared</b>  | 0.1666 |
| <b>C.V.%</b>             | 3.78      | <b>Pred R-Squared</b> | 0.0116 |
| <b>PRESS</b>             | 1.396E+13 | <b>Adeq Precision</b> | 4.700  |
| <b>-2 log Likelihood</b> | 393.68    | <b>AICc</b>           | 398.88 |

Las ecuaciones en función de las variables reales y codificadas son:

➤ Codificadas:  $Ar = 2.618(10^7) - 6.456(10^5) A$



➤ Reales:  $Ar = 2.81(10^7) - 6.456(10^5) \dot{m}$

Fig. 4.10 Gráfica de contorno y 3D del número de Arquímedes.

- Deseabilidad y superposición de gráficas de contorno

Una forma sencilla de encontrar los valores de las respuestas donde el rendimiento es óptimo, es superponiendo las gráficas de contorno de cada uno de los modelos obtenidos, donde el experimentador acota el valor deseado de las respuestas para obtener una región limitada a las condiciones del proceso que él considera más eficientes. Otra forma, más analítica, es convirtiendo las respuestas a funciones de deseabilidad (valores de 0 a 1); donde se especifica si se requiere un máximo, mínimo o un rango deseado de valores de las respuestas para obtener una deseabilidad global máxima. Ésta se puede obtener a través de un software estadístico, o bien, siguiendo lo descrito en el Anexo B<sup>54</sup>.

Utilizando nuevamente el software, se obtuvieron distintas soluciones considerando que el número de Reynolds y Prandtl debe tener un máximo y el número de Arquímedes un mínimo (Tabla 4.13), con base en la interpretación de las ecuaciones del número de Nusselt vistas en el apartado 2.1.4 y en orden para obtener un aumento en éste y, consecuentemente, en el coeficiente convectivo externo.

Tabla 4.13 Soluciones para una deseabilidad global máxima con variables codificadas.

| Solutions | A        | B        | Reynolds       | Prandtl      | Arquímedes          | Desirability |
|-----------|----------|----------|----------------|--------------|---------------------|--------------|
| <u>1</u>  | <u>1</u> | <u>1</u> | <u>224.108</u> | <u>6.744</u> | <u>25534651.980</u> | <u>0.882</u> |
| 2         | 1        | 0.990    | 224.103        | 6.744        | 25534654.655        | 0.882        |
| 3         | 1        | 0.957    | 224.042        | 6.744        | 25534653.659        | 0.882        |
| 4         | 1        | 0.799    | 224.026        | 6.744        | 25534652.129        | 0.882        |
| 5         | 1        | 0.772    | 223.987        | 6.744        | 25534651.987        | 0.882        |
| 6         | 1        | 0.375    | 223.751        | 6.744        | 25534653.343        | 0.881        |
| 7         | 1        | 0.347    | 223.567        | 6.744        | 25534653.467        | 0.881        |
| 8         | 1        | 0.272    | 223.524        | 6.744        | 25534654.014        | 0.881        |
| 9         | 1        | 0.177    | 223.514        | 6.744        | 25534652.759        | 0.881        |
| 10        | 1        | -0.253   | 223.307        | 6.744        | 25534654.933        | 0.880        |
| 11        | 1        | -0.433   | 223.252        | 6.744        | 25534652.841        | 0.880        |

<sup>54</sup> Myers, R. & Montgomery D., "Response Surface Methodology: Process and Product Optimization Using Designed Experiments". Wiley & sons, 3° edición (2009).

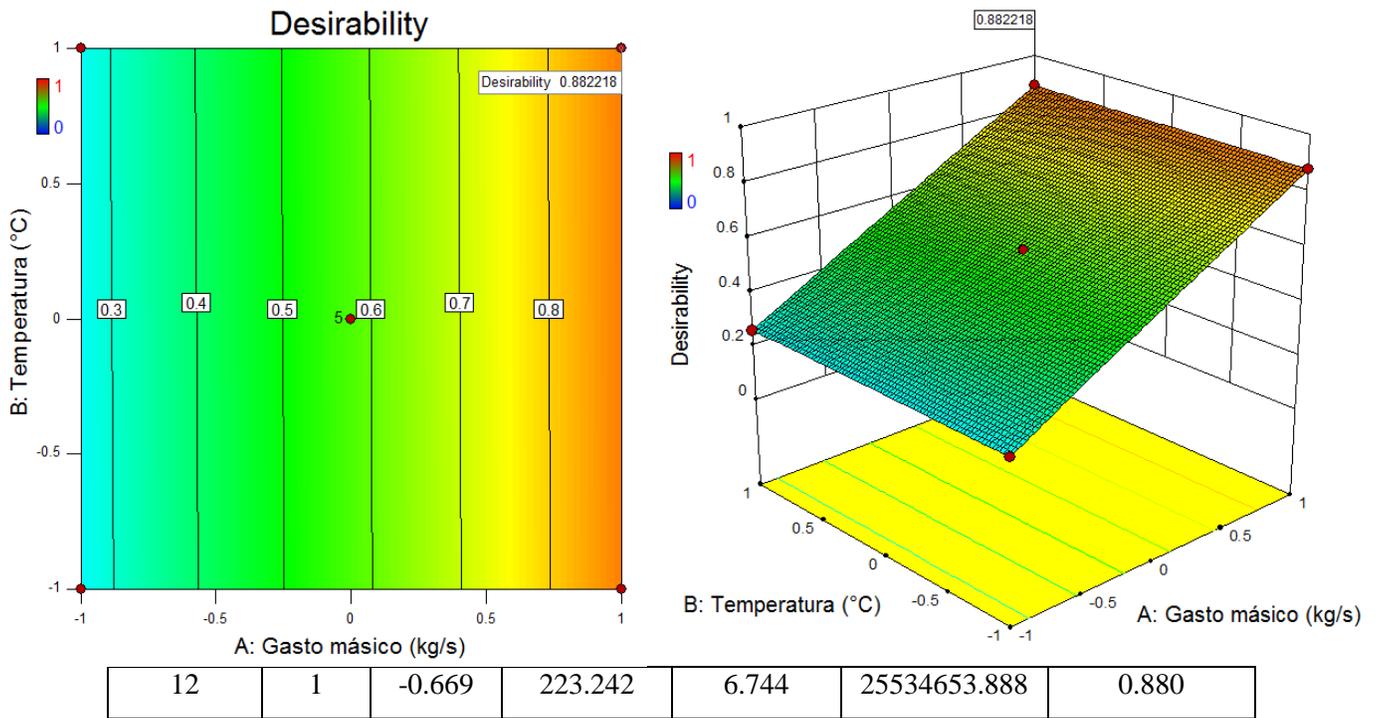
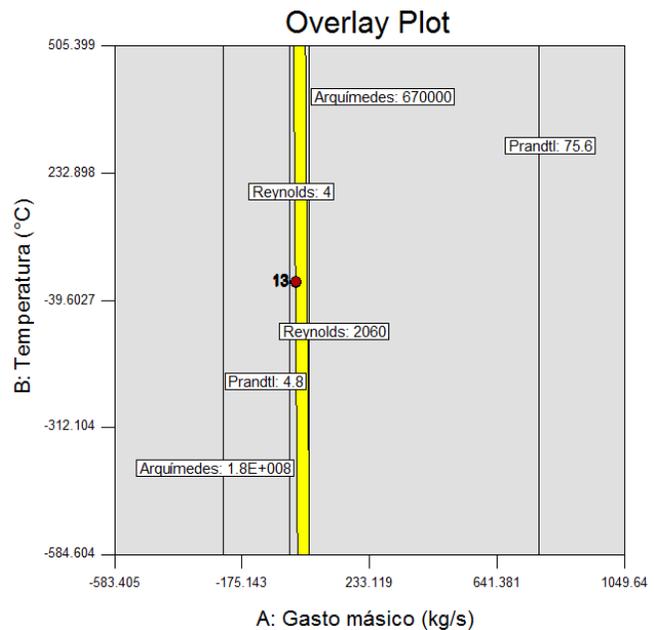
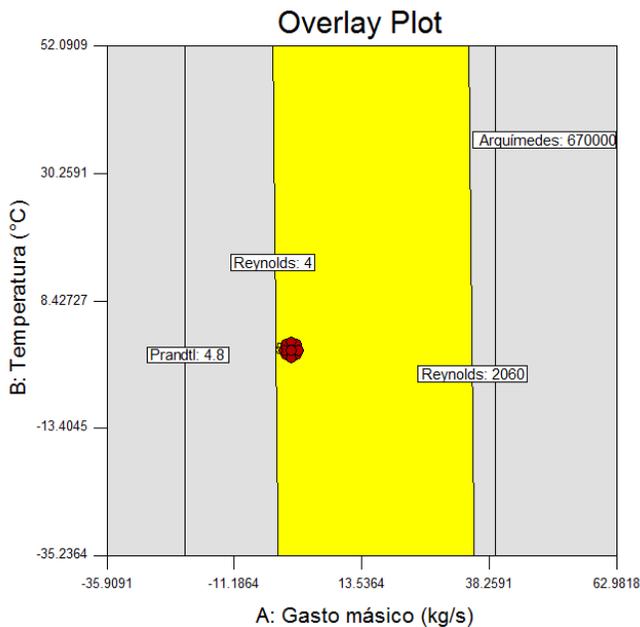


