



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
FACULTAD DE INGENIERÍA

**PROPUESTA Y ANÁLISIS
HIDRÁULICO DE UN ARREGLO DE
ASPERSORES PARA LA DMG**

TESIS

Que para obtener el título de
INGENIERO MECÁNICO

P R E S E N T A

CÉSAR FERNANDO GRANADOS GRANADOS

DIRECTOR DE TESIS

DR. HÉCTOR MIGUEL AVIÑA JIMÉNEZ



Ciudad Universitaria, Cd. Mx., 2017



AGRADECIMIENTOS.

A todas las personas que han dedicado un minuto de su tiempo a construir mi
Universo.



PROPUESTA Y ANÁLISIS HIDRÁULICO DE UN ARREGLO DE ASPERSORES PARA LA DMG.





CONTENIDO.

LISTA DE FIGURAS.....	11
LISTA DE TABLAS.	16
OBJETIVOS GENERALES.	1
OBJETIVOS PARTICULARES.....	1
MOTIVACIONES.....	1
INTRODUCCIÓN.....	2
1. ANTECEDENTES.	4
1.1 RECURSOS HÍDRICOS.....	4
1.1.1 DISTRIBUCIÓN DE RECURSOS HÍDRICOS A NIVEL MUNDIAL.	4
1.1.2 DISTRIBUCIÓN DE RECURSOS EN MÉXICO.	6
1.2 ANTECEDENTES HISTÓRICOS SOBRE LA DESALACIÓN DEL AGUA DE MAR..	8
1.3 PROCESOS DE DESALACIÓN.....	8
1.3.1 TECNOLOGÍAS DE DESALACIÓN POR CAMBIO DE FASE O PROCESOS TÉRMICOS. 9	
1.3.1.1 DESTILACIÓN POR EFECTO MÚLTIPLE (MED)	9
1.3.1.2 DESTILACIÓN INSTANTÁNEA DE MÚLTIPLE ETAPA (MSF).	10
1.3.1.3 DESTILACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR (MVC).	11
1.3.2 TECNOLOGÍAS DE DESALACIÓN MONOFÁSICOS O DE MEMBRANA.	11
1.3.2.1 ÓSMOSIS INVERSA.....	11
1.3.2.2 ELECTRODIÁLISIS.	12
1.3.3 COMPARACIÓN ENTRE LAS TECNOLOGÍAS DE DESALACIÓN POR MEMBRANA O MONOFÁSICOS Y LAS TECNOLOGÍAS DE DESALACIÓN POR CAMBIO DE FASE O PROCESOS TÉRMICOS.....	13
1.4 PANORAMA MUNDIAL DE LAS TECNOLOGÍAS DE DESALACIÓN.	14
1.5 DESALACIÓN EN MÉXICO.	15
CONCLUSIÓN DEL CAPÍTULO 1.....	16
2. GEOTERMIA.....	17
2.1 ENERGÍA GEOTÉRMICA.	17
2.2 ESTRUCTURA DE LA TIERRA.	18
2.2.1 EL MODELO GEOQUÍMICO.....	18
2.2.1.1 CORTEZA.....	18
2.2.1.2 MANTO.	18
2.2.1.3 NÚCLEO.	18
2.2.2 EL MODELO DINÁMICO.....	19



2.2.2.1	LITOSFERA	19
2.2.2.2	ASTENÓSFERA.	19
2.2.2.3	MESÓSFERA.....	19
2.2.2.4	ENDÓSFERA.....	19
2.3	YACIMIENTOS GEOTÉRMICOS.....	21
2.3.1	YACIMIENTOS GEOTÉRMICOS DE ALTA TEMPERATURA.	21
2.3.2	YACIMIENTOS GEOTÉRMICOS DE MEDIA TEMPERATURA.....	21
2.3.2.1	YACIMIENTOS GEOTÉRMICOS DE BAJA TEMPERATURA.	21
2.3.2.2	YACIMIENTOS GEOTÉRMICOS DE MUY BAJA TEMPERATURA.....	21
2.3.2.3	SISTEMAS HIDROTÉRMICOS.	22
2.3.2.4	SISTEMAS GEO-PRESURIZADOS.	22
2.3.2.5	SISTEMAS DE ROCA SECA CALIENTE.....	22
2.4	BREVE HISTORIA DE LA ENERGÍA GEOTÉRMICA.	23
2.5	APLICACIONES DIRECTAS DE LOS RECURSOS GEOTÉRMICOS.....	24
2.6	LA GEOTERMIA EN EL MUNDO.	25
2.6.1	CICLO A CONTRAPRESIÓN.....	25
2.6.2	CICLO A CONDENSACIÓN.....	26
2.6.3	CICLO DE EVAPORACIÓN INSTANTÁNEA.....	26
2.6.4	CICLO DE MÚLTIPLE EVAPORACIÓN INSTANTÁNEA.....	27
2.6.5	CICLO BINARIO.....	27
2.7	LA GEOTERMIA EN MÉXICO.	28
2.7.1	CERRO PRIETO.	29
2.7.2	LOS AZUFRES.....	29
2.7.3	LOS HUMEROS.	30
2.7.4	LAS TRES VÍRGENES.....	30
2.8	CONSECUENCIAS SOBRE EL USO DE LOS RECURSOS GEOTÉRMICOS.	31
2.8.1	VENTAJAS EN EL USO DE LOS RECURSOS GEOTÉRMICOS.....	32
2.8.2	DESVENTAJAS EN EL USO DE LOS RECURSOS GEOTÉRMICOS.	32
CONCLUSIÓN DEL CAPÍTULO 2.....		33
 3. PARÁMETROS DE DISEÑO PARA EL SISTEMA DE ASPERSIÓN.....		34
3.1	DESALADORA MODULAR GEOTÉRMICA.	34
3.1.1	SISTEMAS QUE CONFORMAN LA DMG.	36
3.1.1.1	SISTEMA TÉRMICO.....	36
3.1.1.2	SISTEMA DE VACÍO.	36
3.1.1.3	SISTEMA DE ASPERSIÓN.	36



3.2	DATOS TERMODINÁMICOS DE LAS CÁMARAS.....	37
3.3	DISEÑO TERMO-HIDRÁULICO DE CONDENSADOR.....	39
3.4	DISEÑO HIDRÁULICO.....	40
3.4.1	CAUDAL.....	40
3.4.2	NÚMERO DE REYNOLDS.....	40
3.4.3	RUGOSIDAD RELATIVA Y ABSOLUTA.....	41
3.4.4	VISCOSIDAD DINÁMICA.....	42
3.4.5	FACTOR DE FRICCIÓN.....	42
3.5	TUBERÍA.....	43
3.5.1	TUBERÍA DE ACERO.....	44
3.5.2	TUBERÍA PVC.....	45
3.5.3	TUBERÍA DE POLIETILENO.....	45
3.6	CÁLCULO DEL DIÁMETRO DE TUBERÍAS DE INTERCONEXIÓN.....	46
3.7	VÁLVULAS.....	47
3.7.1	CLASIFICACIÓN DE VÁLVULAS.....	47
3.7.2	TIPOS DE VÁLVULAS.....	48
3.7.2.1	VÁLVULA DE COMPUERTA.....	48
3.7.2.2	VÁLVULA DE MARIPOSA.....	48
3.7.2.3	VÁLVULA DE BOLA.....	49
3.7.2.4	VÁLVULAS DE GLOBO.....	49
3.7.2.5	VÁLVULA DE DIAFRAGMA.....	49
3.8	BOMBA CENTRÍFUGA.....	50
3.9	CÁLCULO DE LA BOMBA DE ASPERSIÓN.....	51
3.9.1	PÉRDIDAS PRIMARIAS Y SECUNDARIAS.....	51
3.9.1.1	ECUACIÓN GENERAL DE LAS PÉRDIDAS PRIMARIAS.....	51
3.9.1.2	ECUACIÓN GENERAL DE LAS PÉRDIDAS SECUNDARIAS.....	51
3.9.1.3	FACTOR K DE LA ECUACIÓN DE PÉRDIDAS SECUNDARIAS.....	51
3.10	TECNOLOGÍA DE PULVERIZACIÓN.....	52
3.10.1	PULVERIZADORES HIDRÁULICOS.....	53
3.10.1.1	ELEMENTOS DE LOS PULVERIZADORES HIDRÁULICOS.....	53
3.10.1.2	BOQUILLA DE CHORRO PLANO, ABANICO O HENDIDURA.....	55
3.10.1.3	BOQUILLA DE ABANICO PLANO DE AMPLIO ESPECTRO.....	55
3.10.1.4	BOQUILLA DE TURBULENCIA O CONO.....	55
3.10.1.5	BOQUILLAS DE IMPACTO O ESPEJO.....	56
3.10.1.6	BOQUILLAS DE CHORRO COMPACTO O DE VARIAS SALIDAS.....	56
3.10.1.7	BOQUILLA DE VENTURI DE AIRE INDUCIDO.....	56



3.11 NOCIONES FUNDAMENTALES ACERCA DE LAS BOQUILLAS DE PULVERIZACIÓN.	56
3.11.1 TIPOS PRINCIPALES DE PATRONES DE ASPERSIÓN.	57
3.11.2 GEOMETRÍA DE LOS PATRONES DE ASPERSIÓN.	60
3.11.3 PRESIÓN DE PULVERIZACIÓN.	61
3.11.4 ÁNGULO, COBERTURA Y DISTANCIA DE ASPERSIÓN.	63
3.11.4.1 DISTANCIA DE ASPERSIÓN.	63
3.11.5 TAMAÑO DE LA GOTA DE ASPERSIÓN.	65
3.11.6 IMPACTO O FUERZA DE CHOQUE.	65
3.11.7 CARACTERÍSTICAS PARA EL BUEN DESEMPEÑO DE ASPERSIÓN.	66
3.11.7.1 VISCOSIDAD.	66
3.11.7.2 TEMPERATURA.	66
3.11.7.3 TENSIÓN SUPERFICIAL.	66
3.12 MATERIALES.	67
3.12.1 DESGASTE EN LAS BOQUILLAS.	67
CONCLUSIÓN DEL CAPÍTULO 3.	68
4. IMPLEMENTACIÓN METODOLÓGICA PARA EL DISEÑO DEL SISTEMA DE ASPERSIÓN Y EQUIPOS AUXILIARES.	69
4.1 PROPIEDADES DEL AGUA DE ALIMENTACIÓN.	69
4.2 BANCO DE TUBOS DE LAS CÁMARAS.	70
4.2.1 MATRIZ DE TUBOS.	70
4.3 DISEÑO DEL ARREGLO DE BOQUILLAS DE ASPERSIÓN.	71
4.3.1 SELECCIÓN DEL PATRÓN DE ASPERSIÓN.	72
4.3.2 ARREGLOS GEOMÉTRICO DE LAS BOQUILLAS DE ASPERSIÓN.	73
4.3.3 DISTRIBUCIÓN DE UN ARREGLO DE ASPERSIÓN EN LÍNEA.	74
4.3.4 DISTRIBUCIÓN DE UN ARREGLO DE ASPERSIÓN DE DOBLE LÍNEA.	75
4.3.5 ARREGLOS GEOMÉTRICOS DEL SISTEMA DE ASPERSIÓN.	77
4.3.5.1 ARREGLO GEOMÉTRICO EN LÍNEA DE 3 BOQUILLAS DE ASPERSIÓN.	77
4.3.5.2 ARREGLO GEOMÉTRICO EN LINEA DE 4 BOQUILLAS DE ASPERSIÓN.	77
4.3.5.3 ARRGLLO GEOMÉTRICO RECTANGULAR DE 6 BOQUILLAS DE ASPERSIÓN.	78
4.3.5.4 ARREGLO GEOMÉTRICO TECTANGULAR DE 8 BOQUILLAS DE ASPERSIÓN.	79
4.3.5.5 ARREGLO GEOMÉTRICO RECTANGULAR DE 10 BOQUILLAS DE ASPERSIÓN.	79



4.3.5.6	ARREGLO GEOMÉTRICO RECTANGULAR DE 12 BOQUILLAS DE ASPERSIÓN.....	80
4.3.6	GASTOS DE LAS BOQUILLAS DE ASPERSIÓN.....	81
4.4	PROPUESTAS DE DISEÑO.....	82
4.4.1	PRIMER PROPUESTA.....	82
4.4.2	SEGUNDA PROPUESTA.....	83
4.4.3	TERCERA PROPUESTA.....	84
4.4.4	CUARTA PROPUESTA.....	85
4.5	SELECCIÓN DE LA BOQUILLA.....	87
4.6	CÁLCULO DE LOS DIÁMETROS DE TUBERÍAS PARA EL AGUA DE ALIMENTACIÓN DEL SISTEMA DE ASPERSIÓN.....	88
4.6.1	TUBERÍA PARA LAS ENTRADAS DE LAS CÁMARAS DE DESALACIÓN. ...	88
4.6.2	TUBERÍA PARA LA ENTRADA Y SALIDA DEL CONDENSADOR.....	89
4.7	CÁLCULO DE LA BOMBA.....	91
4.8	CONCLUSIÓN DEL CAPITULO 4.....	93
5.	PARÁMETROS DE RE-DISEÑO Y MODELADO DE UN PULVERIZADOR.....	94
5.1	MODELO TEÓRICO DEL SISTEMA DE ASPERSIÓN.....	94
5.2	METODOLOGÍA PARA EL DISEÑO DE BOQUILLAS DE ASPERSIÓN.....	95
5.3	ROSCADO.....	96
5.3.1	TIPO DE ROSCAS Y CLASIFICACIÓN.....	97
5.3.2	ROSCA AMERICANA CÓNICA PARA TUBOS (NPT).....	98
5.4	DISEÑOS Y ESQUEMAS INTERNOS DE LAS BOQUILLAS PULVERIZADORAS.....	99
5.4.1	PARÁMETROS DE ENTRADA Y DE SALIDA DE UN PULVERIZADOR.....	101
5.5	ESPECIFICACIONES PARA LAS PROPUESTAS DEL MODELO.....	102
5.6	CÁLCULO DE LA BOMBA PARA UN PULVERIZADOR MÁS EFICIENTE.....	104
5.7	CÁLCULO DE LOS DIÁMETROS DE TUBERÍAS PARA EL AGUA DE ALIMENTACIÓN.....	106
5.7.1	TUBERÍA PARA LAS ENTRADAS DE LAS CÁMARAS DE DESALACIÓN DEL SISTEMA DE ASPERSIÓN.....	106
5.7.2	TUBERÍA PARA LA ENTRADA Y SALIDA DEL CONDENSADOR.....	107
5.8	CÁLCULOS PARA LAS PROPUESTAS DE UN MODELOS MÁS EFICIENTE.....	108
5.8.1	CÁLCULOS PARA LAS PROPUESTAS DE UN ARREGLO DE ASPERSIÓN CON 6 BOQUILLAS.....	108
5.8.2	SIMULACIÓN CFD DE LAS PROPUESTAS PARA ARREGLO DE ASPERSIÓN DE 6 BOQUILLAS.....	110
5.8.2.1	SIMULACIÓN CFD DE LAS BOQUILLAS CON ENTRADA AXIAL.....	110



5.8.2.2	SIMULACIÓN CFD DE LAS BOQUILLAS CON ENTRADA TANGENCIAL.	112
5.8.3	CÁLCULOS PARA LAS PROPUESTAS CON 8 BOQUILLAS	114
5.8.4	SIMULACIÓN CFD DE LAS PROPUESTAS PARA ARREGLO DE ASPERSIÓN DE 8 BOQUILLAS	115
5.8.4.1	SIMULACIÓN CFD DE LAS BOQUILLAS CON ENTRADA AXIAL.	116
5.8.4.2	SIMULACIÓN CFD DE LAS BOQUILLAS CON ENTRADA TANGENCIAL.	117
5.9	SELECCIÓN DE LA BOQUILLA	119
CONCLUSIÓN DEL CAPÍTULO 5.....		120
CONCLUSIONES.		121
NOMENCLATURA.....		123
BIBLIOGRAFÍA.....		125



LISTA DE FIGURAS.