Fig. 4.11 Gráfica de contorno y 3D de la función de deseabilidad.

Se puede comprobar, lo ya mencionado con los análisis de varianza de los modelos, que la temperatura no tiene un papel relevante en la optimización del proceso ya que, para obtener una deseabilidad global máxima, el gasto másico se mantiene en su valor máximo (4 l/min) y la temperatura varía en sus valores del rango de experimentación



sin afectar considerablemente a ésta.

Fig. 4.12 Superposición de las gráficas de contorno para los valores acotados.

En la Figuras anteriores, se tienen las gráficas de la superposición de los contornos para diferentes rangos de las variables codificadas, lo cual expone lo limitado de la región de experimentación utilizada en el presente trabajo; ya que en rojo se observan los valores utilizados durante la experimentación y en amarillo la región que cumple con las tres restricciones de las respuestas, teniendo valores mucho mayores de las variables codificadas para alcanzar a apreciar la región total de experimentación para el cálculo del número de Nusselt.

### 4.3 Coeficientes de transferencia de calor reales

En el apartado anterior se obtuvieron distintos valores para el gasto másico del agua salada y temperatura del fluido caliente con una deseabilidad global máxima,  $D = 0.882$ , a pesar que se puede utilizar cualquier solución con esa deseabilidad, se utilizará la primera solución que considera un gasto másico de 4 (l/min) y temperatura de 90 (°C). Para dicha solución se tiene  $Re = 224.108$ ,  $Pr = 6.744$  y  $Ar = 25534651.98$ , y acorde a la Tabla 4.5 se tiene un patrón descendente de tipo columna, por lo que al sustituir dichos valores en la ecuación correspondiente de la Tabla 2.4 se tiene un número de Nusselt de:

$$Nu = 1.378 \cdot 224.108^{0.42} \cdot 6.744^{0.26} \cdot 25534651.98^{-0.23} \cdot \left(\frac{4.12}{13.72}\right)^{0.08} = \mathbf{0.392}$$

Para el cálculo del coeficiente convectivo externo se utiliza la ecuación (2-14):

$$h_0 = 0.392 \cdot 0.606 \cdot \left(\frac{9.79 \cdot 10^{-72}}{9.81}\right)^{-0.333} = \mathbf{5\ 106} \left(\frac{W}{m^2 \cdot K}\right)$$

Al obtener los dos coeficientes convectivos, interno y externo, se pueden calcular los coeficientes globales de transferencia de calor sin y con ensuciamiento utilizando las ecuaciones (3-13) y (3-14), respectivamente:

$$U = \left[ \frac{0.01372}{4014 \cdot 0.00925} + \frac{0.01372 \ln(0.01372/0.00925)}{2 \cdot 14.7} + \frac{1}{5106} \right]^{-1} = 1335 \left( \frac{W}{m^2 \cdot K} \right)$$

$$U = \left[ \frac{0.01372}{4014 \cdot 0.00925} + \frac{0.01372 \ln(0.01372/0.00925)}{2 \cdot 14.7} + \frac{1}{5106} + \frac{0.00018 \cdot 0.01372}{0.00925} + 0.00009 \right]^{-1}$$

$$U = 904 \left( \frac{W}{m^2 \cdot K} \right)$$

## 5 Conclusiones y trabajo a futuro

En este capítulo se presentan las conclusiones generales, de cada apartado, junto con las propuestas de trabajo a futuro para la continuación de la evaluación del sistema de pruebas para la DMG.

### 5.1 Conclusiones

- Baja California es el cuarto estado con mayor cantidad de plantas desaladoras en el país, y el tercero en términos de producción de destilado con 23 y 51 938 ( $m^3/día$ ), respectivamente, lo cual lo establece como una opción muy viable para la instalación de la DMG.
- Hasta el 2014, México era el cuarto país con una mayor producción geotermoeléctrica gracias a su ubicación geográfica que cuenta con varios yacimientos explotables; lamentablemente, en nuestro país la generación eléctrica es el único uso que se le da el recursos, lo cual recalca la importancia de aprovechar los usos directos que ayudarían a disminuir demandas de otros sectores como en la desalación; escenarios en los que México tiene un gran potencial y debe aprovechar.

- Para el caso de estudio del presente trabajo, fueron cuatro los principales números adimensionales que se utilizaron para la obtención del rendimiento térmico del intercambiador de calor, siendo estos el número de Reynolds, de Prandtl, de Arquímedes y de Galileo modificado; ya que éstos expresan las relaciones de las propiedades físicas con el patrón de flujo descendente que se forma entre los tubos de éste, el cual afecta considerablemente el desempeño del mismo.
- Por otro lado, el diseño tan simple del sistema de pruebas no proporcionó los resultados esperados, aunque para el lado de los tubos los valores están en el rango de lo convencional, para el lado de la carcasa no fue así ya que al no estar sellada completamente se tienen pérdidas considerables de calor y de presión. En la primera aproximación de los cálculos se obtuvo un coeficiente convectivo interno de  $4\ 014\ (W/m^2K)$ , pero se obtuvo uno muy bajo para el externo de  $487\ (W/m^2K)$ , el cual afectó directamente el rendimiento del intercambiador con valores de  $383$  y  $337\ (W/m^2K)$  del coeficiente global de transferencia sin y con ensuciamiento, respectivamente. Esto debido a que las correlaciones expuestas por Zukauskas no consideran el patrón de flujo descendente que se forma entre los tubos del arreglo y que, en su mayoría, emplea aire como fluido de trabajo.
- A su vez, los equipos seleccionados para el sistema de pruebas en conjunto fueron escogidos basados más en cumplir las condiciones de operación para las pruebas de corrosión e incrustación, sobre todo en la Bomba 1 que no alcanza a dar el gasto másico necesario para que se formen los tres patrones de flujo en los tubos, limitando el enfoque y la región de experimentación.
- Durante las pruebas experimentales se observó que, a pesar de estar a la presión atmosférica, se evaporó parte del agua salada debido al tamaño de gota que se tiene a la salida de los aspersores. También, el patrón de flujo no fue el esperado ya que por el peso de los tubos, los esfuerzos mecánicos y la falta de deflectores que dan soporte al arreglo: en la parte central de la matriz de tubos se observó un ligero pandeo de los mismos que afectaron al patrón de flujo formándose pequeñas hojas; sin embargo, los cálculos se realizaron basándose en las

regiones de transición de flujo y que se apreciaba en su mayoría un patrón de tipo columna.

- La implementación del MSR fue sencilla gracias a la ayuda del software Design-Expert 10. Los resultados no fueron los esperados ya que, según el análisis de varianza y parámetros estadísticos, para el caso del número de Prandtl y Arquímedes quedaron muy limitados y en el borde del intervalo de confianza para la significancia estadística de los datos ( $0.0911$  y  $0.0923$ , respectivamente), y reflejando para los tres números adimensionales que la temperatura al interior de los tubos no es representativa para el proceso; otro aspecto influyente es la limitada zona de experimentación que se tuvo para los valores del gasto másico, ya que con una diferencia de sólo 1 (l/min), los patrones de flujo y número de Reynolds no varían mucho entre ellos, provocando una respuesta limitada y, posiblemente, omitiendo una curvatura en los modelos.
- Las gráficas de la deseabilidad global y la superposición de los contornos de las respuesta confirman lo anterior, pues para esta última la zona de experimentación apenas se logra apreciar al observar las restricciones de cada respuesta que son mucho más amplias; en cuanto a la primera, la poca relevancia de la temperatura logra que la deseabilidad varíe muy poco entre cada solución, por lo que prácticamente se puede tener cualquier valor de temperatura mientras se tenga un gasto másico máximo. Por lo que se obtuvo, para las distintas soluciones, una deseabilidad global máxima de  $0.882$  para un gasto de  $4$  (l/min) y  $90$  ( $^{\circ}C$ ), con un Reynolds de  $224.1$ , Prandtl de  $6.7$  y Arquímedes de  $25.5 \times 10^6$ .
- El uso de las correlaciones de Hu & Jacobi, se ve reflejado directamente en el número de Nusselt ( $0.392$ ) y el coeficiente convectivo externo que aumenta más de diez veces su valor ( $5\ 106\ W/m^2K$ ) que utilizando lo dicho por Zukauskas, recalcando la importancia de considerar el patrón de flujo en intercambiadores de calor de flujo cruzado. El rendimiento térmico, representado por el coeficiente global, también se ve beneficiado notablemente aún con ensuciamiento por parte de los fluidos de trabajo teniendo un aumento de casi tres veces el valor anterior,  $904$  ( $W/m^2K$ ). Los cuales son valores cercanos a los

obtenidos en la evaluación de la propuesta de diseño de la DMG<sup>55</sup>, por lo que, considerando las modificaciones que se tienen en comparación con los intercambiadores convencionales, se tiene un buen rendimiento del sistema de pruebas y los resultados finales de su evaluación serán satisfactorios para el futuro rediseño de las cámaras de la DMG.

## 5.2 Trabajo a futuro

- *Continuar con la evaluación del sistema de pruebas:* análisis de corrosión e incrustación, con el microscopio de barrido, para la matriz de acero inoxidable después de haberse sometido a un tiempo de exposición al agua salada de un mes; cambio de la Bomba 1 para que se alcance a formar los tres patrones de flujo descendente, ampliando el zona de experimentación para una mejor adecuación de los modelos; y, hacer lo propio con las matrices de tubos restantes de aleación cobre-níquel (90-10%) y aluminio con y sin recubrimiento anticorrosivo.
- *Futuras modificaciones:* construcción de una carcasa metálica que soporte las presiones de operación de la primera cámara de la DMG, teniendo el sellado completo para inducir el vacío y poder realizar el balance de masa para el cálculo del gasto másico de vapor y salmuera generados durante el proceso; uso de aceite térmico como simulación del fluido geotérmico para alcanzar mayores temperaturas y números de Prandtl, resultando en un mayor rendimiento térmico; análisis considerando el cambio de fase del agua salada, ya que se reflejará una mayor importancia de la temperatura del fluido caliente debido a su relación directa que tiene con el espesor de la capa de fluido que cubre al tubo, considerando que se llegue a presentar ebullición que afecta a la transferencia de calor y las ecuaciones que la gobiernan.

---

<sup>55</sup> Rodríguez Zárate, E. (2016), “Diseño y análisis térmico-hidráulico de una unidad desaladora modular geotérmica de baja entalpía”. (Tesis de Maestría – Universidad Nacional Autónoma de México).

- *Método de superficies de respuesta*: iteración del MSR considerando el incremento en la zona de experimentación y la relevancia de la temperatura del fluido caliente; futura adición de los datos obtenidos de los análisis de corrosión e incrustación y el factor cualitativo del tipo de material. Que obtendrán los valores óptimos de las condiciones de operación y materiales para el intercambiador de calor de la primera cámara de la DMG.

## Referencias

- Austegard, A. & Bandopahyay, M., “*Flow pattern transitions in and hysteresis effects of falling film flow over horizontal tubes related to LNG heat exchangers*”. University of Science & Technology, Trondheim, Norway 2015.
- Calderón Mólgora, F., “*Necesidad de desalar agua*”. Gaceta IMTA, número 20, diciembre 2008.
- Cengel, Y.A. “*Transferencia de calor y masa*”. McGraw-Hill, 4° edición (2004).
- Comisión Nacional del Agua, *Estadísticas del Agua en México*, Primera edición, México 2008.
- Dirección General de la Industria, Energía y Minas. Comunidad de Madrid. *Guía de la energía geotérmica*, 2008.
- El-Dessouky, H.T. & Ettouney, H.M., “*Fundamentals of salt water desalination*”. Elsevier, Ámsterdam, Países Bajos, 2002.
- Fuentes Díaz, M. “*Desalación del agua, una alternativa para resolver la demanda de agua potable en el sur de la república mexicana*”, XXVIII Congreso Interamericano de Ingeniería Sanitaria y Ambiental. Cancún, México, octubre 2002.
- Fuentes Díaz, M. “*La desalación del agua*”. Gaceta IMTA, número 6, octubre 2007.
- García Jaimes, O. (2008) “*Los recursos geotérmicos de baja entalpía: una opción en la generación eléctrica y la desalación de agua de mar*”. (Tesis de Licenciatura – Universidad Nacional Autónoma de México).
- Glassley, W. “*Geothermal energy: renewable energy and the environment*”, Abbas Ghassemi Series Editor, 2° edición (2014).
- González-Mendizabal, D. “*Guía de intercambiadores de calor: tipos generales y aplicaciones*”. Universidad Simón Bolívar. Venezuela 2002.
- Hu, X. & Jacobi, A. “*The Intertube Falling-Film Modes: Transition, Hysteresis, and Effects on Heat Transfer*”. Urbana, Illinois: Air Conditioning and Refrigeration Center, 1995.
- International Desalination Association. *Desalination Yearbook 2007-2008*.
- Kern, D. “*Process Heat Transfer*”. McGraw-Hill, 31° edición (2000).
- Montgomery D., “*Diseño y análisis de experimentos*”. Limusa, 2° edición (2004).

Myers, R. & Montgomery D., “*Response Surface Methodology: Process and Product Optimization Using Designed Experiments*”. Wiley & sons, 3° edición (2009).

Ramos Campos, O. (2015), “*Desarrollo y caracterización de recubrimientos para intercambiadores de calor empleados en instalaciones geotérmicas*”. (Tesis de Maestría – Universidad Nacional Autónoma de México).

Rodríguez Zárate, E. (2016), “*Diseño y análisis térmico-hidráulico de una unidad desaladora modular geotérmica de baja entalpía*”. (Tesis de Maestría – Universidad Nacional Autónoma de México).

Serth, R. “*Process Heat Transfer: Principles and Applications*”. Elsevier, 1° edición (2007).

Shah, R.K., “*Classification of Heat Exchangers. In Heat Exchangers Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design*”. Mayinger (Eds.), 1981.

Subdirección General de Agua Potable, Drenaje y Saneamiento. CONAGUA, 14 de mayo 2014.

Asociación Geotérmica Mexicana. (2016: <http://www.geotermia.org.mx>).

DesalData. (2014: <https://www.desaldata.com/>).

European Geothermal Energy Council. *Geothermal desalination*. (2016: <http://egec.info/wp-content/uploads/2011/03/Brochure-DESALINATION1.pdf>).

Guía de desalación: aspectos técnicos y sanitarios. (2009: <http://www.msssi.gob.es>).