FIGURA 1.1 Distribución global del agua en el mundo. (Fuente: Revista Aqua Vitae, Año 6, 2010 Número 12. Disponible en: www.aquavitae.com).	5
FIGURA 1.2 Distribución de la precipitación pluvial. (Fuente CONAGUA 2008).	6
FIGURA 1.3 Intensidad del uso del agua subterránea y acuíferos sobreexplotados. (Fuente CONAGUA 2008).	7
FIGURA 1.4 Esquema del proceso MED (Fuente: Grupo iiDEA, 2012).	8
FIGURA 1.5 Esquema del proceso MED (Fuente: Grupo iiDEA, 2012).	10
FIGURA 1.6 Diagrama de flujo del sistema MSF (Fuente: Grupo iiDEA, 2012).	10
FIGURA 1.7 Esquemmatización de un sistema de desalación por MVC (Fuente: Ecoagua, 2009)..	11
FIGURA 1.8 Esquemmatización de un sistema de desalación por Ósmosis Inversa (Fuente: Tecnología de Membranas de Aplicación Industrial).	12
FIGURA 1.9 Esquema del sistema de desalación por electrodiálisis (Fuente: Técnicas de separación por membrana, http://bibliotecadigital.ilce.edu.mx).	12
FIGURA 1.10 Gráfica comparativa sobre los métodos de desalación en el mundo (Fuente: IDA Desalting plant inventory /Wagnick).	14
FIGURA 1.11 Planta termoeléctrica “Presidente Juárez” en Rosarito, Baja California. Una de las plantas desalinizadoras más grandes de América. (Fuente: San Diego County Water Authority) ..	15
FIGURA 2.1 Modelo Geoquímico de la Tierra. (Fuente: Creative Commons)	18
FIGURA 2.2 Esquema de los modelos Estáticos y Dinámicos del interior de la Tierra (Fuente: Revista Geográfica Digital. IGUNNE. Facultad de Humanidades. UNNE. Año 10. N°19. Enero - Junio 2013. ISSN 1668-5180 Resistencia, Chaco.	19
FIGURA 2.3 Placas Tectónicas de la Corteza Terrestre (Fuente: Instituto de Investigaciones Eléctricas (IIE), Gerencia de Geotérmica, http://www.iie.org.mx/geotermia).....	20
FIGURA 2.4 Modelo conceptual de un yacimiento geotérmico (Fuente: La geotermia en México: Retos y perspectivas, Comisión Federal de Electricidad).....	21
FIGURA 2.5 Primer motor usado para la generación eléctrica a partir de una fuente geotérmica (Fuente: International Geothermal Association, (IGA), http://www.geothermal-energy.org/).	23
FIGURA 2.6 Energía geotérmica utilizada en usos directos en el mundo, año 2010 (Fuente: Evaluación del potencial de energía geotérmica, estudio técnico per 2011-2020).	24
FIGURA 2.7 Esquema del ciclo a contrapresión (Fuente: M. Dickson y M. Fanelli, 2004).	25



FIGURA 2.8 Esquema del ciclo a Condensación (Fuente: M. Dickson y M. Fanelli, 2004).	26
FIGURA 2.9 Ciclo de evaporación instantánea (Fuente: M. Dickson y M. Fanelli, 2004).	26
FIGURA 2.10 Ciclo de doble evaporación instantánea (Fuente: M. Dickson y M. Fanelli, 2004). ..	27
FIGURA 2.12 Localización de los principales campos geotérmicos de México (Cerro Prieto, Tres Vírgenes, Cerritos Colorados, Amealco, Los Humeros y Los Azufres), también se muestra el Cinturón Volcánico Mexicano.....	28
FIGURA 2.13 Central Geo termoeléctrica Cerro Prieto (Fuente: Comisión Federal de Electricidad CFE, http://www.cfe.org.mx).	29
FIGURA 2.15 Central geotérmica Los Humeros (Fuente: Proyecto IMPULSA IV, Instituto de Ingeniería, UNAM).....	30
FIGURA 2.16 Central Geotérmica Las Tres Vírgenes (Fuente: Proyecto IMPULSA IV, Instituto de Ingeniería, UNAM).....	30
FIGURA 2.17 Emisiones de CO2 con diferentes fuentes de energía en una vivienda promedio de 150 m2. (Fuente: Calor natural. Ruiz J. 2007).	31
FIGURA 2.18 Comparación de emisiones de CO2 en centrales eléctricas (Fuente: Calor natural. Ruiz J. 2007).	31
FIGURA 3.1 Esquemmatización del sistema de desalación DMG (Fuente: Grupo iiDEA).	35
FIGURA 3.2 Diagrama de sistemas de la DMG (Fuente: Grupo iiDEA).....	36
FIGURA 3.3 Esquemmatización de condiciones operativas de cámara 1. (Fuente: Grupo iiDEA, 2012)	38
FIGURA 3.4 Esquemmatización de condiciones operativas de cámara 2. (Fuente: Grupo iiDEA, 2012)	38
FIGURA 3.5 Esquemmatización de condiciones operativas de cámara 3. (Fuente: Grupo iiDEA, 2012)	39
FIGURA 3.6 Requerimientos termodinámicos para condensador de la unidad DMG. (Fuente: Grupo iiDEA, 2012)	39
FIGURA 3.7 Perfil de velocidad de un fluido con flujo laminar y flujo turbulento. (Fuente: Cepis)..	40
FIGURA 3.8 Diagrama de Moody.	43
FIGURA 3.9 Tubería de PVC (Fuente: Aristegui Maquinaria)	45
FIGURA 3.10 Tubería de Polipropileno (Fuente: Plásticos América).....	45



FIGURA 3.11	Válvula de compuerta (Fuente: TLV, Compañía especialista en vapor).....	48
FIGURA 3.12	Válvula de mariposa. (Fuente: Importaplas).	48
FIGURA 3.13	Válvula de bola (Fuente: TLV, Compañía especialista en vapor).	49
FIGURA 3.14	Válvula de globo (Fuente: TLV, Compañía especialista en vapor).	49
FIGURA 3.15	Válvula de diafragma (Fuente. TLV, Compañía especialista en vapor).....	49
FIGURA 3.16	Bomba centrífuga (Fuente: Proaqua)	50
FIGURA 3.17	Mecanismos de pulverización hidráulica (Derecha) y Mecanismo de pulverización neumática (Izquierda). (Fuente: TeeJet).....	53
FIGURA 3.18	Diagrama explosivo de una boquilla de aspersión. (Fuente: Syngenta).....	54
FIGURA 3.19	Arreglo y boquilla de abanico plano (Fuente: Catálogo T-Jet).....	55
FIGURA 3.20	Boquilla de abanico plano de amplio espectro (Fuente: Guía del usuario de boquillas de pulverización)	55
FIGURA 3.21	Partes que conforman las boquillas de turbulencia (Fuente: Catálogo T-Jet)	55
FIGURA 3.22	Elementos de una boquilla de impacto o espejo (Fuente: Catálogo T-Jet)	56
FIGURA 3.23	Cuerpo, perforaciones y placa de una boquilla de varias salidas (Fuente: Catálogo T-Jet)	56
FIGURA 3.24	Interior de una boquilla de Venturi de aire inducido. (Fuente: Catálogo T-Jet).....	56
FIGURA 3.25	Distribución geométrica de los aspersores (Fuente: HYDRO ENVIRONMENT).	60
FIGURA 3.26	Recubrimientos comunes de las boquillas de aspersión. (Fuente: Akesson y Harvey)	61
FIGURA 3.27	Representación esquemática de una tobera. (Fuente: Spray Engineering Handbook)	61
FIGURA 3.28	Representación gráfica de la distancia de aspersión en función de la cobertura teórica. (Fuente: Spraying Systems Co).	64
FIGURA 3.29	Boquillas con problemas de corrosión y desgaste (Fuente: Spraying Systems Co). 67	
Figura 4.1	Matriz de tubos de 12x12 (Fuente: Autor)	70
FIGURA 4.2	Boquilla de aspersión de cono hueco, resultado del análisis teórico hidráulico. (Fuente: TeeJet).....	71



FIGURA 4.3	Boquilla con patrón de aspersión de cono lleno. (Fuente: Catálogo Tobe)	72
FIGURA 4.4	Nomenclatura de los arreglos geométricos. (Fuente: Autor).....	73
FIGURA 4.5	Dimensiones del arreglo de boquilla de un ramal. (Fuente: Autor)	74
FIGURA 4.6	Dimensiones del arreglo de boquilla de doble ramal. (Fuente: Autor)	75
FIGURA 4.7	Dimensiones del arreglo de boquilla de un ramal. (Fuente: Autor)	76
FIGURA 4.8	Distancias del arreglo geométrico de 3 boquillas. (Fuente: Autor)	77
FIGURA 4.9	Distancias del arreglo geométrico de 4 boquillas. (Fuente: Autor)	78
FIGURA 4.10	Distancias del arreglo geométrico de 6 boquillas. (Fuente: Autor)	78
FIGURA 4.11	Distancias del arreglo geométrico de 8 boquillas. (Fuente: Autor)	79
FIGURA 4.12	Distancias del arreglo geométrico de 10 boquillas. (Fuente: Autor)	80
FIGURA 4.13	Distancias del arreglo geométrico de 12 boquillas. (Fuente: Autor)	80
FIGURA 4.14	Esquema del ángulo de aspersión, cobertura teórica y distancia de aspersión de la primera propuesta (Valores en mm). (Fuente: Spraying Systems Co).....	82
FIGURA 4.15	Representación CAD del arreglo de 3 boquillas sobre el banco de tubos. (Fuente: Autor).....	83
FIGURA 4.16	Esquema del ángulo de aspersión, cobertura teórica y distancia de aspersión de la segunda propuesta (Valores en mm). (Fuente: Spraying Systems Co)	83
FIGURA 4.17	Representación CAD del arreglo de 4 boquillas sobre el banco de tubos. (Fuente: Autor).....	84
FIGURA 4.18.	Esquema del ángulo de aspersión, cobertura teórica y distancia de aspersión de la tercera propuesta (Valores en mm). (Fuente: Spraying Systems Co)	85
FIGURA 4.19	Representación CAD del arreglo de 6 boquillas sobre el banco de tubos. (Fuente: Autor).....	85
FIGURA 4.20.	Esquema del ángulo de aspersión, cobertura teórica y distancia de aspersión de la cuarta propuesta (Valores en mm). (Fuente: Spraying Systems Co)	86
FIGURA 4.21	Representación CAD del arreglo de 8 boquillas sobre el banco de tubos. (Fuente: Autor).....	86
FIGURA 4.22.	Boquilla de aspersión de tapa y vena desmontable. (Fuente: Catálogo de SprayCo)	87



FIGURA 5.1 Modelo teórico de una boquilla de aspersión. (Fuente: Spray Engineering Handbook) 94

FIGURA 5.2 Esquema de las partes del roscado de un tornillo 96

FIGURA 5.3 Dimensiones de cuerda NPT, según la Norma ANSI/ASME B2.20.1-2013 (Fuente: Machinery's Handbook 29th Edición)..... 98

FIGURA 5.4 Representación esquemática de una tobera. (Fuente: Spray Engineering Handbook) 101

FIGURA 5.5 Esquema de una boquilla con flujo tangencial. (Fuente: Lechler, Inc.)..... 102

FIGURA 5.6 Esquema de una boquilla con flujo axial. (Fuente: Lechler, Inc.)..... 103

FIGURA 5.7 Esquema de una boquilla con flujo tangencial. (Fuente: Lechler, Inc.)..... 103

FIGURA 5.8 Ángulo de aspersión obtenido por la variación entre el grosor del orificio en la salida d, y el ángulo de la cámara de turbulencia θ 104

FIGURA 5.9 Propuesta de boquilla de aspersión para la DMG con entrada axial y patrón de cono lleno uniforme. (Fuente: Autor)..... 109

FIGURA 5.10 Propuesta de boquilla de aspersión para la DMG con entrada tangencial y patrón de cono lleno uniforme. (Fuente: Autor)..... 110

FIGURA 5.11 Simulación CFD de una boquilla con entrada axial para un arreglo de 6 aspersores. 110

FIGURA 5.12 Análisis CFD de las velocidades en la entrada y salida de la boquilla (lado izquierdo), y presión de operación (lado derecho)..... 111

FIGURA 5.13 Esquema del ángulo de aspersión, cobertura teórica y distancia de aspersión para la primer propuesta (Valores en mm). (Fuente: Spraying Systems Co) 111

FIGURA 5.14 Simulación CFD de una boquilla con entrada tangencial para un arreglo de 6 aspersores..... 112

FIGURA 5.15 Análisis CFD de las velocidades en la entrada y salida de la boquilla (lado izquierdo), y presión de operación (lado derecho)..... 112

FIGURA 5.16 Esquema del ángulo de aspersión, cobertura teórica y distancia de aspersión para la segunda propuesta (Valores en mm). (Fuente: Spraying Systems Co) 113

FIGURA 5.17 Propuesta de boquilla de aspersión para la DMG con entrada axial y patrón de cono lleno uniforme. (Fuente: Autor)..... 115

FIGURA 5.18 Propuesta de boquilla de aspersión para la DMG con entrada tangencial y patrón de cono lleno uniforme. (Fuente: Autor)..... 115



FIGURA 5.19 Simulación CFD de una boquilla con entrada axial para un arreglo de 8 aspersores. 116

FIGURA 5.20 Análisis CFD de las velocidades en la entrada y salida de la boquilla (lado izquierdo), y presión de operación (lado derecho). 116

FIGURA 5.21 Esquema del ángulo de aspersión, cobertura teórica y distancia de aspersión para la tercer propuesta (Valores en mm). (Fuente: Spraying Systems Co) 117

FIGURA 5.22 Simulación CFD de una boquilla con entrada tangencial para un arreglo de 8 aspersores. 117

FIGURA 5.23 Análisis CFD de las velocidades en la entrada y salida de la boquilla (lado izquierdo), y presión de operación (lado derecho). 118

FIGURA 5.24 Esquema del ángulo de aspersión, cobertura teórica y distancia de aspersión para la cuarta propuesta (Valores en mm). (Fuente: Spraying Systems Co) 118

FIGURA 5.25 Boquilla de aspersión con entrada tangencial para un arreglo de 8 boquillas con arreglo en doble línea. 119

LISTA DE TABLAS.

TABLA 1.1 Cuadro comparativo de los procesos de Desalación. 13

TABLA 3.1 Coeficiente de Rugosidad Absoluta ξ para tuberías. 41

TABLA 3.2 Coeficiente de fricción para el cálculo de pérdidas primarias en tuberías. 42

Tabla 3.3 Designación AISI-SAE-NOM para aceros simples y aleaciones. 44

TABLA 3.4 Diámetros nominales de tuberías. 47

TABLA 3.5 Factor K para pérdidas de carga secundaria. 52

Tabla 3.6 Partes que conforman las boquillas hidráulicas. 54

TABLA 3.7 Principales características de los diferentes tipos aspersión. 57

TABLA 3.8 Factores de Capacidad para grupos específicos de boquillas. 63

Tabla 4.1 Datos del agua de alimentación para la DMG. 69

TABLA 4.2 Comparación de gastos teóricos y gastos reales dados por el fabricante. 81

TABLA 4.3. Características de la boquilla Tamaño 27W, con entrada de 3/8". 82

TABLA 4.4. Características de la boquilla Tamaño 20W, con entrada de 3/8". 83



TABLA 4.5. Características de la boquilla Tamaño 12.5, con entrada de 1/4"	84
TABLA 4.6 Características de la boquilla Tamaño 9.5, con entrada de 3/8"	86
TABLA 4.7 Diámetros óptimos de las tuberías de interconexión con el diagrama esquemático en la entrada de las cámaras.	89
TABLA 4.8 Diámetros óptimos de las tuberías de interconexión con el diagrama esquemático del Condensador.	90
TABLA 4.9 Potencia de la bomba por pérdidas de carga.	92
TABLA 5.1 Elementos de una hendidura helicoidal.	96
TABLA 5.2 Clasificación de las normas más comunes.	97
TABLA 5.3 Modelos y diseños internos.	99
Tabla 5.5 Potencia de la bomba por pérdidas de carga.	105
Tabla 5.6 Diámetros óptimos de las tuberías de interconexión con el diagrama esquemático en la entrada de las cámaras.	106
Tabla 5.7 Diámetros óptimos de las tuberías de interconexión con el diagrama esquemático del Condensador.	107
Tabla 5.8 American National Standard Taper Pipe Thread, NPT	109



PROPUESTA Y ANÁLISIS HIDRÁULICO DE UN ARREGLO DE ASPERSORES PARA LA DMG.