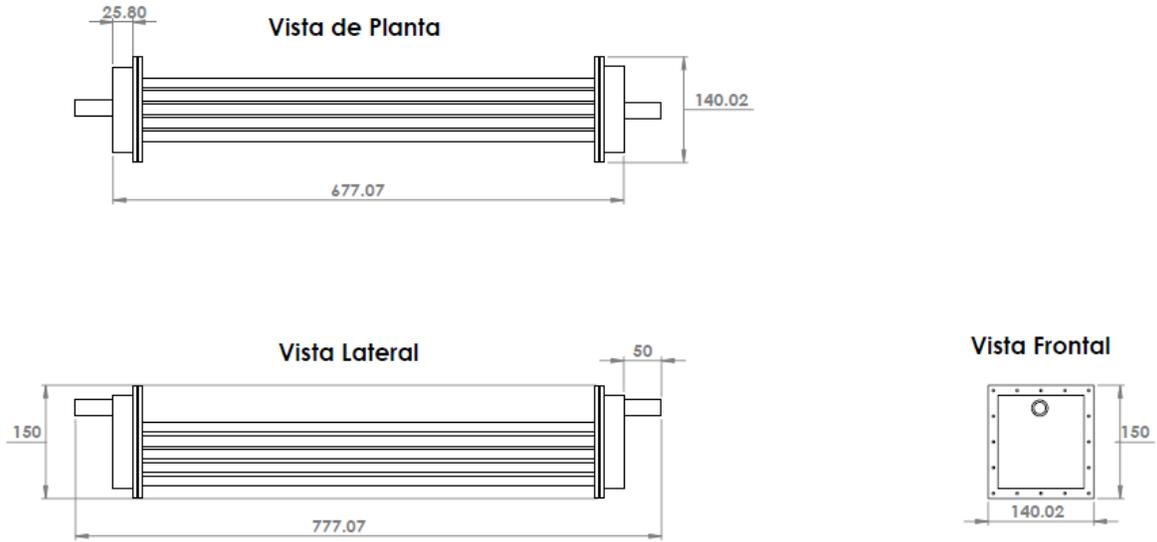
Instituto Geológico y Minero de España. (2016: <http://www.igme.es>).

International Geothermal Association. (2016: <http://www.geothermal-energy.org>).

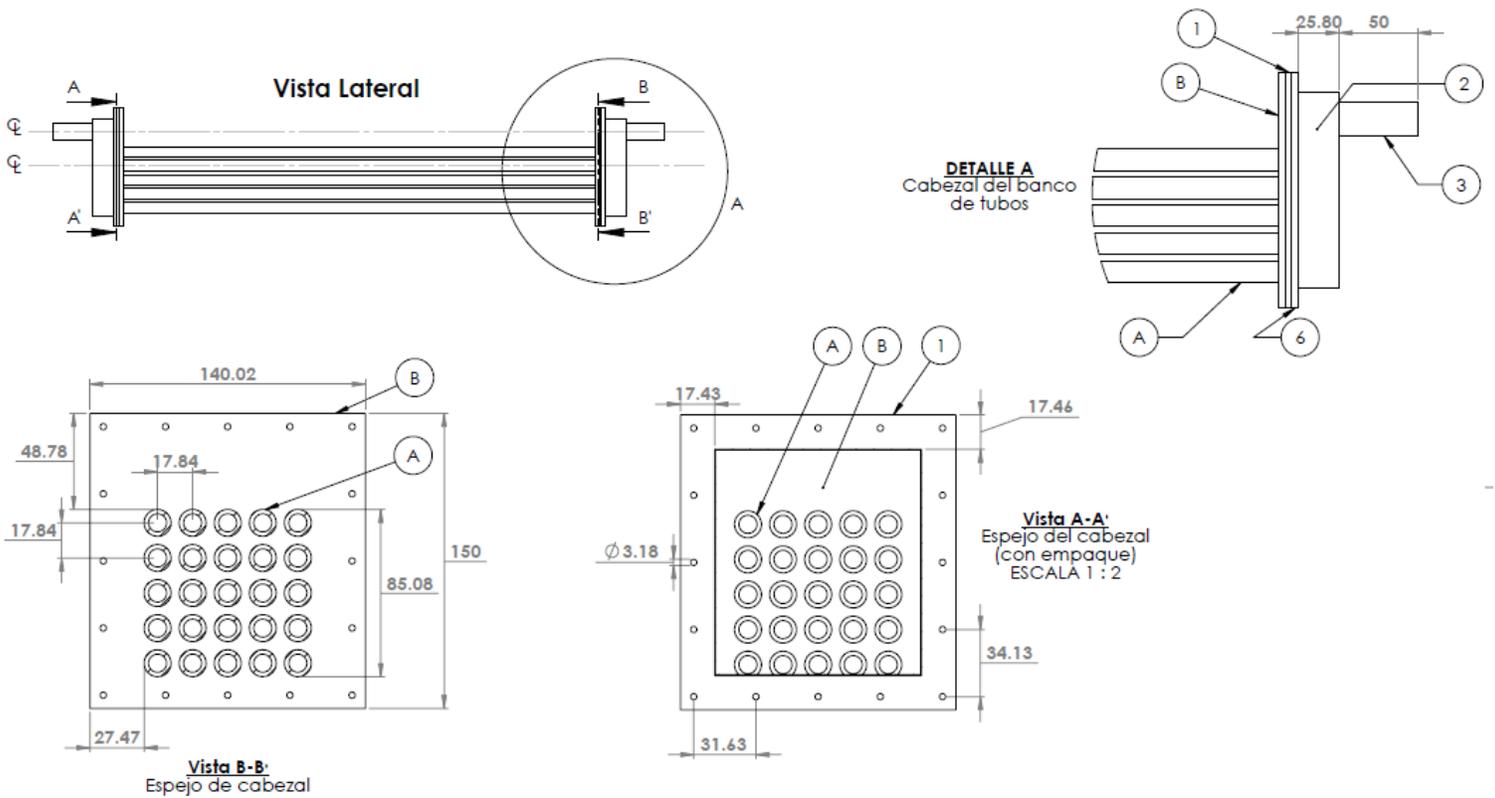
[Aplicación web para asistencia en cálculos de ingeniería química] (2016: <http://checalc.com/>).

[Base de datos de aplicación ingenieril en distintas áreas] (2016: <http://www.engineeringpage.com/>).

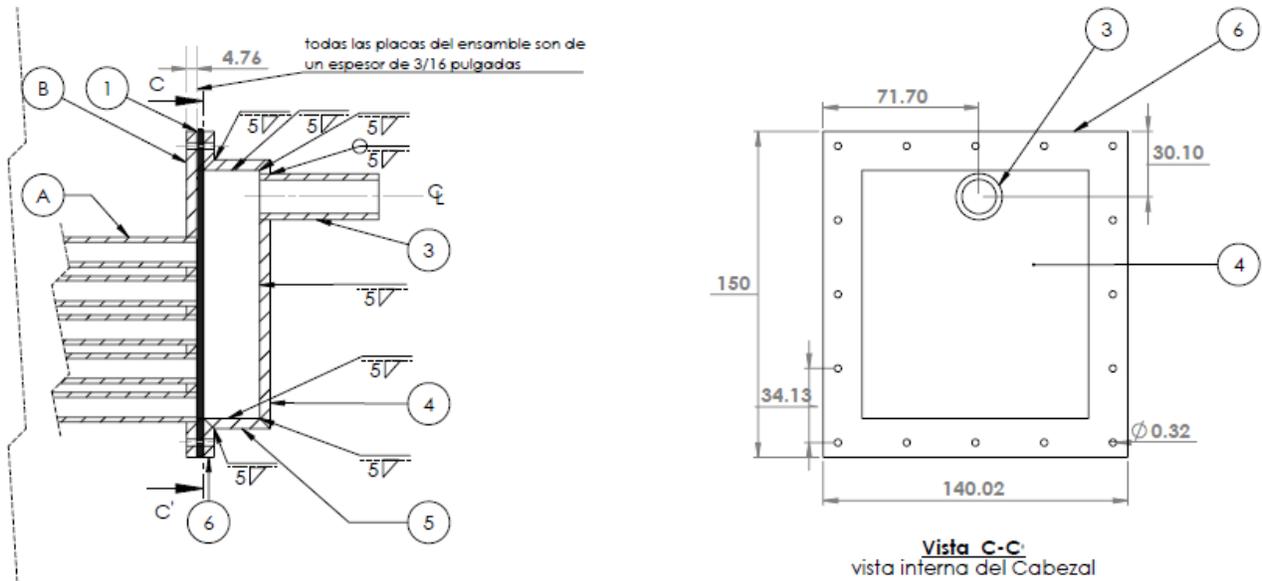
## Anexo A



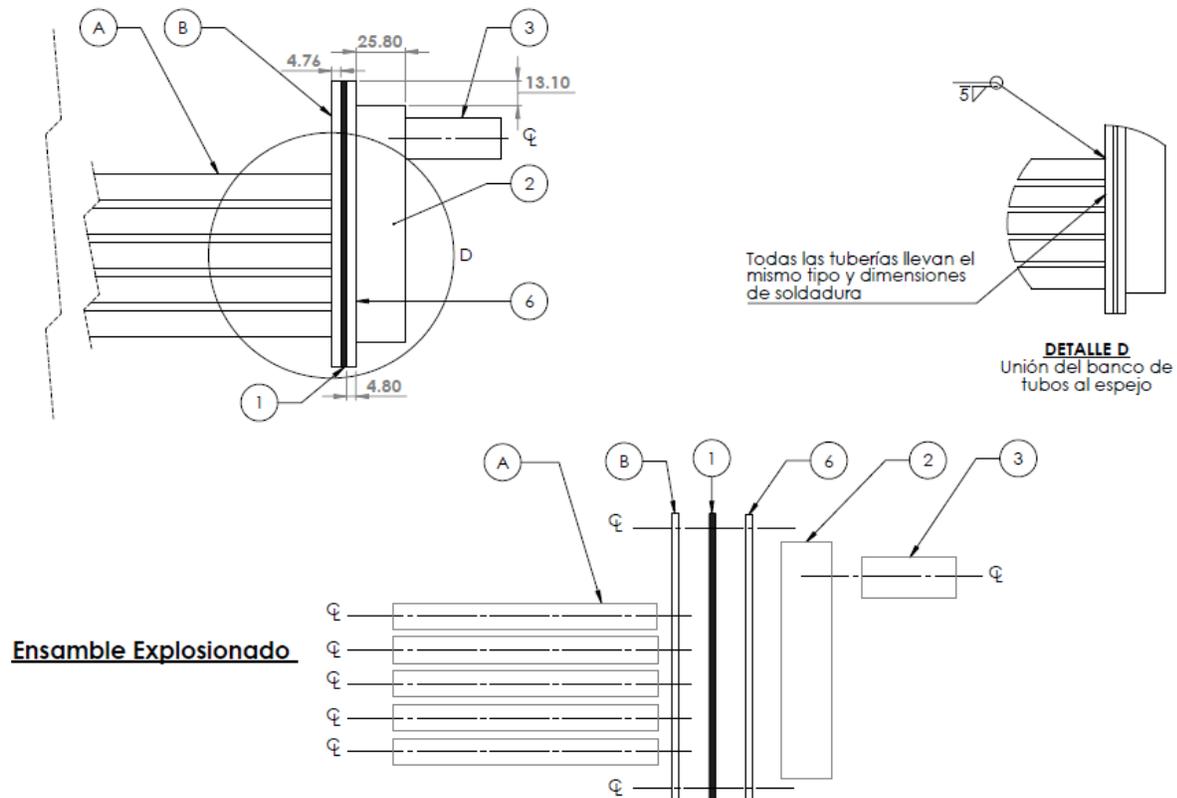
A.1 Vistas de ensamble de la matriz de tubos del intercambiador de calor.



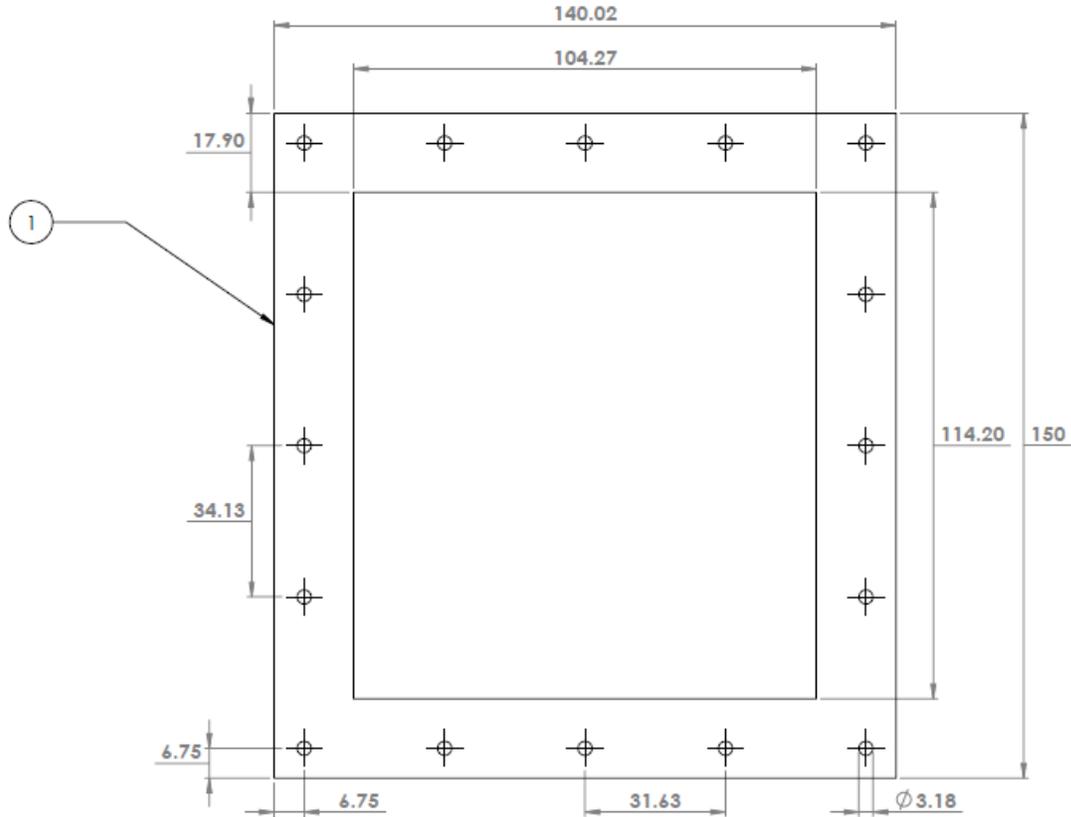
A.2 Detalles de ensamble de la matriz de tubos del intercambiador de calor.



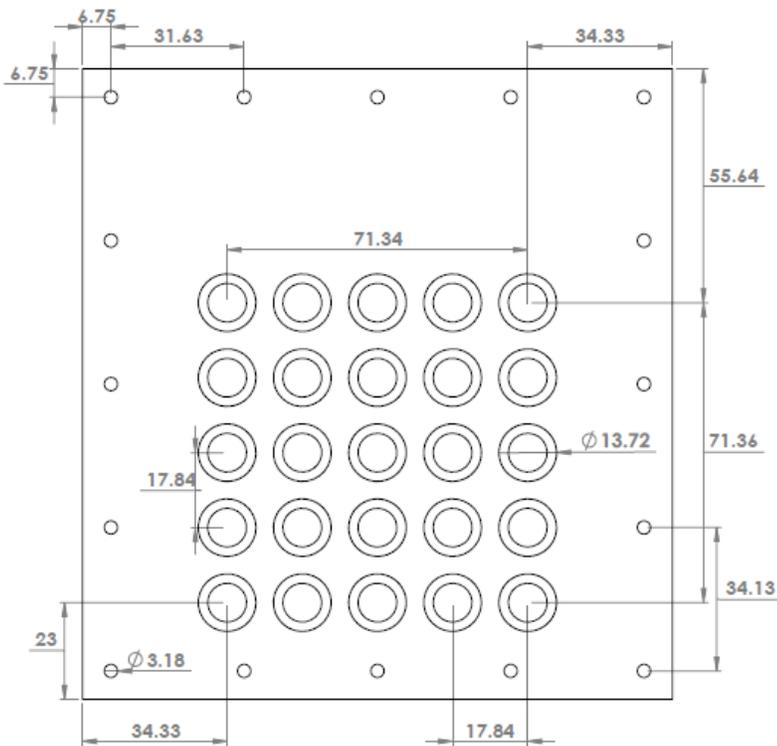
A.3 Corte transversal del ensamble de la matriz de tubos del intercambiador de calor.