OBJETIVOS GENERALES.

Analizar el equipo del sistema de aspersión para una planta Desaladora Modular Geotérmica (DMG) que emplea recursos geotérmicos de baja entalpía y tiene como finalidad obtener fluido libre de impurezas, sometiendo el agua de mar a un proceso de separación térmica.

OBJETIVOS PARTICULARES.

Explicar de manera general los diferentes sistemas de desalación y aspersión utilizados en los procesos térmicos para la desalación agua de mar.

MOTIVACIONES.

El ser humano tiene como principal motor de sobrevivencia proveerse de agua potable, no sólo para fines fisiológicos, también para poder desarrollarse en las tareas que ayudan a mejorar su calidad y esperanza de vida. Sin embargo, la rapidez en el incremento de la población, la contaminación de los cuerpos de agua dulce (mantos acuíferos, lagos, ríos), así como el pobre abastecimiento que se tiene de este recurso en diversos lugares, hacen que día a día, se busquen nuevas tecnologías que ayuden a proveer de este fluido vital a la población mundial.

Uno de los proyectos que se está desarrollando para la solución de dicho problema es el uso de tecnologías para la desalación de agua de mar, en específico, el desarrollo de una Desaladora Modular Geotérmica, proyecto que está realizando el grupo iiDEA perteneciente al instituto de Ingeniería.

Para que la Desaladora Modular Geotérmica pueda suministrar agua dulce a las comunidades, en específico, a las que se encuentran cercanas a la península de Baja California, es necesario que el equipo de desalación contenga sistemas internos que en conjunto trabajen en la obtención de agua destilada, y uno de los principales sistemas es el de aspersión.

Una de las motivaciones de este proyecto es poder participar en la solución a un problema tan grande cuyos principales afectados somos los seres vivos. El aportar mis conocimientos a esta gran labor, me da la gran satisfacción que el desarrollo de este trabajo, aunque pueda parecer largo y sinuoso, será realizado con gran esmero, donde espero que estos resultados lleven consigo la mejor aportación y sirva como referencia a futuras situaciones para el bienestar social.



INTRODUCCIÓN.

México presenta un grave problema referente a la escasez de agua potable, los ríos que abastecen el agua dulce, en su mayoría, se están contaminando mientras otros comienzan a secarse; todos estos problemas se hacen presentes por la negligencia y falta de cuidado por parte de la población que conforma el gran territorio mexicano.

Sin embargo, el problema está presente a nivel mundial, el rápido crecimiento de la población ha propiciado que los ingenieros de todos los países comiencen a desarrollar nuevas tecnologías, y así abastecer de agua potable a sus habitantes.

La disponibilidad del agua promedio anual en el mundo es de aproximadamente 1,386 millones de km³, de los cuales el 97.5% es agua salada y sólo el 2.5% (35 millones de km³) es agua dulce. De toda esta cantidad cerca del 70% no está disponible para el consumo humano debido a que se encuentra en forma de glaciares, hielo o nieve¹.

En el planeta, solo 6 países cuentan con aproximadamente 50% de este recurso: Estados Unidos, Rusia, Brasil, India, China y Canadá. Sin embargo, México contiene una gran reserva de agua, tan sólo tiene 653 cuerpos de agua subterránea distribuida en todo el territorio nacional, donde 96 están sometidos a sobreexplotación, suministrando aproximadamente el 50% del agua para todos usos en el país. Debido a esto, la reserva de agua subterránea está decreciendo con gran rapidez.

La sobreexplotación ha provocado problemas de intrusión salina en 17 acuíferos ubicados en los estados de Baja California, Baja California Sur, Sonora, Sinaloa, Nuevo León, Coahuila, Colima y Veracruz².

En el Medio Oriente se encuentran zonas áridas donde el agua potable es escasa, para solucionar este problema, se empezaron a implementar sistemas de desalación, como esta región tiene grandes cantidades de combustibles fósiles comenzaron a obtener agua potable por medio de procesos de desalación térmica, quemando sus reservas de combustible con el fin de obtener agua potable.

En otros casos, existen países con el mismo problema de suministro de agua potable, sin embargo, no se cuentan con grandes reservas de hidrocarburos o combustibles fósiles, por ende, se están buscando métodos de desalinización por medio de energías renovables, o bien, por procesos mecánicos. El avance tecnológico ha podido desarrollar sistemas de desalación totalmente funcionales que día a día van mejorando sus capacidades y sus eficiencias³.

El propósito de este trabajo es diseñar un sistema de aspersión para la Desaladora Modular Geotérmica que el grupo de iiDEA del Instituto de Ingeniería está desarrollando, siendo este el que mejor se adapte a las demandas de desalación. Para llevar a cabo este propósito, en el primer capítulo se estudiarán los diferentes sistemas de desalación de agua de mar mediante Procesos Térmicos y por Procesos de Desalación por Membrana o Monofásicos, analizando las

¹ Comisión Nacional del Agua, (Marzo del 2011). *Estadísticas del agua en México, edición 2011*. (Ed. Secretaría de Medio Ambiente y Recursos Naturales).

² Fuentes Días, Manuel; Ramírez González, Antonio, Septiembre/Octubre 2010. *Desalación de agua: Una alternativa para resolver la demanda de agua potable en el sur de la República Mexicana*. Agua latinoamericana.

³ Los diferentes tipos de desalación que requieren este tipo de sistemas son los denominados sistemas de desalación térmica por flasheo. Para el caso de sistemas como ósmosis inversa, química, solar, no es requerido este tipo de sistemas.



características más importantes y su aplicación a nivel mundial. Se hablará de los sistemas de pulverización y de los diferentes métodos que existen en la industria, haciendo énfasis en los pulverizadores del tipo hidráulico, las ventajas que presenta en la atomización de líquidos y sus principales aplicaciones a nivel industrial.

En el segundo capítulo, se hablará de la importancia del uso de la energía geotérmica como energía limpia y sustituta de recursos con alto impacto ambiental, por ejemplo, la quema de hidrocarburos. Se enfatizarán las principales aplicaciones de forma directa de la geotermia, así como la importancia en la generación de energía eléctrica. En la parte del aprovechamiento directo de los recursos geotérmicos, se expondrá la aplicación para la desalación de agua de mar (prototipo DMG). Se mencionará la clasificación de los recursos geotérmicos, así como las zonas geográficas en las cuales existe un potencial energético aprovechable. Se hablará, con una visión general, del panorama que tiene México respecto al uso de este recurso, sus principales yacimientos energéticos y las características de las principales plantas geotérmicas.

En el tercer capítulo se expondrán las ecuaciones y parámetros de diseño a considerar en la propuesta del sistema de aspersión. Se realizará una breve descripción de los pulverizadores hidráulicos y se hará un análisis de los datos de entrada de cada una de las cámaras, haciendo énfasis en las propiedades termodinámicas del agua de mar.

En el cuarto capítulo se analizarán los arreglos de aspersión propuestos para la pulverización del fluido de trabajo, sus características y las condiciones de operación con base en la investigación del Capítulo 3, analizando que los parámetros de diseño sean los adecuados para el proceso de desalación.

En el quinto capítulo, con base en los resultados obtenidos del capítulo anterior, se re-diseñará el modelo mejor evaluado para ajustarlo a las condiciones de operación de la DMG. Se propondrán cambios en los materiales para minimizar los impactos corrosivos y abrasivos. Los nuevos sistemas de aspersión incluirán simulaciones CFD en computadora para determinar las condiciones de operación que permitan aumentar la eficiencia del equipo durante el proceso. A su vez, se presentarán los re-diseños de las boquillas en modelos tridimensionales y los resultados de sus pruebas correspondientes.

Finalmente, se darán a conocer las conclusiones del presente trabajo, particularmente la comparación entre los resultados esperados y los obtenidos. Se hará un análisis detallado sobre los datos arrojados de las pruebas CFD, los parámetros de operación y la eficiencia que se obtuvo de implementar el prototipo final en el sistema de aspersión de la Desaladora Modular Geotérmica.



1 ANTECEDENTES.

En el presente capítulo se expondrá la distribución de los recursos hídricos presentes en México, y los graves problemas que hay presentes. Se dará un breve resumen de los métodos de desalación más relevantes y de mayor uso en la industria. Se expondrán los parámetros de funcionamiento y las limitaciones que cada proceso conlleva.

Por último, se hablará de los elementos principales en el proceso de desalación térmico, los pulverizadores, haciendo énfasis en los del tipo hidráulico, mencionando sus características y los elementos principales que lo conforman.

1.1 RECURSOS HÍDRICOS.

1.1.1 DISTRIBUCIÓN DE RECURSOS HÍDRICOS A NIVEL MUNDIAL.

El grave problema sobre los usos propios del agua es la falta de conciencia sobre el cuidado de la misma. Las comisiones reguladoras que abastecen el agua han comenzado a tomar medidas más drásticas sobre su mantenimiento y distribución, debido al aumento de la población en las últimas décadas y al abuso inconsciente de este producto. Tan sólo en 1950, la población mundial era alrededor de los 2,529 millones de personas, y en 2010, aumentó a 6,909 millones de personas. Se estima que para el 2050, la población mundial será de 9,150 millones de personas⁴.

Aunque se ha tenido éxito en la aplicación de dichas normas, el logro ha sido parcial. La disponibilidad del agua en el mundo es de 1,386 millones de km³, al agua salada le corresponden el 97.5%, mientras que el agua dulce sólo representa el 2.5%⁵.

De dicho porcentaje, aproximadamente el 70% no es consumible debido a que se encuentra en forma de glaciares, hielo o nieve. Un 29% de agua dulce se encuentra en mantos acuíferos subterráneos. Del 1% de agua disponible, la mayor parte se encuentra en ríos, lagos, la humedad del suelo, plantas, en el ambiente y depósitos subterráneos poco profundos, cuya constante renovación es producida por filtración del agua proveniente de la precipitación pluvial.

Aunque el aumento de la población es un grave problema para el abastecimiento del agua, no es el único factor que se tiene que considerar. El problema del abastecimiento y escases del agua dulce se debe principalmente a los siguientes motivos:

- El número de industrias está aumentando, por lo tanto, las emisiones de CO₂ son mayores.
- La demanda de agua en los productos de agricultura y de ganado.
- La calidad del agua obtenida por precipitación pluvial está disminuyendo.
- Generación de energía hidroeléctrica.

En la FIGURA 1.1 se muestra el diagrama de distribución mundial del agua, es notable la cantidad de agua salada en el planeta en comparación con la poca cantidad de agua dulce accesible y consumible por el ser humano.

⁴ UNDESA. *World Population Prospects: The 2008 Revision. Medium fertility variant, 2010-2050*. Consultado en: <http://esa.un.org/unpd/wpp2008/index.html> (15/07/2010).

⁵ *Estadísticas del agua en México*, edición 2011.

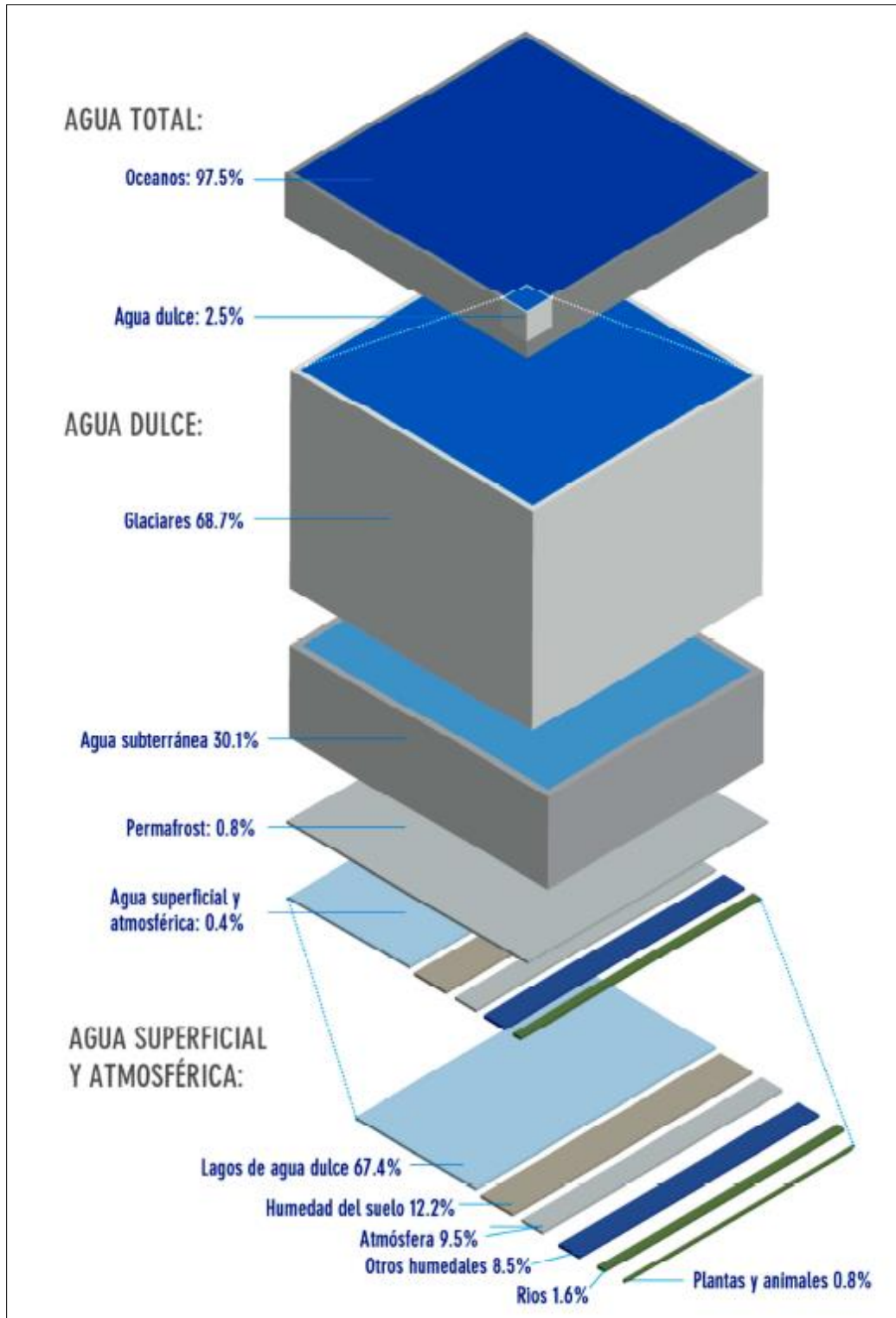


FIGURA 1.1 Distribución global del agua en el mundo. (Fuente: Revista Aqua Vitae, Año 6, 2010 Número 12. Disponible en: www.aquavitae.com).