A.4 Detalles de soldadura de la matriz de tubos del intercambiador de calor.



A.5 Empaque del intercambiador de calor.



### Detalles de la matriz de tubos

- \* Separación entre tubos de 1,2 veces el diámetro externo de la tubería.
- \* El arreglo de la matriz es cuadrado.
- \* Tubería de 1/4 pulgadas de diámetro convencional.
- \* El empaque entre el cabezal y la placa de la matriz de tubos es de neopreno y es de 1/8 pulgadas.
- \* La separación y diámetro de los barrenos es igual en las 3 piezas.

*A.6 Espejo del intercambiador de calor.*

| N.º DE ELEMENTO | DESCRIPCIÓN   | ESPECIFICACIÓN  | CANTIDAD |
|-----------------|---|---|----------|
| 1               | Empaque para hermetizar el ensamble de la matriz de tubos y los cabezales.              | Empaque de Neopreno de 3/8 de espesor   | 2        |
| 2               | Placa lateral del ensamble de los cabezales.  | Placas de acero inoxidable 304 normalizadas según ASTM A-240, de un espesor de 3/16 pulgadas, con dimensiones de 123.8mmX30.6mm   | 4        |
| 3               | Tubo de entrada y de salida de fluido a alta temperatura del ensamble de los cabezales. | Tuberías de acero inoxidable 304 normalizadas según ASTM A269 para cedula 40 y 1/2 de pulgada de diámetro convencional y una longitud de 5 cm                               | 2        |
| 4               | Placa frontal del ensamble de los cabezales.  | Placas de acero inoxidable 304 normalizadas según ASTM A-240, de un espesor de 3/16 pulgadas, con dimensiones de 123.8mmX113.9mm  | 2        |
| 5               | Placa inferior del ensamble de los cabezales.   | Placas de acero inoxidable 304 normalizadas según ASTM A-240, de un espesor de 3/16 pulgadas, con dimensiones de 113.9mmX30.6mm   | 2        |
| 6               | Placa de ensamble del cabezal con el espejo de la matriz de tubos.                      | Placas de acero inoxidable normalizadas según ASTM A-240, de un espesor de 3/16 pulgadas, con dimensiones de 150mmX140mm  | 2        |
| A1              | Tubería de Cu-Ni para pruebas de corrosión e incrustaciones                             | Tuberías de cobre-níquel en proporciones de 90-10 respectivamente, normalizadas según ASTM B111 para cedula 40 y 1/4 de pulgada de diámetro nominal y una longitud de 60 cm | 25       |
| A2              | Tubería de aluminio para pruebas de corrosión e incrustaciones                          | Tuberías de aluminio normalizadas según ASTM B111 para cedula 40 y 1/4 de pulgada de diámetro convencional y una longitud de 60 cm  | 50       |
| A4              | Tubería de acero inoxidable para pruebas de corrosión e incrustaciones                  | Tuberías de acero inoxidable 304 normalizadas según ASTM A269 para cedula 40 y 1/4 de pulgada de diámetro convencional y una longitud de 60 cm                              | 25       |
| B1              | Espejo de la Matriz de Cu-Ni  | Placas de cobre-níquel en proporciones de 90-10 respectivamente, normalizadas según ASTM B171, de un espesor de 3/16 pulgadas, con dimensiones de 150mmX140mm               | 2        |
| B2              | Espejo de la Matriz de Aluminio   | Placas de aluminio normalizadas según ASTM B209, de un espesor de 3/16 pulgadas, con dimensiones de 150mmX140mm   | 4        |
| B4              | Espejo de la Matriz de Acero inoxidable   | Placas de acero inoxidable normalizadas según ASTM A-240, de un espesor de 3/16 pulgadas, con dimensiones de 150mmX140mm  | 2        |

A.7 Lista de materiales del intercambiador de calor.

## Anexo B

### Método de Superficies de Respuesta

El Método de Superficies de Respuesta, es un método que utiliza diversas técnicas matemáticas y estadísticas para la obtención del modelo matemático de una respuesta, en un proceso en el que distintas variables son influyentes en ésta, y analizar los datos para poder desarrollar, mejorar y optimizar la respuesta. También, tiene aplicaciones en el diseño, desarrollo, mejora o generación de productos.

Con esto, se pueden encontrar regiones en las que el experimentador desee acotar las variables escogidas del proceso, para obtener los máximos o mínimos, y generar gráficas de rendimiento para visualizar el comportamiento de las mismas. Las variables suelen estar en control del experimentador, pero se desea saber el efecto que tiene cada una en la respuesta, al igual que la interacción entre éstas.

- Método del ascenso más pronunciado

Primeramente, se debe encontrar una aproximación que se acerca a la verdadera relación funcional entre la respuesta y las variables. Por lo general, se comienza con una función lineal que permita acercarse a la región de óptima operación; si llegara a existir una curvatura en el sistema, entonces debe aproximarse la respuesta con un modelo de segundo orden. El MSR, es un procedimiento secuencial con el cual el experimentador puede llegar rápidamente a la región de operación deseada encontrando antes los valores óptimos de las variables, el procedimiento para encontrarlos se conoce como el método del ascenso más pronunciado, o descenso según el caso de interés, y para un modelo ajustado de primer orden se tiene:

$$y = \beta_0 + \sum_{i=1}^k \beta_i x_i + \varepsilon \quad (B-1)$$

Donde  $y$  es la respuesta del proceso,  $\beta$  son los coeficientes de regresión,  $x$  son las variables codificadas,  $k$  el número de variables y  $\varepsilon$  es el error observado en la respuesta. Se suele codificar las variables naturales,  $\zeta$ , de manera que sea más sencillo el manejo de los datos con la relación de los valores máximos y mínimos de éstos. En ocasiones, es conveniente aumentar un término de interacción de las variables, ya que la Ec. (1-1) sólo considera los efectos principales de éstas, y se incluye una curvatura por el producto de las variables.

Posteriormente, al haber obtenido el modelo de primer orden debe confirmarse la adecuación del modelo mediante un análisis de varianza que determine el error, si la interacción entre las variables es significativa como para agregar el término de interacción de las variables y si existe un efecto de curvatura cuadrático relevante. Al comprobar la adecuación del modelo, se establecen los incrementos, o pasos, del ascenso más pronunciado por medio de los coeficientes del modelo de primer orden y su signo.

Se presenta un algoritmo general para determinar las coordenadas de un punto sobre la trayectoria del ascenso más pronunciado, partiendo del origen, o condiciones actuales del proceso para los que  $x_1 = x_2 = \dots = x_k = 0$ , para obtener los incrementos entonces:

- i. Se elige el tamaño del incremento en una de las variables del proceso. Por lo general, se escoge la variable con la que se cuenta con mayor información, o bien, la variable que tenga el valor absoluto más grande de su coeficiente de regresión.
- ii. El tamaño del incremento de las otras variables es:

$$\Delta x_i = \frac{\beta_i}{\beta_j / \Delta x_j} \quad i = 1, 2, \dots, k; i \neq j$$

- iii. Se convierten las  $\Delta x_i$  de variables codificadas a naturales utilizando la misma relación con la que se obtuvieron.

Cabe mencionar que los signos de los coeficientes de regresión determinarán la dirección en la cual se dirigirá la variable, es decir, para un coeficiente positivo la variable incrementará en esa medida y viceversa; para el caso del descenso más pronunciado, la variable irá en sentido contrario al signo.