1.1.2 DISTRIBUCIÓN DE RECURSOS EN MÉXICO.

México es el décimo país más poblado del mundo con 107 millones de personas, con una extensión territorial de 1,972.5 millones de km². Su organización política es de República Federal y está conformado por 2,348 municipios ubicados en 31 estados y un Distrito Federal⁶.

La superficie del territorio mexicano está conformado por un 52% de terreno árido y semiárido, el 13% es trópico seco, 20% templado y 15% trópico húmedo. Por obvias razones, esta desigualdad genera un desequilibrio hidráulico en México y la demanda en ciertas regiones del país es mayor. Por ejemplo, la disponibilidad media anual en el país es de 471,891 millones de m³, en el altiplano y la mesa del norte habita el 60% de la población y sólo se cuenta con el 12% del agua⁷.

Por medio de la precipitación pluvial, México obtiene una gran cantidad de agua dulce, además recibe de Estados Unidos y Guatemala aproximadamente 1500 m³/s y envía a Estados Unidos cerca de 14 [m³/s] con base en el Tratado Internacional de Agua de 1944. Un 77% del agua se utiliza en la agricultura, 14% para abastecimiento público, 5% para generación de energía en plantas termoeléctricas y 4% para la industria autoabastecida. Sin embargo, existen dos grandes problemas que limitan el aprovechamiento del agua en el territorio mexicano:

- La distribución temporal de lluvias, que por lo regular ocurre de Junio a Septiembre (durante el verano).
- La distribución espacial de la precipitación, que en ciertas regiones cae una mayor cantidad, como es el caso de Tabasco, en contraste se tiene como ejemplo al estado de Baja California Sur (2,095 mm vs.160 mm).

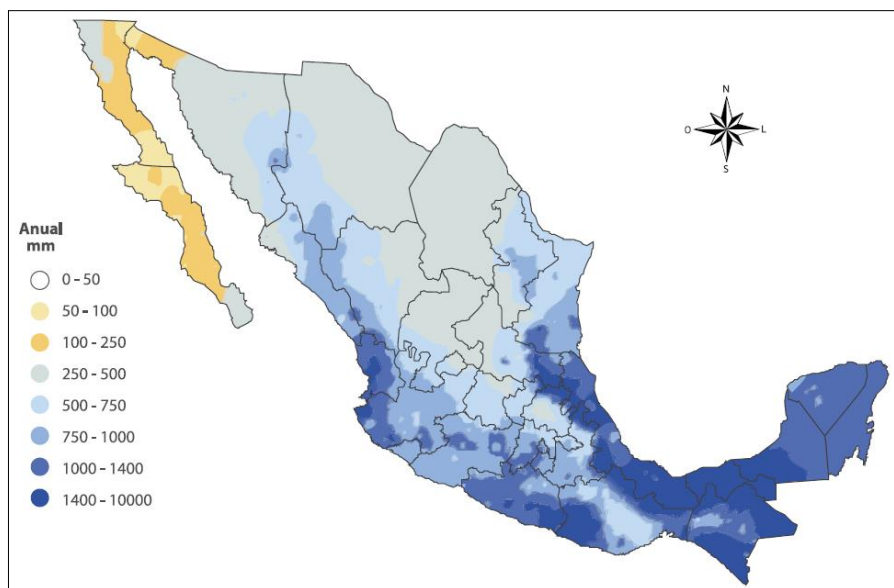


FIGURA 1.2 Distribución de la precipitación pluvial. (Fuente CONAGUA 2008).

⁶ Foro Consultivo Científico y Tecnológico, AC (2012). *Diagnóstico del agua en las Américas*. IANAS.

⁷ Fuentes D., Santacruz, C., Gómez R., Martínez E. (2006) *Desalinización de agua mediante el uso de energías no convencionales para su aplicación en comunidades rurales 3ª. Parte*. Instituto Mexicano de Tecnología del agua.



La obtención de agua dulce por mantos subterráneos cubre un 50% de la demanda de la industria, el suministro del 70% de las ciudades y la mayor parte de la población rural. Sin embargo, en el 2006, se registraron 104 acuíferos sobreexplotados, afectando a los estados del centro y norte de la república mexicana, en particular en la cuenca del río Lerma (Guanajuato y Querétaro); en la región de La Laguna (Coahuila-Durango); en la península de Baja California; en Aguascalientes, Chihuahua, Sonora y el Valle de México. En la FIGURA 1.3 se muestra la intensidad del uso del agua subterránea y acuíferos sobreexplotados, causados principalmente por la falta de información pública, regulación en la extracción de pozos y falta de programas prácticos para el control de sobreexplotación.

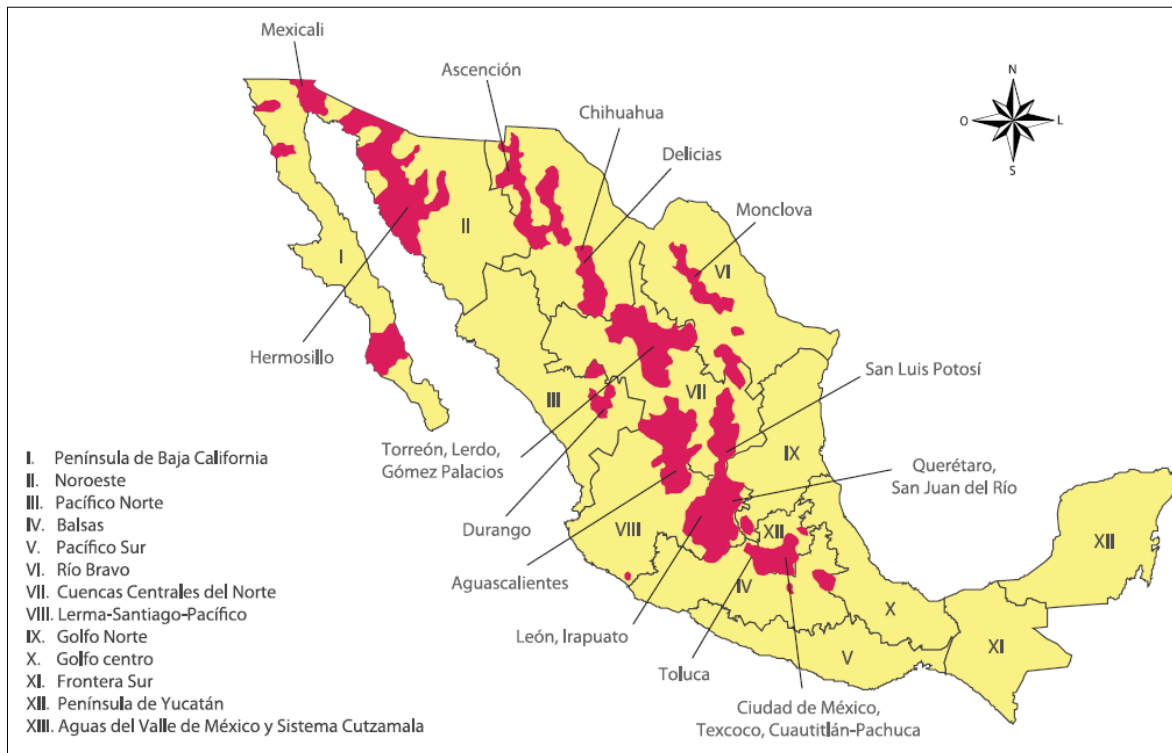


FIGURA 1.3 Intensidad del uso del agua subterránea y acuíferos sobreexplotados. (Fuente CONAGUA 2008).

En México existen 3,190 localidades urbanas, con poco más de 2,500 habitantes. Hay en existencia 11 ciudades con más de un millón de habitantes, y estas ciudades cuentan con más posibilidades de obtener ingresos económicos para la obtención de agua, o bien, la influencia política les permite acceder a financiamientos de estructuras de grandes dimensiones.

La cobertura nacional de agua potable en 2005 era de 89.2%, la urbana de 94.3% y la rural de 76.8% (CONAGUA 2005). Además, menos del 40% de las aguas residuales reciben tratamiento, afectando su calidad.

El abastecimiento de agua potable se concentra en su extracción, el número de mantos acuíferos se ha triplicado en los últimos 30 años, lo cual amenaza la sustentabilidad del país, donde la economía radica en las actividades urbano-industriales (Sandoval, 2010).



1.2 ANTECEDENTES HISTÓRICOS SOBRE LA DESALACIÓN DEL AGUA DE MAR.

La idea o concepto de desalar el agua de mar es conocido desde épocas antiguas. Tales de Mileto (624-547 a.C.) y Demócrito (460-370 a.C.) conceptualizaron que el agua dulce es obtenida por medio de un proceso denominado “Filtración del agua de mar a través de la tierra”. Más tarde Aristóteles (384-322 a.C.) escribe sobre la naturaleza y las propiedades del agua de mar, así como el método de desalación. En Caria, Alejandro de Afrodisias (193-217 d.C.) al comentar la Meteorológica de Aristóteles describe el proceso de destilación como la obtención de agua dulce a partir del fluido marino, método utilizado por marinos griegos del siglo IV a.C.⁸

En la Edad Media, el autor John Gaddesden (1280-1361) describe cuatro métodos para la desalación del agua de mar en su obra “Rosa Medicinae”. Un siglo después, Andrés Laguna (1499-1560), médico personal del rey Carlos I, en sus comentarios sobre la materia médica de Dioscórides, menciona diferentes métodos de desalinización. En la misma época, Giovan Battista Della (1535-1615) publica en 1589 la segunda edición de “Magiae naturalis”, en donde el último tomo describe los métodos conocidos de la época sobre la obtención de agua dulce a partir de agua salina. Giovan tiene el gran mérito de comprobar experimentalmente algunos de sus estudios críticos.

Los métodos de desalación denominados naturales como lo son la evaporación solar, la destilación y la congelación, comenzaron a utilizarse a principios del siglo XIX. En 1884, la destilación tuvo un primer impulso cuando James Weir creó una planta de evaporación que utilizaba destilación de tubos sumergidos⁹. A partir de los años 60’s del siglo XX, comienza una revolución sobre las tecnologías de desalinización en el Medio Oriente, donde la búsqueda del mejoramiento y el abaratamiento de los procesos da un aumento en las capacidades de obtención de agua destilada en plantas desalinizadoras de aquella zona, que sirvió de batuta para que las demás naciones comenzaran a desarrollar nuevos avances.

1.3 PROCESOS DE DESALACIÓN.

Los procesos de desalación se dividen en 2 ramas importantes, los primeros llamados Cambio de Fase o Procesos Térmicos, y los segundos denominados Monofásicos o de Membrana:

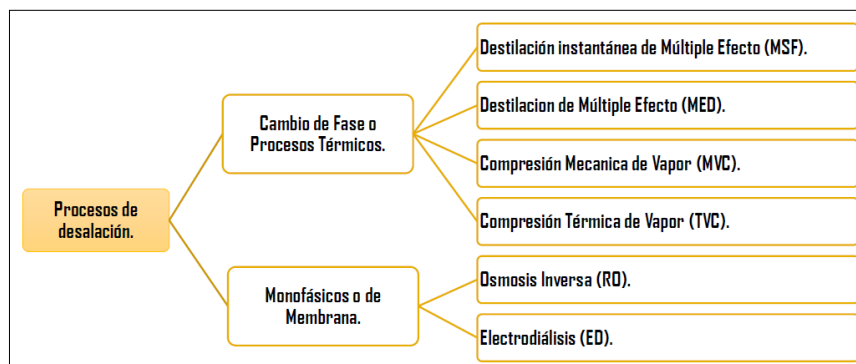


FIGURA 1.4 Esquema del proceso MED (Fuente: Grupo iiDEA, 2012).

⁸ Silva, R., 2012. *Mejoramiento de la calidad de aguas salinas y salobres mediante un sistema de evapotranspiración y destilación solar*. Tesis de doctorado. Universidad Nacional Autónoma de México.

⁹ Zúñiga, S. 2004. *La desalinización: Una opción a tener en cuenta*. <http://www.cubasolar.cu/biblioteca/Energia/Energia26/HTML/articulo04.htm>



1.3.1 TECNOLOGÍAS DE DESALACIÓN POR CAMBIO DE FASE O PROCESOS TÉRMICOS.

Son aquellas tecnologías en las que se busca evaporar el agua de mar para la remoción de las sales, a partir de una fuente de calor, la cual puede ser la liberación de energía en la quema de algún combustible fósil, una fuente geotérmica, o remanentes de vapor de procesos industriales, entre otras. A continuación se da una descripción de los procesos de desalación térmica por “flasheo” más relevantes y de mayor uso dentro de la industria.

1.3.1.1 DESTILACIÓN POR EFECTO MÚLTIPLE (MED)

El proceso se lleva a cabo mediante un conjunto de cámaras, como el recurso es un remanente energético (la temperatura no es muy alta) se mantienen las cámaras a una presión de vacío para disminuir así la temperatura de saturación y poder garantizar la evaporación del agua de mar.

El proceso se inicia con el fluido marino almacenado en un recipiente o tanque, que se introduce inicialmente en la Cámara de Condensado, que en su interior contiene dos diferentes tipos de fluidos: el agua de mar y el vapor proveniente de la última cámara (Ver FIGURA 1.5). El agua de mar obtiene parte de la energía del vapor y este al ceder energía se condensa. El fluido marino en su salida del Condensador se introduce a cada una de las Cámaras.

En la Primera Cámara se tiene un fluido de aporte térmico que cede parte de su energía al fluido marino que es rociado en forma de gotas, ocasionando la evaporación de una parte de este recurso, y otra cantidad, por gravedad, se ubicará en el fondo como Salmuera. La Salmuera de este primer paso pasa a la segunda cámara, con la finalidad de obtener una evaporación súbita o “flasheo” debido al cambio de presión entre las cámaras (La presión de la Segunda Cámara es menor que la Primera) y con este efecto, hacer más eficiente el proceso.

El vapor generado pasa a una Segunda Cámara, el cual tiene la misma función que el fluido con aporte térmico de la Primera Cámara. El vapor cede parte de su energía al fluido marino, evaporando parte de este. El objetivo de este segundo paso es que el vapor proveniente de la primera cámara se condense obteniendo el fluido destilado, y además, se genere un nuevo vapor. La salmuera generada se mezcla con la salmuera del paso anterior, por lo que este nuevo fluido pasa a un tercer paso, que al igual que el proceso anterior, la finalidad es obtener un “flasheo” por el cambio de presión entre las cámaras (la presión de la tercer cámara es menor que la segunda).

Para la Tercera Cámara se tiene la misma función que el efecto anterior. El vapor generado en la cámara anterior (Segunda Cámara) pasa a la Tercera Cámara y cede su energía al fluido marino rociado. El vapor del proceso anterior se condensa, obteniendo el producto destilado y el nuevo vapor generado pasa al Condensador o Cámara de pre-calentado. La salmuera de los procesos anteriores se mezcla con la salmuera generada en este nuevo paso, y se rechaza la salmuera total a un depósito de almacenamiento.

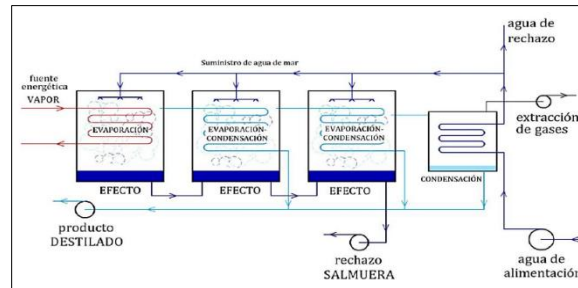


FIGURA 1.5 Esquema del proceso MED (Fuente: Grupo iIDEA, 2012).

1.3.1.2 DESTILACIÓN INSTANTÁNEA DE MÚLTIPLE ETAPA (MSF).

El proceso de Destilación Instantánea de Múltiple Etapa tiene la característica de poseer una serie de cámaras unidas con presiones de vacío sucesivas al igual que el método de desalación multi-etapas, con la peculiaridad de que se denomina “tipo flash” al cambio de fase tan abrupto que tiene y que a continuación se explica.

En principio, una cámara está formada por: un condensador el cual está compuesto por un conjunto de tubos que se encuentran en la parte superior; una malla deshumidificadora (demister), y el almacenador de salmuera que está ubicado en la parte inferior. Como primer paso el agua de mar pasa por conjunto de tubos en cada una de las cámaras, dependiendo del número que se tengan, hasta llegar a un Pre-calentador, el cuál eleva la temperatura del fluido hasta el punto de ebullición mediante el uso de una fuente externa de calor.

Al tener el fluido de trabajo en las condiciones adecuadas, entra en la última cámara que se encuentra a una presión menor en comparación con la presión de ebullición el fluido de trabajo, lo que ocasiona un cambio abrupto de fase y una cierta cantidad de producto se evapore (vapor destilado) y otra cantidad se vaya al fondo de la cámara (Salmuera). En su recorrido ascendente, el vapor obtenido pasa a través de una malla deshumidificadora (Demister), para posteriormente estar en contacto con la superficie de tubos del Condensador.

Esto se realiza con dos propósitos, el primero es que el vapor se condense y se obtenga el agua destilada deseada, y el segundo es transferir calor al agua de alimentación antes de entrar al Pre-calentador para que el intercambio de energía sea menor. Respecto al fluido alojado en la parte inferior, se guía a la siguiente Cámara que se encuentra a una presión menor que la Cámara anterior, obteniendo así el “flasheo”, siguiendo el mismo procedimiento que la Cámara anterior, Todos estos pasos están presentes hasta la primera Cámara, que es la misma donde el agua de alimentación se bombea. Al final del procedimiento, el agua destilada y la salmuera se depositan en sus respectivos recipientes de almacenamiento.

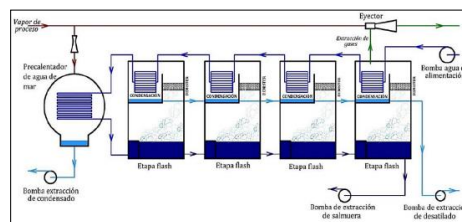


FIGURA 1.6 Diagrama de flujo del sistema MSF (Fuente: Grupo iIDEA, 2012).

1.3.1.3 DESTILACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR (MVC).

En este proceso, el agua de mar se bombea hasta la parte superior de la Cámara de Desalación y entra a un sistema de aspersión que rocía el fluido a la superficie de tubos, a la cual se le denomina Evaporador. Dentro de esta matriz tubular, se encuentra vapor comprimido que cede parte de su energía al agua de mar, que hace que parte de este fluido se evapore y cierta cantidad se convierta en salmuera, que posteriormente se extrae de la cámara a un depósito de almacenamiento. El vapor obtenido continúa su recorrido hasta un compresor mecánico o turbocompresor, con la finalidad de comprimir el fluido y aumentar su temperatura. La mayoría de las cámaras MVC, cuentan con mallas separadores de humedad (Demisters), esto con el fin de que el único fluido que entre al compresor sea el vapor y así se eviten daños al equipo.

A la salida del compresor, el vapor pasa a través de la matriz de tubos cediendo su energía al agua rociada, que hace que el vapor se condense y de esta manera se obtenga el agua destilada.

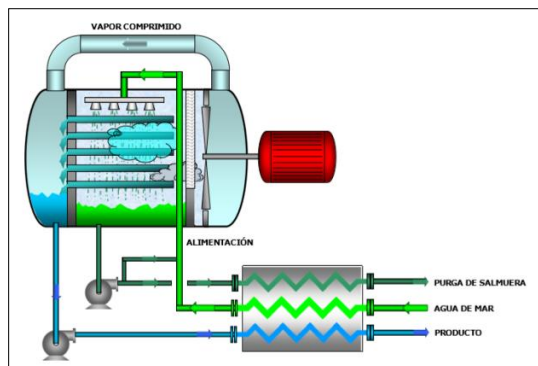


FIGURA 1.7 Esquematación de un sistema de desalación por MVC (Fuente: Ecoagua, 2009).

1.3.2 TECNOLOGÍAS DE DESALACIÓN MONOFÁSICOS O DE MEMBRANA.

Las tecnologías de Desalación Monofásicos o de Membrana tienen la función de no utilizar alguna fuente de energía para separar el agua de mar en salmuera y en agua destilada, más bien, consiste en separar las sales del agua de mar aplicando trabajo y haciéndola pasar por una membrana o malla, obteniendo agua destilada libre de sales e impurezas.

1.3.2.1 ÓSMOSIS INVERSA.

Para este proceso se debe especificar que la presión osmótica es aquella que se debe ejercer a una solución para impedir el paso del solvente, siempre que se encuentren dos sustancias distintas separadas por una membrana semipermeable. Cuando se tiene agua de mar por un lado y agua dulce por el otro (Ver el esquema 3 de la FIGURA 1.8), la presión osmótica se ejerce sobre la solución (agua dulce) para impedir el paso del solvente (agua de mar) y de este modo se encuentran ambos fluidos en equilibrio. La presión osmótica es proporcional a la cantidad de sal, una aproximación para la presión osmótica es que 100 ppm de sólidos totales disueltos (TDS) generan 1 PSI de presión osmótica¹⁰.

¹⁰ Bueche Frederick J. (1990). *Fundamentos de Física tomo I, tercera edición*. México, Editorial McGraw Hill.

Para la desalinización del agua del mar y teniendo en cuenta el concepto de presión osmótica, se debe aplicar cierta presión sobre el agua de mar (Ver esquema 4 de la FIGURA 1.8). Esto se hace con el fin de que el solvente pase a través de la malla semipermeable y en ella se queden los residuos de sal e impurezas, obteniendo de esta manera el producto. La ventaja que se tiene en la aplicación de este proceso de desalación es que no se requiere energía térmica como en los procesos anteriores, sólo es necesario aplicar energía mecánica.

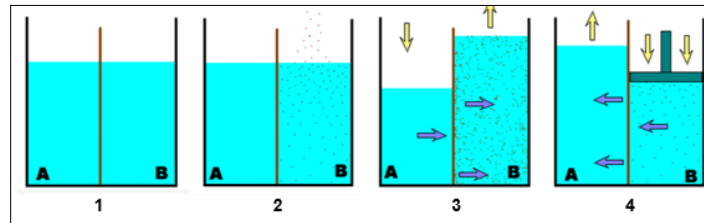


FIGURA 1.8 Esquematación de un sistema de desalación por Ósmosis Inversa (Fuente: Tecnología de Membranas de Aplicación Industrial).

1.3.2.2 ELECTRODIÁLISIS.

Es un sistema de Desalación por Membrana y sin cambio de fase. Para este proceso se hace inducir un voltaje o potencial eléctrico para conducir las sales disueltas a través de una membrana, lo que hace que las sales disueltas tengan sus cargas neutralizadas. Al hacer circular por ella una corriente eléctrica por medio de electrodos, los iones cargados positivamente (cationes) se mueven hacia el electrodo negativo, y por ende, los iones cargados negativamente (aniones) se desplazan hacia el electrodo positivo. Si ambos electrodos se colocan a los extremos de un recipiente y en el centro se tiene la membrana semi-permeable, se consigue una división en dos flujos soluciones, una destilada y la otra concentrada.

Los procesos de Desalación Monofásica o de Membrana anteriormente descritos, necesitan de un pre-tratamiento para alargar la vida útil de la membrana, y es necesario resaltar que este método está indicado para la separación de aguas salobres¹¹.

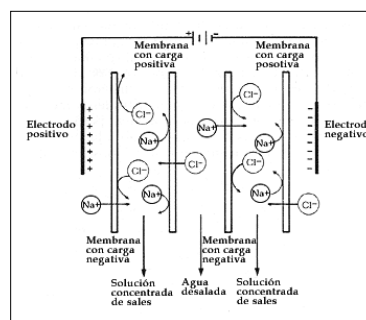


FIGURA 1.9 Esquema del sistema de desalación por electrodiálisis (Fuente: Técnicas de separación por membrana, <http://bibliotecadigital.ilce.edu.mx>).

Existen otros métodos menos utilizados pero que son de gran relevancia como son: destilación solar, humidificación – des-humidificación, congelación, micro-filtración, ultrafiltración, entre otros.

¹¹ El agua salobre es aquella que contiene mayor número de sales disueltas que el agua dulce pero no mayor que el agua de mar.



1.3.3 COMPARACIÓN ENTRE LAS TECNOLOGÍAS DE DESALACIÓN POR MEMBRANA O MONOFÁSICOS Y LAS TECNOLOGÍAS DE DESALACIÓN POR CAMBIO DE FASE O PROCESOS TÉRMICOS.

Haciendo un análisis comparativo entre las tecnologías de desalación por membrana o monofásicos y las tecnologías de desalación por cambio de fase o procesos térmicos, se observa que cada método presenta ventajas. Por ejemplo, el fluido de trabajo para los métodos de desalación por membrana o monofásicos necesita de un pre-tratamiento más minucioso antes de estar en contacto con la membrana, en otras palabras, se necesita que el fluido entrante tenga una mejor calidad (menos sales). Otro punto a mencionar es que las membranas tienen una limitada resistencia a altas temperaturas, lo cual genera desventaja respecto con los procesos térmicos.

Sin embargo, las tecnologías de desalación por cambio de fase requieren de un mayor uso de energía entrante, ya que es necesario cambiar el estado de la materia del fluido en cuestión (evaporación) para después condensarlo y así poder obtener agua destilada, cuestión que no sucede con los métodos de desalación por membrana, donde la obtención de agua sin sales ocurre en un solo estado de la materia, de ahí su nombre (Membrana o Monofásicos).

Otro punto importante son los costos de desalación que cada proceso conlleva al momento de su aplicación, sin embargo, este factor depende de la capacidad de la planta así como una relación directa entre la inversión, costos iniciales y el tiempo de amortización en función del consumo energético y de la mano de obra de los trabajadores.

A continuación se muestra un cuadro comparativo de los procesos de desalación más comunes, y se mencionan algunos factores que se deben tomar en cuenta al momento de escoger alguna tecnología en particular. Cabe mencionar que todas las tecnologías de desalación tienen ciertas particularidades que las hacen ser procesos altamente rentables, todo depende de la región, recursos y costos iniciales al momento de decidir que método es el más adecuado.

TABLA 1.1 Cuadro comparativo de los procesos de Desalación¹².

Método	Proceso	Tipo energía	Separación	Tipo agua	Pretratamiento
Destilación Multiefecto MED	Evaporación	Térmica	Agua de sales	Marina	No
Destilación Multietapa MSF	Evaporación	Térmica	Agua de sales	Marina	No
Compresión vapor CV	Evaporación	Mecánica	Agua de sales	Marina	No
Osmosis Inversa OI	Filtración	Mecánica	Agua de sales	Marina-Salobre	Si
Electrodialisis ED	Filtración	Eléctrica	Sales de agua	Salobre	Si
Método	Capacidad de producción (m ³ día ⁻¹)	Calidad agua desalada (ppm)	Consumo energético específico (kJ kg ⁻¹)	T (°C) trabajo	Número etapas
MED	Media (< 20.000)	Alta (< 50)	Alto-Medio (150-200)	70	15
MSF	Alta (> 50.000)	Alta (< 50)	Alto (<200)	115-120	40
CV	Baja (< 5.000)	Alta (< 50)	Medio (100-150)	70	3
OI	Alta (> 50.000)	Media (300-500)	Bajo (<80)	-	-
ED	Media (< 30.000)	Media (<300)	Bajo (<30)	-	-

¹² Cámara, Z., Melián, N. *Las técnicas de desalación y sus costes*. Universidad Miguel Hernández Escuela Politécnica Superior de Orihuela.



1.4 PANORAMA MUNDIAL DE LAS TECNOLOGÍAS DE DESALACIÓN.

Arabia Saudita ocupa el primer lugar en capacidad instalada, seguido de USA, Qatar, Kuwait, España y Japón. México, contiene grandes reservas de agua de mar y puede aumentar notoriamente su capacidad en los próximos 50 años.

Hay que resaltar que en la mayoría de los países, el sistema de desalación más utilizado es el MSF (Multi-stage Flash Evaporation), sin embargo, el método por Ósmosis inversa (RO, Reverse Osmosis por sus siglas en inglés) ha aumentado la cantidad de plantas instaladas en el Medio Oriente, España y resto del mundo¹³.

En la FIGURA 1.10 se observa el panorama mundial de desalación, los principales sistemas que se utilizan y la ubicación de México a nivel global.

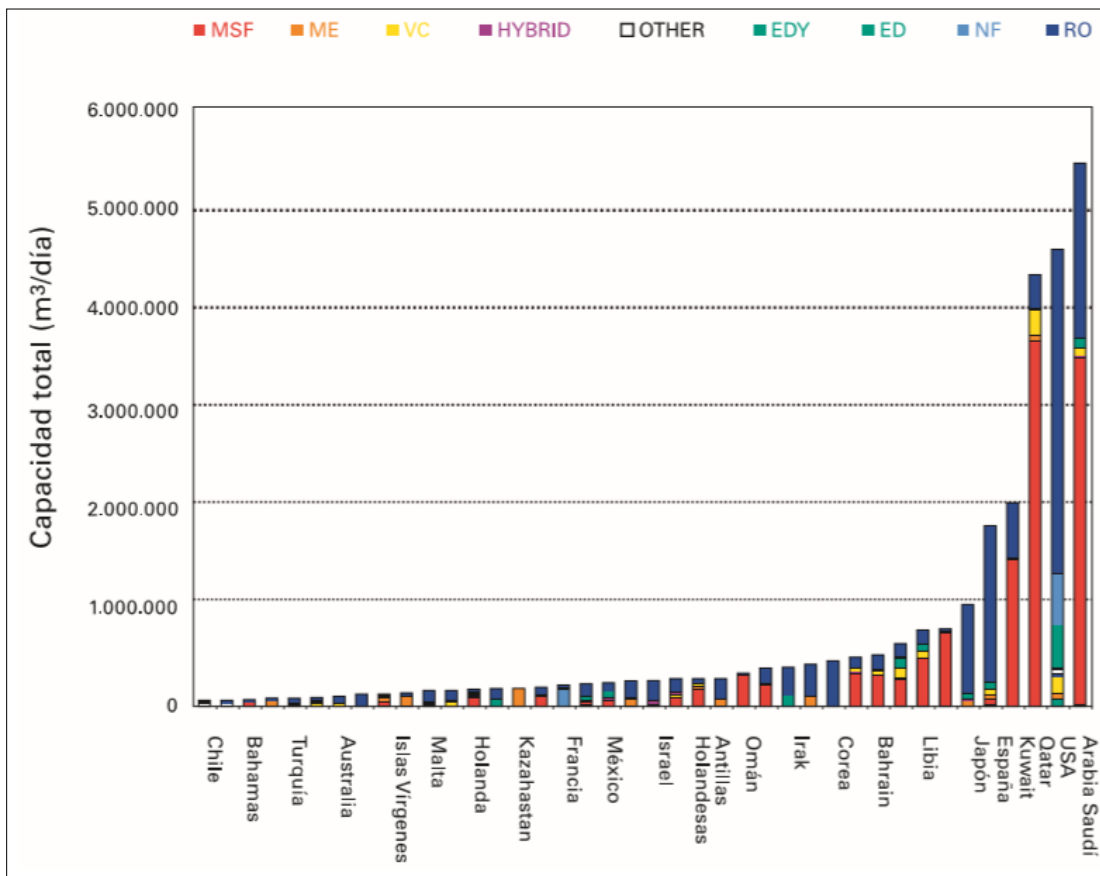


FIGURA 1.10 Gráfica comparativa sobre los métodos de desalación en el mundo (Fuente: IDA Desalting plant inventory /Wagnick).