Una vez teniendo los incrementos de cada variable, se deben ir aumentando a cada una en términos de las variables codificadas y naturales, observando una mejora en la respuesta hasta que para cierto número de pasos comienza a decrecer el valor de la respuesta. Cuando esto sucede se entiende que uno está cerca de la región del óptimo, por lo que con los nuevos valores se debe generar un nuevo modelo de primer orden para acotar la región de experimentación, se vuelve a confirmar la adecuación del modelo con el análisis de varianza, y en caso de no tener relevancia de interacción o curvatura, se realiza de nuevo el procedimiento. Si se encuentra que la interacción y la curvatura son significantes, entonces, la metodología será ineficiente y se debe obtener un modelo de segundo orden.

- Superficie de respuesta de segundo orden

Para el caso del modelo de segundo orden, es más comúnmente usado debido a su flexibilidad en la variedad de las formas de las gráficas, a que es más fácil obtener los coeficientes de regresión y que se adecuan más a la respuesta real. En general, la función cuadrática queda de la siguiente forma:

$$y = \beta_0 + \sum_{i=1}^k \beta_i x_i + \sum_{i=1}^k \beta_{ii} x_i^2 + \sum_{i < j} \sum \beta_{ij} x_i x_j + \varepsilon \quad (B-2)$$

Con el modelo de segundo orden, y, verificando de igual manera el modelo con un análisis de varianza, se debe proceder a obtener el punto estacionario donde, en un principio, se espera tener el óptimo. Sin embargo, se tiene que caracterizar la superficie ya que el punto estacionario puede ser un: máximo, mínimo o punto silla.

El punto estacionario puede ser localizado visualmente con la generación de las gráficas de contorno, pero para los casos en que  $k > 2$  se requiere de un análisis más formal para encontrarlo; se puede obtener una solución matemática general al escribir el modelo de la Ec. (1-2) en notación matricial:

$$y = b_0 + \mathbf{x}'\mathbf{b} + \mathbf{x}'\mathbf{B}\mathbf{x} \quad (B-3)$$

Donde  $b_0$ ,  $\mathbf{b}$  y  $\mathbf{B}$  son los estimados de la ordenada al origen, términos lineales y de segundo orden, respectivamente, es decir,  $\mathbf{b}$  es un vector columna ( $k \times 1$ ) de los coeficientes de regresión de primer orden y  $\mathbf{B}$  es una matriz simétrica ( $k \times k$ ) con los términos cuadráticos puros en la diagonal principal y fuera de ésta la mitad de los coeficientes de las interacciones.

El punto estacionario es la solución a la ecuación en derivadas parciales de la respuesta respecto a las variables del proceso igualada a cero, Ec. (1-5), por lo que al sustituirlo en la Ec. (1-3) se obtiene la respuesta estimada en el punto estacionario:

$$\frac{\partial y}{\partial \mathbf{x}} = 0 = \mathbf{b} + 2\mathbf{B}\mathbf{x} \quad (B-4)$$

$$\mathbf{x}_s = -\frac{1}{2}\mathbf{B}^{-1}\mathbf{b} \quad (B-5)$$

$$y_s = b_0 + \frac{1}{2}\mathbf{x}'_s\mathbf{b} \quad (B-6)$$

Donde  $\mathbf{x}_s$  y  $y_s$  son el punto y la respuesta estacionaria, respectivamente. En cuanto a la caracterización de la superficie, es necesario realizar un análisis canónico del modelo en el

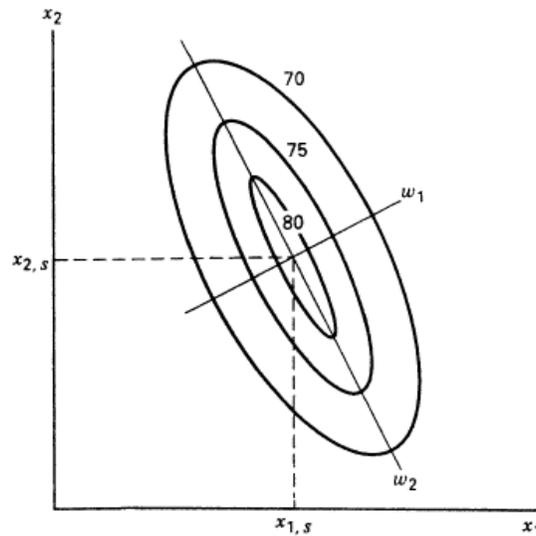
que se tiene que trasladar y rotar los ejes del sistema, a uno nuevo en función de las variables canónicas y los eigenvalores, o raíces características, de la matriz  $\mathbf{B}$ .

$$y = y_s + \sum_{i=1}^k \lambda_i w_i^2 \quad (B-7)$$

Donde  $\lambda$  son los eigenvalores y  $w$  las variables canónicas del sistema. Esta ecuación describe la naturaleza del punto estacionario y la del sistema alrededor de éste. Los signos de los eigenvalores son los que determinan dicha naturaleza, y sus valores ayudan a tener una mejor comprensión de la respuesta del sistema, entonces:

- a) Si  $\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_k$  son todos negativos, el punto estacionario es un máximo.
- b) Si  $\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_k$  son todos positivos, el punto estacionario es un mínimo.
- c) Si  $\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_k$  tienen signos diferentes, el punto estacionario es un punto silla.

La superficie tendrá una mayor inclinación en la dirección  $w_i$  para el caso en que la  $|\lambda_i|$  es mayor (Figura 1.1). De igual manera, existen situaciones en los que alguno de los eigenvalores es igual o casi cero ( $|\lambda_i| \cong 0$ ), lo cual indica que se tiene una considerable elongación de la respuesta en la dirección de su variable; concluyendo que la respuesta es



poco sensible a ésta, y que se trata de un sistema de cordilleras.

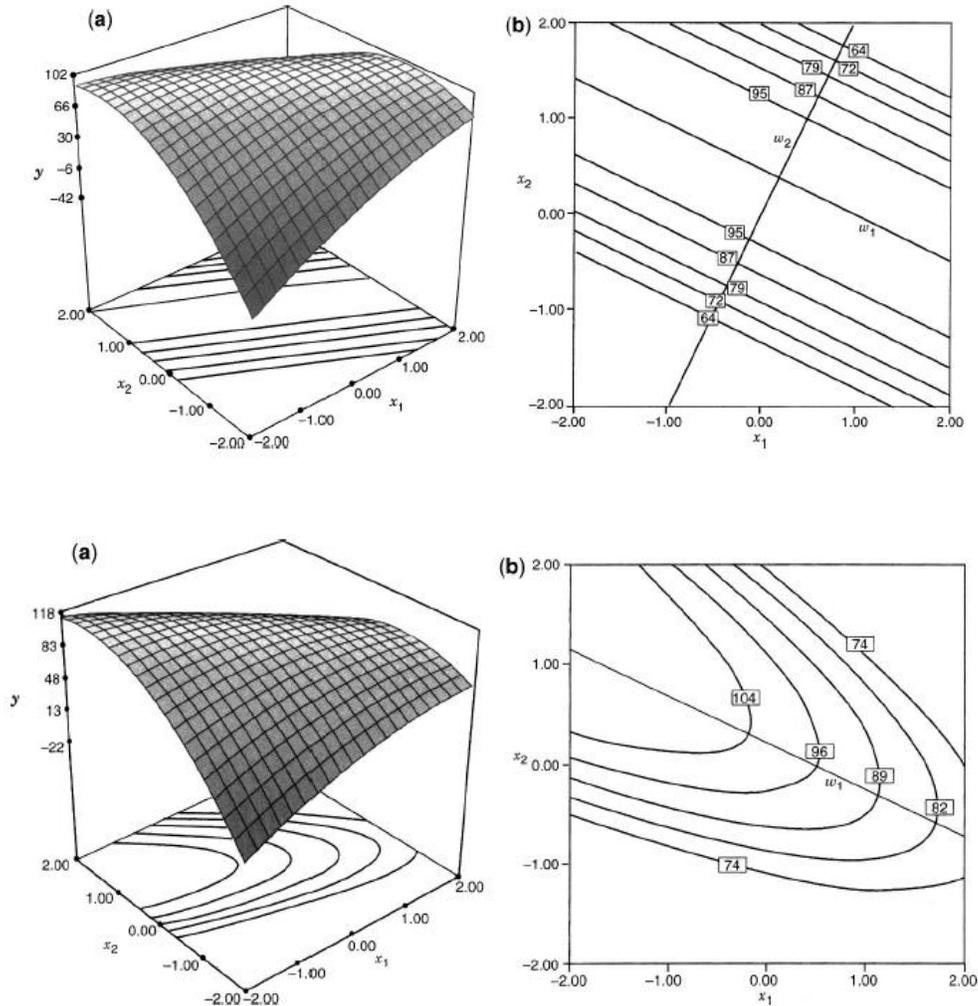
B.0.1 Forma canónica de un modelo de segundo orden.