¹³ Albaina U., Junio 2017. *Tecnologías sostenibles sobre la gestión del agua: La desalación. Estudio del caso en la zona costera del Mediterráneo.* Ingeniería Técnica Electrónica. Escuela Universitaria de Ingeniería.

1.5 DESALACIÓN EN MÉXICO.

La desalación en México tiene su inicio en 1970, cuando se pone en operación la planta termoeléctrica Benito Juárez en Rosario, Baja California, la primera en su tipo y una de las más grandes de su época, con una capacidad aproximada de 28,350 [m³/día]¹⁴.

En el transcurso de la década de los setenta, el precio del petróleo disminuye considerablemente, lo cual impulsa la instalación de Desaladoras por destilación, pero la crisis que se da en la época hace que este proceso se vuelva bastante costoso, haciendo que la producción fuera escasa. Sin embargo, entre el periodo de 1970-2000 se instalan pequeñas plantas Desaladoras en los principales complejos turísticos y uno de sus objetivos principales es la purificación de agua de red municipal para la producción de agua embotellada¹⁵.

En el 2002, México contaba con 171 plantas desalinizadoras, con una capacidad instalada de 67,500 m³/d (781 [L/s]). En el 2006 estaban registradas 435 desalinizadoras, con una capacidad instalada de 311, 400 [m³/d] (3600 [L/s]). Además, México cuenta con más de 11,000 kilómetros de litorales, alrededor del 68% de estos corresponde a las costas e islas del Océano Pacífico y Golfo de California; y el 32% a las costas, islas y cayos del Golfo de México y Mar Caribe.

La zona marítima mexicana cuenta con 500 mil kilómetros cuadrados de plataforma continental; 16 mil kilómetros cuadrados de superficie de estuarios y cerca de 12,500 [km²] de lagunas costeras. Lo anterior, junto a derechos sobre amplias zonas marítimas, le asegura a México una riqueza potencial que tienen pocos países en el mundo¹⁶.



FIGURA 1.11 Planta termoeléctrica “Presidente Juárez” en Rosarito, Baja California. Una de las plantas desalinizadoras más grandes de América. (Fuente: San Diego County Water Authority)

¹⁴ *Water Desalination Report*, Vol. VI, núm. 11, 12 de Marzo de 1970.

¹⁵ Correa, D. *El impacto Social y económico de la desalación de agua de mar*. Biblioteca Jurídica Virtual del Instituto de Investigaciones Jurídicas de la UNAM.

¹⁶ Congreso Interamericano de Ingeniería Sanitaria y Ambiental (2002). *Desalación del agua: Una alternativa para resolver la demanda de agua potable en el Sur de la República mexicana*. Cancún, México, 27 al 31 de octubre, 2002



CONCLUSIÓN DEL CAPÍTULO 1.

En este capítulo se observa que a lo largo de la historia, el ser humano se ha preocupado por el abastecimiento del agua para su propio consumo y aprovechamiento. La búsqueda de fuentes para la extracción de dicho fluido siempre ha sido base para la generación de ideas sobre la creación de nuevas tecnologías, todo esto con el fin de que este recurso perdure por muchas más generaciones.

Una de las soluciones que se ha encontrado para obtener agua potable ha sido mediante los procesos de desalación, los cuales a grandes rasgos se pueden dividir en dos ramas importantes: los llamados Cambio de Fase o Procesos Térmicos, y los denominados Monofásicos o De Membrana. Los denominados Cambio de Fase, buscan evaporar el agua de mar para la remoción de sales a partir de una fuente de calor, mientras que los de Membrana buscan separar las sales del agua de mar aplicando una presión al fluido marino, y a través de una membrana, se remueven los residuos sólidos, obteniendo agua dulce.

Además, existen una gran gama de procesos de desalación que se han implementado en la obtención de agua destilada, sin embargo, el grupo iiDEA, del Instituto de Ingeniería está desarrollando el equipo denominado Desaladora Modular Geotérmica, el cuál realiza un proceso de desalación por Cambio de Fase, implementando como fuente de calor energía geotérmica.

México tiene grandes problemas de abastecimientos de agua potable, aun contando con una gran cantidad de mantos acuíferos y manantiales, existen regiones en el país que presentan climas extremos donde la presencia de agua es escaza, en conjunto con la poca educación sobre el ahorro de este fluido ha propiciado su rápido agotamiento. Por ello, la implementación de nuevas tecnologías de desalación, aunado a un cambio en la educación de ahorro y cuidado del agua, propicia que este recurso sea perdurable.



2 GEOTERMIA.

El objetivo de este capítulo es obtener un panorama más amplio sobre el tema de la energía geotérmica, sus aplicaciones a nivel industrial, hasta su uso y transformación en diferentes tipos de energía.

Se realizará un análisis de la situación mundial sobre el uso del recurso geotérmico así como sus principales aplicaciones, realizando un enfoque en la utilización de energía geotérmica en México, donde existe un gran potencial de este remanente.

2.1 ENERGÍA GEOTÉRMICA.

La Geotermia es un término de origen griego que proviene de dos vocablos, *geos* que significa Tierra, y *thermos* que significa calor. Por ende, la palabra *geotermia* se refiere al calor de la Tierra, o bien, al estudio de la energía de la Tierra y a los fenómenos internos. Esta ciencia busca aprovechar el remanente energético en procesos industriales para la obtención de servicios que faciliten las acciones cotidianas.

Este tipo de energía ha estado presente desde antes que los seres vivos tuvieran presencia en el planeta. Desde el momento en que los hombres presenciaron los fenómenos naturales tales como las erupciones volcánicas, supieron que en el fondo de la Tierra se encontraba una forma de energía de gran poder y de cantidad inmensurable. Sin embargo, su aprovechamiento sólo era posible a través de procesos naturales, donde las acumulaciones de agua que se encontraban por debajo de la capa terrestre estaban en contacto con flujos magmáticos, propiciando que la temperatura y presión se elevaran rápidamente, saliendo expulsados hacia el exterior.

Esta energía ha sido motivo de grandes catástrofes a lo largo de la historia universal, apenas los estudios geológicos estaban surgiendo y no se tenía un pleno conocimiento científico sobre estos principios, casos como el Vesubio devastando Pompeya, o el Xictli (Xitle) cubriendo gran parte del Sur de la Ciudad de México¹⁷.

En pleno siglo XXI la tecnología y la ciencia han crecido de forma abrupta, los estudios de la superficie terrestre han dado paso a que el hombre pueda aprovechar este tipo de energía para producir energía eléctrica, o transformarla en energía útil y aprovechable para el ser humano.

Diversos factores son los primordiales para poder determinar el origen del calor interno¹⁸:

- Desintegración de isótopos radioactivos presentes en la corteza y en el manto, principalmente Uranio 235, Uranio 238, Torio 282 y Potasio 40.
- Calor inicial que se liberó durante la formación del planeta hace 4,500 millones de años.
- Movimientos diferenciales entre las diferentes capas que constituyen la Tierra, principalmente el Manto y el Núcleo.

¹⁷ Lugo H., 1996. *La superficie de la Tierra, un vistazo a un mundo cambiante*. México, D.F. Fondo de Cultura Económica, S. A. de C. V.

¹⁸ *Guía de la Energía Geotérmica*. Dirección General de Industria, Energía y Minas. Comunidad de Madrid.



2.2 ESTRUCTURA DE LA TIERRA.

Como consecuencia del proceso de migración de materiales en el origen de la Tierra, se sustenta que el planeta está constituido por una serie de capas concéntricas, con espesor más o menos constante en el centro. Esta estratificación se puede observar tanto en su composición química como en sus propiedades mecánicas. Por lo tanto, a partir de su composición química o modelo estático, distinguimos la Corteza, el Manto y el Núcleo, y por medio de sus propiedades mecánicas o modelo dinámico podemos destacar la Litósfera, la Astenósfera, la Mesósfera y el Núcleo.

2.2.1 EL MODELO GEOQUÍMICO.

Este modelo busca determinar la composición del interior de la Tierra, considera que un porcentaje de la masa total está compuesta por un número reducido de elementos químicos, estos interactúan entre sí para poder combinarse en distintos minerales y así distribuirse en el interior de la Tierra para formar tres capas: la Corteza, el Manto y el Núcleo. Estos elementos son el Hierro (34.6%), Oxígeno (29.2%), Silicio (15.2%) y Magnesio (15.2%)¹⁹.

2.2.1.1 CORTEZA.

Tiene un grosor de 3 a 70 km, formada por elementos ligeros principalmente Oxígeno y Silicio. Se considera una capa poco compacta, separada del manto por la discontinuidad de Mohorovich²⁰.

2.2.1.2 MANTO.

Se extiende hasta los 2,900 km, formada por elementos más pesados, sobre todo Silicio y Magnesio. Los materiales presentes en esta capa se encuentran compactados por la presión que hay en ella. El Manto se encuentra separada del núcleo por la discontinuidad de Gutenberg²¹.

2.2.1.3 NÚCLEO.

Ocupa el centro de la Tierra y está formada principalmente por metales, como el Hierro y algunos elementos más ligeros como el Azufre y el Silicio. La capa que se encuentra entre el núcleo externo y el núcleo interno se le denomina discontinuidad de Lehman.

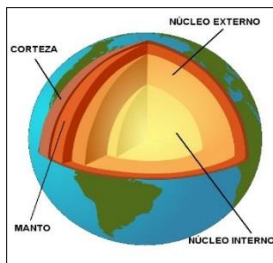


FIGURA 2.1 Modelo Geoquímico de la Tierra. (Fuente: Creative Commons)

¹⁹ Alberto, J. A., Arce, G. A., Gomez, C. V. *La Tierra: Origen y Constitución*. Resúmenes. Revista Geográfica Digital. IGUNNE. Facultad de Humanidades. UNNE. Año 10. N°19. Enero –Junio 2013. Resistencia, Chaco. En: <http://hum.unne.edu.ar/revistas/geoweb/default.htm>

²⁰ También denominada *Moho*, es una zona de transición entre la capa de la Corteza y el Manto terrestre.

²¹ Es la zona que se encuentra entre el Manto Terrestre y el Núcleo Superior.

2.2.2 EL MODELO DINÁMICO.

En el estudio de la Termodinámica existen dos variables que afectan al comportamiento mecánico y al estado físico-químico del interior de la Tierra, la presión y la temperatura. El modelo dinámico expone capas que componen el globo terrestre y que explican las discontinuidades que los estudios sísmicos arrojan. Por ello, este modelo está conformado por las siguientes capas: la Litosfera, la Astenósfera, la Mesosfera y la Endosfera, formada por el núcleo externo e interno.

2.2.2.1 LITOSFERA

Tiene unos 100 km de espesor, aproximadamente, aunque puede alcanzar los 300 km bajo las zonas montañosas. Está formado principalmente por rocas rígidas y quebradizas, coincide con la corteza y con la parte rígida del manto superior.

2.2.2.2 ASTENÓSFERA.

En esta zona, debido a las altas presiones y temperaturas que se presentan, las rocas del manto se vuelven plásticas y capaces de fluir. Justo por debajo de la Litosfera, la Astenósfera presenta una fusión parcial de sus rocas (sólo presente en algunas zonas).

2.2.2.3 MESÓSFERA.

También denominado Manto Inferior, comienza a los 670 km de profundidad donde existe un cambio de fase en los minerales presentes y su composición se vuelve más densa sin variar su estructura química. En esta capa, hay presencia de roca caliente, sólida, plástica y capaz de fluir a muy bajas velocidades. La Mesósfera tiene un aspecto más viscoso que la Astenósfera.

2.2.2.4 ENDÓSFERA.

La Endosfera está formada por una capa líquida en el exterior, donde hay presencia de corrientes o flujos, y otra capa sólida en el interior y bastante más densa. Toda la información anteriormente descrita se obtiene mediante la investigación de dos de las ramas importantes de la Geología: la Sismología y la Gravimetría.

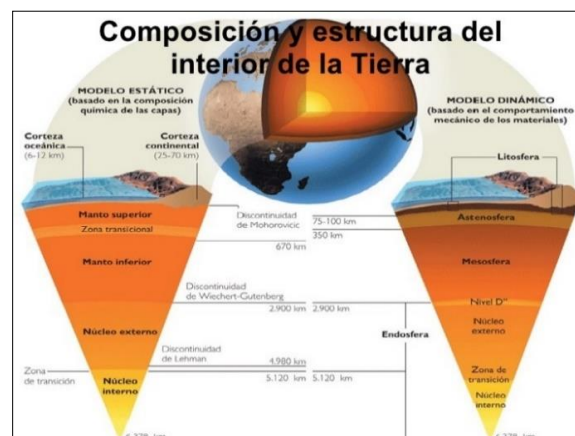


FIGURA 2.2 Esquema de los modelos Estáticos y Dinámicos del interior de la Tierra (Fuente: Revista Geográfica Digital. IGUNNE. Facultad de Humanidades. UNNE. Año 10. N°19. Enero -Junio 2013. ISSN 1668-5180 Resistencia, Chaco.

La Tierra está dividida por grandes masas de tierra denominadas placas tectónicas o áreas litosféricas, donde 6 son las principales grandes placas terrestres y en conjunto con otras de menor tamaño conforman la corteza terrestre.



Las tensiones generadas bajo la Litosfera hacen que estas placas estén en constante movimiento, lo cual provoca que colapsen entre ellas y así se generen los sismos y terremotos que se conocen. En los límites de estas masas se encuentran las principales zonas geotérmicas, teniendo como principales manifestaciones a los volcanes, aguas termales y geiseres. Toda la energía geotermal aprovechable en la actualidad es incomparable con la que se encuentra presente en el núcleo del planeta.



FIGURA 2.3 Placas Tectónicas de la Corteza Terrestre (Fuente: Instituto de Investigaciones Eléctricas (IIE), Gerencia de Geotérmica, <http://www.iie.org.mx/geotermia>)

A nivel global, la temperatura suele aumentar aproximadamente 3 [°C] cada que se profundiza 100 metros sobre la corteza terrestre, pero la energía que se encuentra en el centro de la Tierra no tiene una distribución uniforme alrededor de todo el globo, por ello, en algunas partes de la corteza puede encontrarse material entre los 100 [°C] y 200 [°C] por kilómetro, a estas zonas se les denomina Yacimientos Geotérmicos, y pueden manifestarse de diferentes maneras, ya sea en forma de emanaciones gaseosas, aguas termales, erupciones volcánicas o alguna otra esencia geotérmica.

2.3 YACIMIENTOS GEOTÉRMICOS.

Los yacimientos geotérmicos pueden ser clasificados dependiendo del contexto geológico, el nivel de temperatura, la forma de explotación y el tipo de utilización. La clasificación más convencional es de acuerdo a los niveles energéticos de los fluidos en ellos contenidos. Por este motivo, se pueden clasificar como se describe a continuación²².

2.3.1 YACIMIENTOS GEOTÉRMICOS DE ALTA TEMPERATURA.

Son aquellos yacimientos donde existe roca permeable que almacena el fluido a una alta temperatura (mayor a 150 [°C]) junto a un punto de color activo que asegura la alta temperatura. Además se encuentra presente una capa impermeable, superpuesta al almacén, que evita o minimiza el escape del fluido y la disipación de la energía hacia la superficie. Estos yacimientos se sitúan en las zonas geológicamente activas de la corteza.

2.3.2 YACIMIENTOS GEOTÉRMICOS DE MEDIA TEMPERATURA.

Son los yacimientos en los que el fluido se encuentra a temperaturas menos elevadas, entre 100 [°C] y 150 [°C], por lo tanto, la conversión vapor-electricidad se realiza con un rendimiento menor, y debe explotarse por medio de un fluido volátil. Estas fuentes son explotadas principalmente por pequeñas centrales de generación eléctrica, uso térmico en calefacción y refrigeración en sistemas urbanos.