- Sistemas de cordilleras

Los sistemas de cordilleras son variaciones del máximo, mínimo o punto silla puros, ya que el punto estacionario se encuentra en la región de experimentación. Puede ser que el sistema sea de cordilleras estacionarias o crecientes/decrecientes, dependiendo del signo del eigenvalor diferente de cero.

Si es estacionario, la elongación del sistema indica que a lo largo de esa dirección hay una línea para la que la respuesta óptima se mantiene más o menos constante, debido a la insensibilidad de la respuesta con esa variable, resultando en una flexibilidad del sistema para las condiciones de operación; si es creciente/decreciente, quiere decir que la región de experimentación está alejada del verdadero punto estacionario y es señal que el experimentador pudo hacer una mala o prematura selección de la región de diseño experimental, por lo que se puede seguir esa dirección para encontrar un incremento en la respuesta si las condiciones de operación son factibles.

Para eso, debe obtenerse la relación de las variables canónicas con las de diseño, determinando los puntos en los cuales hacer las observaciones en el espacio de  $w$  y convertirlos a puntos en el espacio de  $x$ , y así, poder realizar la experimentación.



B.0.2 Sistema de cordilleras estacionarias para  $k=2$ : (a) superficie de respuesta, (b) gráfica de contorno.

B.0.3 Sistema de cordilleras crecientes para  $k=2$ : (a) superficie de respuesta, (b) gráfica de contorno.

Como se mencionó con anterioridad, se planea encontrar las condiciones para las cuales los tres números adimensionales se encuentran en su óptimo para el proceso, por lo que se requiere de un análisis de múltiples respuestas.

- Respuestas múltiples

Para considerar simultáneamente múltiples respuestas es necesario construir un modelo de superficie apropiado para cada una y encontrar un conjunto de condiciones de operación que optimicen las respuestas, o que las mantenga en los rangos deseados.

La forma más sencilla de realizarlo es superponiendo las gráficas de contorno de las respuestas para encontrar regiones donde las condiciones de operación son apropiadas para

el proceso. Cuando se tienen más de tres variables de diseño, el análisis por las gráficas de contorno se complica, ya que éstas son en dos dimensiones, y se necesitaría que  $k - 2$  variables se mantengan constantes para poder construir la gráfica; requiriendo de varias pruebas para determinar qué factores mantener constantes y obtener una mejor vista de la superficie. Por lo tanto, se necesita un método de optimización más formal.

Comúnmente, se puede resolver el problema como uno de optimización restringida, acotando cada una de las respuestas en los rangos deseados por el experimentador, y usando softwares estadísticos con métodos de programación no lineal que arrojan el resultado.

También, se puede emplear la técnica de optimización simultánea utilizando las funciones de deseabilidad, convirtiendo cada respuesta,  $y_i$ , en una función de deseabilidad,  $d_i$ , que varía en un rango de cero a uno; donde si la respuesta está en su meta u objetivo toma el valor de uno, y, de cero si la respuesta está fuera del rango deseado; para después elegir las variables de diseño que maximicen la deseabilidad global:

$$D = (d_1 \cdot d_2 \cdot \dots \cdot d_m)^{1/m} \quad (B-8)$$

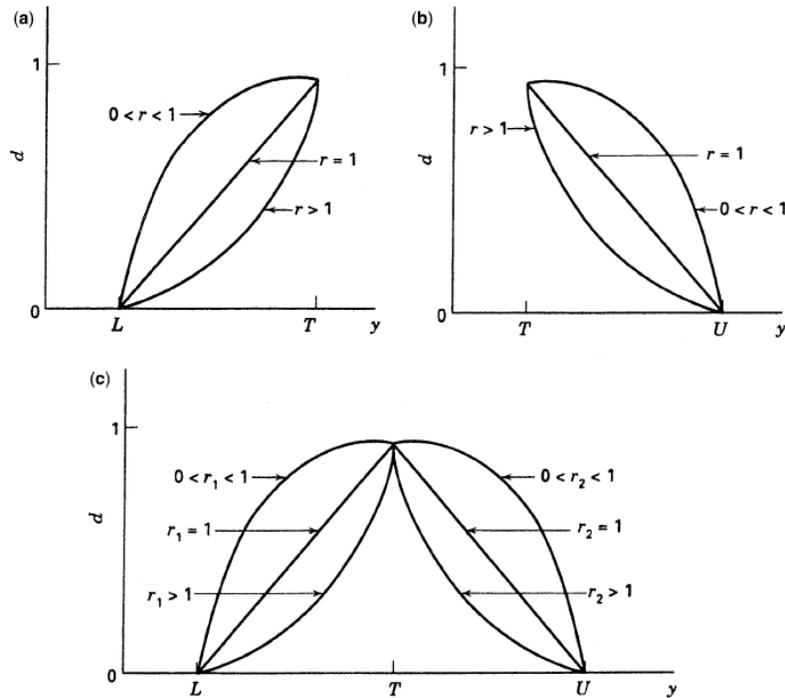
Donde  $m$  es el número de respuestas. Las funciones de deseabilidad individual (Figura 1.4), se pueden calcular usando las Ecs. (1-9), (1-10) y (1-11) si el objetivo de ésta es un máximo, mínimo o se encuentra entre dos valores límite, respectivamente:

$$d = \begin{cases} 0 & y < L \\ \left(\frac{y-L}{T-L}\right)^r & L \leq y \leq T \\ 1 & y > T \end{cases} \quad (B-9)$$

$$d = \begin{cases} 1 & y < T \\ \left(\frac{U-y}{U-T}\right)^r & T \leq y \leq U \\ 0 & y > U \end{cases} \quad (B-10)$$

$$d = \begin{cases} 0 & y < L \\ \left(\frac{y-L}{T-L}\right)^{r_1} & L \leq y \leq T \\ \left(\frac{U-y}{U-T}\right)^{r_2} & T \leq y \leq U \\ 0 & y > U \end{cases} \quad (B-11)$$

Donde  $L$  es el límite inferior,  $U$  el límite superior,  $T$  es el objetivo o meta de la respuesta y  $r$  la ponderación a elegir por el analista: si  $r = 1$ , la deseabilidad es lineal; si  $r > 1$ , se tiene un mayor interés en acercarse al valor objetivo; mientras que si  $0 < r < 1$ , se le da menor



importancia.

B.0.4 Funciones de deseabilidad individual con: (a) objetivo maximizar  $y$ , (b) objetivo minimizar  $y$ , (c) objetivo  $y$  más cercano a la especificación.

Las soluciones obtenidas serán las regiones representadas por la superposición de las gráficas de contorno, en la cual la de mayores dimensiones representa la deseabilidad global máxima.

Cabe resaltar, la importancia y cuidado de la selección de la región de experimentación, ya que rangos muy pequeños podrían disminuir la importancia de alguno de los factores durante el análisis. Aunque el carácter secuencial del MSR permitirá hacer una buena selección de los rangos después de las primeras fases.

Y, debe de tenerse en mente que los resultados obtenidos son estimaciones de los óptimos valores reales; sin embargo, el verdadero aporte del análisis realizado está en la información obtenida del proceso y la relevancia que tiene cada variable en éste, ya que

teniendo una mejor comprensión del mismo se podrán realizar mejores y fehacientes decisiones en el desarrollo, mejora u optimización del experimento.