2.3.2.1 YACIMIENTOS GEOTÉRMICOS DE BAJA TEMPERATURA.

Son aquellos en los que hay presencia de rocas permeables, a profundidades entre 1,500 [m] y 2,500 [m], con un fluido a temperaturas entre 60 [°C] y 100 [°C]. Es aprovechable en zonas más amplias, como las cuencas sedimentarias, y es debido al gradiente geotérmico.

2.3.2.2 YACIMIENTOS GEOTÉRMICOS DE MUY BAJA TEMPERATURA.

No requieren gradientes geotérmicos elevados, estructuras geológicas o condiciones hidrogeológicas particulares como los yacimientos de media y alta temperatura. La tecnología actual, a través de la bomba de calor, permite aprovechar el recurso en medios con temperaturas comprendidas entre 10 [°C] y 25 [°C].

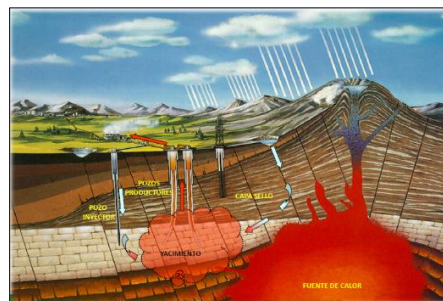


FIGURA 2.4 Modelo conceptual de un yacimiento geotérmico (Fuente: La geotermia en México: Retos y perspectivas, Comisión Federal de Electricidad).

²² Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE) y el Instituto Geológico y minero de España (IGME), Junio del 2008. *Manual de Geotermia*. Madrid.



Otra clasificación de los yacimientos geotérmicos está definida por las características geológicas del yacimiento, por lo tanto, éstos pueden clasificarse en: Sistemas hidro-térmicos, Sistemas Geo-presurizados, Sistemas de roca seca caliente²³.

2.3.2.3 SISTEMAS HIDROTÉRMICOS.

Formados por una fuente de calor a muy poca profundidad, que va de los 50 [m] a los 10 [km], garantiza un elevado flujo térmico por un largo periodo de tiempo, cubierto de roca impermeable caliente que permite la transferencia de calor a la capa de roca permeable que hay por encima de ella conteniendo agua, permitiendo la circulación de ésta cerca de la roca caliente. Sobre el acuífero se encuentra una capa de roca impermeable y algunas fallas que delimitan el yacimiento permitiendo el aporte de agua a partir de las precipitaciones.

El agua adquiere la temperatura de la fuente geotérmica en alguna de sus formas, ya sea en estado líquido, en forma de vapor o como mezcla de líquido-vapor según las condiciones de presión y temperatura del yacimiento geotérmico.

- Los sistemas donde predomina el vapor se utilizan para producir energía eléctrica en turbinas de vapor.
- Los sistemas en los que predomina el agua, a mayor o menor temperatura, pueden presentar dificultades, gases corrosivos y partículas sólidas.

2.3.2.4 SISTEMAS GEO-PRESURIZADOS.

Son muy parecidos a los Sistemas hidro-térmicos, la diferencia es que los Sistemas geo-presurizados se encuentran a una mayor profundidad, por tal motivo, el líquido se encuentra sometido a grandes presiones pudiendo alcanzar hasta 100 [atm].

En el interior de estas estructuras hay energía acumulada en tres formas: presión hidráulica, agua caliente y metano. Actualmente son sistemas no muy desarrollados, pero se espera tener un gran aprovechamiento en el futuro.

2.3.2.5 SISTEMAS DE ROCA SECA CALIENTE.

Formado por bolsas de rocas impermeables a muy alta temperatura, que van de los 250 [°C] a los 300 [°C] sin fluido portador de calor, por ello es necesario aportar agua de forma artificial para poder extraer la energía contenida en estos sistemas. Para la extracción se realizan dos perforaciones; se introduce agua fría por una de ellas y se obtiene agua caliente por la otra.

Como toda la roca es impermeable, se trata de evitar que el agua pase de un conducto a otro, ya que si la tubería se encuentra muy junta no existe mucha transferencia de calor, además de la necesidad de crear grandes superficies de transmisión de calor fracturando la roca.

²³ Convergía: Grupo de investigación de Conversión de Energía. *Energía Geotérmica*. Universidad del Valle.

2.4 BREVE HISTORIA DE LA ENERGÍA GEOTÉRMICA.

El ser humano comenzó el aprovechamiento de la energía geotérmica hace más de dos mil años, los romanos utilizaban las aguas termales de las orillas del río Danubio para la calefacción de sus baños. En Francia, en pueblos como Chaudes Aygues, Dax y Ax-les-Thermes se ha distribuido agua caliente para usos domésticos desde la edad media. En el siglo XVIII, en Hungría fueron fundados balnearios con el fin de comercializar las virtudes terapéuticas de las aguas termales²⁴.

A pesar de estos avances, la ópera prima que logró la industrialización del aprovechamiento del calor terrestre se consiguió cuando el príncipe Piero Ginori Conti promovió por primera vez la generación de energía eléctrica a partir del vapor geotérmico en Landerello, Italia, en el año de 1904. El sistema diseñado por Conti empleaba un motor recíprocante²⁵ que se hizo accionar por medio del vapor separado del agua geotérmica. Este arreglo permitía producir 15kW de potencia eléctrica en un generador de corriente directa.

Tiempo después el equipo fue reemplazado por un turbo-alternador de 250 [kW], en 1913, dando inicio a la producción de electricidad a partir de recursos geotérmicos a nivel comercial. Las localidades dedicadas a la generación de energía eléctrica a partir de una fuente geotérmica se les denomina *geo-termoeléctricas* o *centrales geotérmicas*.



FIGURA 2.5 Primer motor usado para la generación eléctrica a partir de una fuente geotérmica (Fuente: International Geothermal Association, (IGA), <http://www.geothermal-energy.org/>).

La ventaja de los campos geotérmicos de Landerello es que poseen vapor como fluido dominante, lo cual resulta de manera más fácil su manejo y explotación. Pero no todos los campos geotérmicos poseen vapor como fluido de trabajo, en algunos casos, como es el de la isla japonesa Kyushu, se construyó una planta de prueba de 30 [kW], en 1951, que estuvo en operación durante algunos años y que utilizaba líquido como fluido dominante.

Otro caso relevante se dio en Nueva Zelanda, donde se construyó la planta de Wairakei en 1958 y que contaba con una capacidad instalada de 192.6 [MW], de manera similar que la planta en la isla Kyushu, se utilizaba líquido como fluido dominante²⁶.

²⁴ Flores A., L. A., 2012. *Generación eléctrica con el ciclo Pressured Water Generation (PWG)*. Tesis de Licenciatura. Universidad Nacional Autónoma de México.

²⁵ Es aquél motor que transforma el movimiento rectilíneo (movimiento del pistón) en movimiento rotacional (movimiento del cigüeñal).

²⁶ International Energy Agency (IEA), Geothermal Implementing Agreement (GIA), <http://www.ieagia.org/documents/>



En el continente americano, la primera planta en utilizar energía geotérmica fue la de Pathé, planta que se encontraba en el estado de Hidalgo, México, en 1959. Esta planta producía 3,500 [KW]. Lamentablemente, tuvo que ser abandonada ya que el vapor de extracción no era suficiente. Más adelante, diversos países comenzaron con la exploración de sus recursos geotérmicos para la producción de electricidad, como Estados Unidos, Filipinas, entre otros.

2.5 APLICACIONES DIRECTAS DE LOS RECURSOS GEOTÉRMICOS.

En la actualidad, el uso de la energía geotérmica tiene gran relevancia y las aplicaciones implican un gran impacto en el desarrollo y bienestar humano. Uno de los elementos actuales a destacar es la generalización del uso de la bomba de calor geotérmica. Su aprovechamiento ha abierto una brecha que ha permitido utilizar este tipo de energía en cualquier lugar, tanto para calefacción como para refrigeración.

Sin embargo, los usos que se le puede dar al aprovechamiento de la energía geotérmica son diversos, y a medida que la explotación del recurso aumenta, las aplicaciones tienen una mayor importancia para el uso cotidiano. La FIGURA 2.6 muestra una gráfica donde se muestran las principales aplicaciones y la capacidad instalada para usos directos.

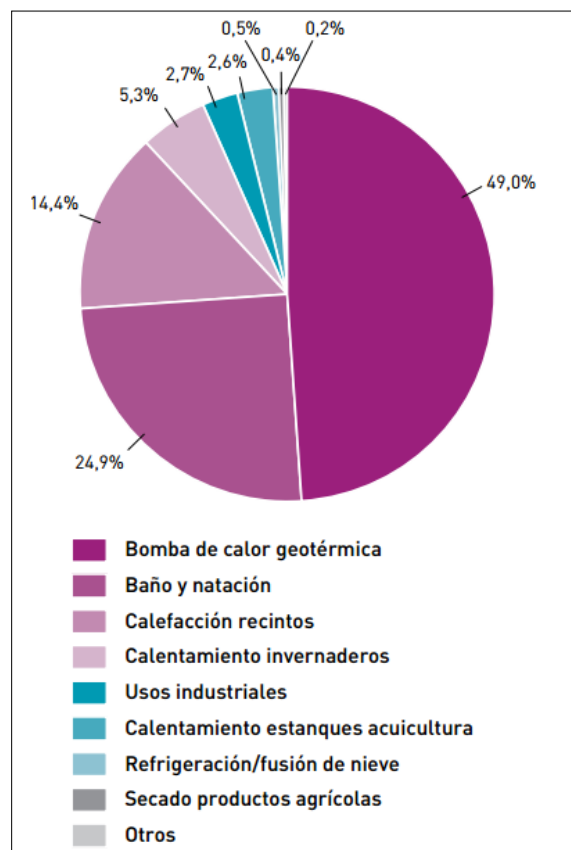


FIGURA 2.6 Energía geotérmica utilizada en usos directos en el mundo, año 2010 (Fuente: Evaluación del potencial de energía geotérmica, estudio técnico per 2011-2020).

2.6 LA GEOTERMIA EN EL MUNDO.

Una de las principales aplicaciones de la Geotermia es la generación de energía eléctrica. La situación actual demanda una mayor generación de energía a nivel mundial, y aunque el acceso al uso del potencial geotérmico en algunos países es escaso, los territorios favorecidos han desarrollado nuevos métodos para la perforación, extracción y uso del recurso, incrementando la capacidad instalada en las plantas de producción de electricidad.

En el 2010, se alcanzó una cifra de 10.175 [MWe], dando por un hecho un aumento del 19.9% (1.782 MWe) respecto al año 2005. Esto implica un incremento anual de orden de 350 [MWe] durante el periodo 2005-2010, superior a los 200 [MWe] del periodo 2000-2005, en el 2015, se estimó una capacidad instalada de 18.500 [MWe]. Teniendo esta estimación, la variación en el periodo 2010-2015 sería del 72.7% (7.785 [MWe])²⁷.

Las plantas geotermoeléctricas aprovechan el calor que se encuentra atrapado en el subsuelo para aprovecharla en la generación de energía, principalmente eléctrica. Para ello, se necesita realizar una perforación en el pozo, y extraer una mezcla del fluido (líquido y vapor). Los ciclos más comunes para la extracción del fluido geotérmico y generación de energía eléctrica se describen a continuación.

2.6.1 CICLO A CONTRAPRESIÓN.

Este ciclo es el más simple y económicamente más barato en cuanto a inversión inicial en comparación con todos los demás ciclos geotérmicos que serán descritos. El vapor del pozo, ya sea que haya pasado a través de un separador (en caso de los pozos húmedos) o bien vapor tomado directamente de la fuente (en el caso de los pozos secos) se hace pasar a través de una turbina y posteriormente se descarga hacia la atmósfera (ver FIGURA 2.7). Tales ciclos pueden consumir aproximadamente el doble de vapor para la misma presión de admisión y potencia generada que los ciclos a condensación, esto quiere decir que son necesarios un mayor número de pozos, y por ende los costos de perforación aumentan notablemente.

Principalmente se usan en yacimientos donde los gases no condensables en el vapor son elevados (más del 50%), y por lo general, se utilizan sobre los ciclos a condensación para contenidos de gases que exceden el 10%, debido a la alta energía que se requiere en la extracción de estos gases en un condensador²⁸. Es común encontrar estos ciclos como plantas pilotos, plantas de reserva y para pequeños suministros locales de pozos aislados e inclusive para cubrir las cargas máximas.

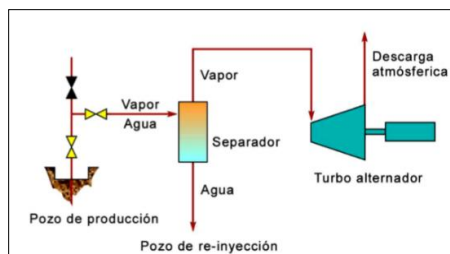


FIGURA 2.7 Esquema del ciclo a contrapresión (Fuente: M. Dickson y M. Fanelli, 2004).

²⁷ Guzman, J. S., Sanz L., Robles L. (2011) *Evaluación del potencial de la energía geotérmica. Estudio técnico PER 2011-2020*. Madrid, España. IDAE.

²⁸ H. Christopher H. Armstead. 1989. *Energía Geotérmica*. Limusa. pp230

2.6.2 CICLO A CONDENSACIÓN.

En este ciclo, la descarga de vapor no se realiza directamente a la atmósfera después del trabajo realizado por la turbina, como es el caso de los ciclos a contrapresión. En esta ocasión, el vapor de escape se hace pasar por un condensador²⁹ que está acoplado a la turbina y posteriormente a través de una torre de enfriamiento, donde parte de su masa se pierde por evaporación. El fluido con menor temperatura se re-utiliza como agua de enfriamiento en el condensador, en algunas ocasiones se llegan a utilizar condensadores superficiales, considerando que la naturaleza y concentración de los gases no condensables presentan riesgos para el medio ambiente. El uso del condensador hace que la energía extraída del fluido geotérmico sea mayor y que la eficiencia, a su vez, se incremente.

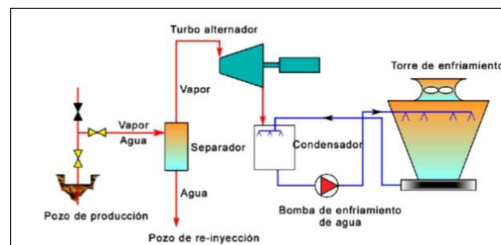


FIGURA 2.8 Esquema del ciclo a Condensación (Fuente: M. Dickson y M. Fanelli, 2004).

2.6.3 CICLO DE EVAPORACIÓN INSTANTÁNEA.

En los pozos húmedos es posible extraer una muy buena cantidad de energía adicional del agua caliente, separada previamente de la mezcla del pozo, haciéndola pasar a un recipiente de evaporación instantánea que trabaje a presión menor que aquella a la que se admite el vapor principal a la turbina. El vapor así producido puede hacerse pasar luego por las etapas de menor presión de las unidades primarias, esta configuración es la del ciclo con doble evaporación instantánea.

En teoría, puede obtenerse la máxima producción de energía del agua caliente si el recipiente de evaporación instantánea trabaja a una temperatura que sea aproximadamente el promedio de la del agua caliente recolectada y la del condensador. La fracción del agua caliente no evaporada se dirige luego a la tubería y se le da algún uso industrial o de otra índole.

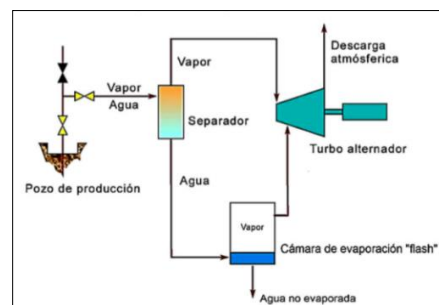


FIGURA 2.9 Ciclo de evaporación instantánea (Fuente: M. Dickson y M. Fanelli, 2004).

²⁹ Normalmente se utilizan condensadores de contacto directo, ya que no hay necesidad de recuperar el condensado para fines de alimentación.

2.6.4 CICLO DE MÚLTIPLE EVAPORACIÓN INSTANTÁNEA.

En condiciones ideales se extraería la energía máxima del agua caliente en un campo húmedo, utilizando un número infinito de recipientes de evaporación instantánea conectados en cascada, o en todo caso, utilizando un recipiente de evaporación para cada etapa de las turbinas; pero tal procedimiento sería económicamente absurdo. Puede ser útil, en ocasiones, tener dos recipientes de evaporación instantánea, como se ilustra en la FIGURA 2.10, trabajando lo más cercano posible a temperaturas iguales a un tercio y a dos tercios del intervalo comprendido entre la temperatura del agua caliente recolectada y la temperatura del condensador. De esta manera se logra una configuración de doble evaporación instantánea.

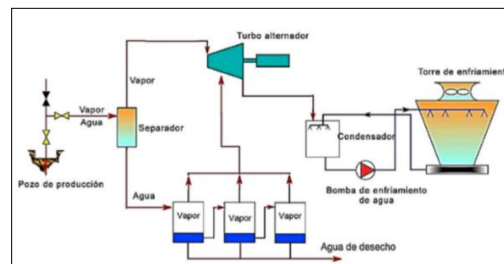


FIGURA 2.10 Ciclo de doble evaporación instantánea (Fuente: M. Dickson y M. Fanelli, 2004).

2.6.5 CICLO BINARIO.

El ciclo binario consta de un intercambiador de calor, un condensador y tres fluidos distintos que son el medio de transmisión de energía que se extrae del pozo de producción que se encuentra a una temperatura promedio menor a los 90 [°C]. Por el intercambiador de calor se hace pasar el fluido geotérmico extraído del pozo y cede gran parte de su energía a un fluido secundario, generalmente un fluido orgánico como puede ser iso-butano o iso-pentano, por su bajo punto de ebullición, entre 28 [°C] y -12 [°C]. El fluido secundario al recibir gran energía cambia de fase y entra a un turbo-alternador o turbina para realizar trabajo y generar energía eléctrica.

Posteriormente, el fluido secundario es enfriado en el condensador hasta llegar a la fase líquida para ser bombeado e incorporarse nuevamente al ciclo. El agua que enfría al fluido secundario es proporcionada por una Torre de Enfriamiento y el fluido geotérmico que cede su calor, ingresa nuevamente al pozo de producción³⁰.

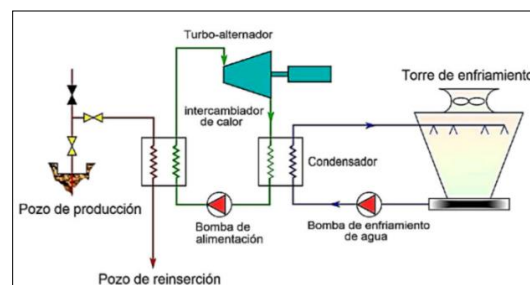


FIGURA 2.11 Esquema de un ciclo binario (Fuente: M. Dickson y M. Fanelli, 2004).

³⁰ Flores A., L. A., 2012. *Generación eléctrica con el ciclo Pressured Water Generation (PWG)*. Tesis de Licenciatura. Universidad Nacional Autónoma de México.

2.7 LA GEOTERMIA EN MÉXICO.

La primera planta de energía geotérmica en el continente americano fue la de Pathé en el estado de Hidalgo, México, en 1959. Su producción era de 3,500 [kW] pero tuvo que ser abandonada posteriormente.

México ocupa el cuarto lugar mundial en el aprovechamiento de los recursos geotérmicos para generación de energía eléctrica, con una capacidad instalada de 958 [MW]. La Comisión Federal de Electricidad (CFE) opera actualmente cuatro campos geotérmicos: Cerro Prieto, ubicado en el estado de Baja California, con 720 [MW]; Los Azufres, localizado en el estado de Michoacán, como 188 [MW]; Los Humeros, que se encuentra en el estado de Puebla, como 40 [MW]; y las Tres Vírgenes, que opera en el estado de Baja California Sur, con 10 [MW]; Cerritos Colorado, que funciona en el estado de Jalisco, con un potencial de 75 [MW]. La FIGURA 2.12 muestra la ubicación de las 5 plantas geotérmicas antes mencionadas³¹.



FIGURA 2.12 Localización de los principales campos geotérmicos de México (Cerro Prieto, Tres Vírgenes, Cerritos Colorados, Amealco, Los Humeros y Los Azufres), también se muestra el Cinturón Volcánico Mexicano³².

Aunque México posee importantes plantas geotermoeléctricas, su producción sólo representa apenas el 3% del total nacional de energía eléctrica generada. Sin embargo, la energía geotérmica le ahorra a México 10 millones de barriles de petróleo al año.

Las principales características de las centrales geotermoeléctricas instaladas en México se describen a continuación.

³¹ Flores A., L. A., 2012. *Generación eléctrica con el ciclo pressured water generation (PWG)*. Tesis de Licenciatura. Universidad Nacional Autónoma de México.

³² Santoyo-Gutiérrez y Torres-Alvarado *Escenario futuro de explotación de la energía geotérmica: hacia un desarrollo sustentable*. Octubre 2010. CIE, UNAM. Revista Digital Universitaria.



2.7.1 CERRO PRIETO.

El proyecto geotermoeléctrico Cerro Prieto se localiza en la planicie aluvial³³ del valle de Mexicalli, en Baja California, aproximadamente a 36 km al sureste de la ciudad, entre los meridianos 115° 12' y 115° 18' de longitud Oeste, y los paralelos 32° 22" y 32° 26' de latitud Norte. El rasgo geográfico que destaca es el volcán de Cerro Prieto, de ahí el nombre de esta planta geotermoeléctrica, que alcanza una elevación de 260 [msnm]³⁴. En este campo se han perforado más de 300 pozos con profundidades entre 700 y 4,300 metros. Hoy en día se tienen cuatro centrales con una capacidad instalada de 720 [MW], las cuales 13 son unidades del tipo a condensación. Las unidades generadoras produjeron 4,547 [GWh] durante el 2011³⁵.



FIGURA 2.13 Central Geo termoeléctrica Cerro Prieto (Fuente: Comisión Federal de Electricidad CFE, <http://www.cfe.org.mx>).

2.7.2 LOS AZUFRES.

Se localiza en la Sierra de San Andrés, dentro de la provincia fisiográfica del Eje Neo volcánico transversal, con una extensión de 81 km² la planta de Los Azufres es la segunda planta generadora de energía geo-termoeléctrica en México. En el año de 1982, se inicia el aprovechamiento del recurso geotérmico para la generación de energía eléctrica, con la entrada en operación de cinco unidades a contrapresión de 5 [MW] cada una³⁶. En la actualidad cuenta con una unidad a condensación de 50 [MW] y cuatro de 25 [MW], siete unidades a contrapresión de 5 [MW] y dos unidades de ciclo binario de 1.5 [MW]. Estas unidades son alimentadas con un promedio de 14.6 toneladas de vapor al año por 37 pozos productores³⁷.



FIGURA 2.14 Central geotérmica Los Azufres (Fuente: Proyecto IMPULSA IV, Instituto de Ingeniería, UNAM).

³³ Planicie que se ha formado a partir de materiales arrastrados y depositados por corrientes de agua.

³⁴ Comisión Federal de Electricidad. *Proyecto Geotermoeléctrico Cerro Prieto: datos generales del proyecto, del promovente y del responsable del estudio del impacto ambiental.*

³⁵ Comisión Federal de Electricidad, Agosto 2012. *La geotermia en México: Retos y perspectivas.*

³⁶ Mendoza R., Ernesto, Hernández A., Cuauhtémoc, 2004. *La protección ambiental en el campo geotérmico de Los Azufres, Michoacán.* Geotermia: Revista mexicana de geo energía, 17(1), 2-10.

³⁷ Flores, A., L. A. 2012. *Generación eléctrica con el ciclo Pressured Water Generation (PWG).* Tesis de licenciatura. Universidad Nacional Autónoma de México.

2.7.3 LOS HUMEROS.

Esta planta geotérmica se ubica en la parte Oriental de la Faja Volcánica Mexicana, en los límites de los estados de Puebla y Veracruz, a 2,600 metros de altitud³⁸. Fue en 1990 que se inició la explotación comercial del yacimiento, con la instalación de la primera unidad de 5 [MW]. Se han realizado varias perforaciones para la extracción y aprovechamiento de vapor del subsuelo. Existen siete plantas generadoras de una capacidad de 5 [MW] cada una, teniendo un total de 35 [MW]³⁹. Durante el 2003 se operaron 17 pozos los cuales produjeron 4.61 millones de vapor y 0.89 millones de toneladas de salmuera. En este campo se generaron 285.4 [GWh]⁴⁰.



FIGURA 2.15 Central geotérmica Los Humeros (Fuente: Proyecto IMPULSA IV, Instituto de Ingeniería, UNAM).

2.7.4 LAS TRES VÍRGENES.

Esta planta se localiza al norte del estado de Baja California Sur, específicamente en la reserva de la biosfera de El Vizcaíno. Los estudios de exploración se iniciaron en 1982 y en 1986 se perforó un primer pozo exploratorio. Actualmente se tienen dos plantas instaladas de 5 [MW] del tipo de condensación, las cuales iniciaron sus operaciones en Julio de 2001⁴¹. La planta aprovecha la energía almacenada de las rocas de edad cuaternaria en un complejo volcánico de 3 volcanes alineados, que de Norte a Sur se encuentran La Virgen, El Azufre y El Viejo. En 2011 se habían generado 47.4 [GWh]⁴².



FIGURA 2.16 Central Geotérmica Las Tres Vírgenes (Fuente: Proyecto IMPULSA IV, Instituto de Ingeniería, UNAM).

³⁸ Flores, A., L. A. (2012). *Generación eléctrica con el ciclo Pressured Water Generation (PWG)*. Tesis de licenciatura. Universidad Nacional Autónoma de México.

³⁹ *Los Humeros, energía geotérmica limpia y renovable*. Green Peace.

⁴⁰ Instituto de Investigaciones Eléctricas, Marzo 2005. *Estimación del recurso y prospectiva tecnológica de la geotermia en México*. (Proyecto IIE No. 3753).

⁴¹ Alarcón F., R., 2012. *Propuesta de diseño de un intercambiador de calor tubular para el aprovechamiento de recursos geotérmicos de baja entalpía*. Tesis de licenciatura. Universidad Nacional Autónoma de México.

⁴² Comisión Federal de Electricidad, Agosto 2012. *La geotermia en México: Retos y perspectivas*.

2.8 CONSECUENCIAS SOBRE EL USO DE LOS RECURSOS GEOTÉRMICOS.

La energía geotérmica tiene la ventaja de no hacer uso de la quema de combustibles para sus diversas aplicaciones, por consiguiente, no contribuye a la emisión de gases de efecto invernadero. En la FIGURA 2.17 puede apreciarse las emisiones de CO₂ que produce la calefacción de una vivienda promedio de 150 [m²] con diferentes tipos de energía.

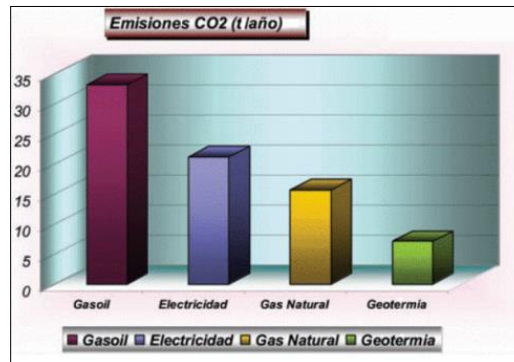


FIGURA 2.17 Emisiones de CO₂ con diferentes fuentes de energía en una vivienda promedio de 150 m². (Fuente: Calor natural. Ruiz J. 2007).

En la mayoría de las aplicaciones directas del calor, en específico, en la producción de energía eléctrica, las emisiones contaminantes llegan a ser casi nulas si se reinyectan las aguas termales a sus acuíferos.

Los fluidos geotermales que se emplean en las plantas de producción de energía eléctrica pueden contener gases disueltos, sales, concentraciones elevadas, arenas y otros sólidos en suspensión. De manera que las centrales emiten a la atmósfera pequeñas cantidades de CO₂, muy pequeñas cantidades de SO₂, y no emiten óxido de nitrógeno⁴³. La cantidad promedio de CO₂ emitida por las centrales geotermoeléctricas en el mundo es de 55 [g/kWh], mientras que una central de gas natural emite 10 veces más (FIGURA 2.18).

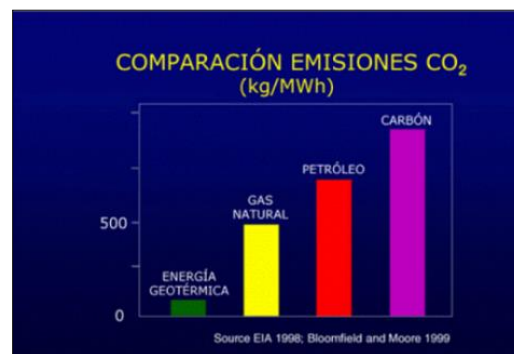


FIGURA 2.18 Comparación de emisiones de CO₂ en centrales eléctricas (Fuente: Calor natural. Ruiz J. 2007).

⁴³ Guía de la Energía Geotérmica. Dirección General de Industria, Energía y Minas. Comunidad de Madrid.



En el siguiente apartado se mencionan las ventajas y desventajas más relevantes en la utilización de la energía geotérmica y el uso de sus recursos para la producción de energía eléctrica.

2.8.1 VENTAJAS EN EL USO DE LOS RECURSOS GEOTÉRMICOS.

1. Le energía geotérmica puede usarse directamente. Durante mucho tiempo, las personas han utilizado este recurso para calentar los hogares, cocinar, etc.
2. El mantenimiento de las plantas geotérmicas es barato.
3. Las plantas geotérmicas no ocupan mucho espacio y se enfoca en la protección de las reservas naturales.
4. A diferencia de la energía solar, la energía geotérmica no depende de las condiciones del clima.
5. Alta disponibilidad (24/7).
6. El factor de planta a nivel nacional durante el 2011 fue de 0.84⁴⁴.

2.8.2 DESVENTAJAS EN EL USO DE LOS RECURSOS GEOTÉRMICOS.

1. Sólo un número reducido de sitios contienen yacimientos geotérmicos.
2. Presenta impacto ambiental causado por las emisiones de gases y/o líquidas. Durante la fase de exploración, perforación y construcción se pueden producir impactos, ruido, polvo, humos y erosión del suelo.
3. La mayoría de los lugares donde se encuentran las reservas geotérmicas, están alejadas de lugares poblados y ciudades, donde es necesario suministrar el producto obtenido (agua destilada, luz eléctrica, servicios).
4. La energía total generada de esta fuente es muy pequeña comparada con la energía de plantas termoeléctricas.
5. El costo de instalación y perforación de una planta geotérmica es alto.
6. No hay garantía de que la cantidad de energía que es producida justifique el gasto, por tal motivo, se tiene un alto riesgo en la operación de costos.

⁴⁴ Comisión Federal de Electricidad, Agosto 2012. *La geotermia en México: Retos y perspectivas.*



CONCLUSIÓN DEL CAPÍTULO 2.

La energía geotérmica ha estado presente desde la creación del planeta. Para los primeros hombres, fue un misterio su alto potencial, conocido solo por ocasionar catástrofes y su limitado aprovechamiento para el bienestar humano impidió ser visto como una energía útil. Durante el último siglo, se ha detonado una revolución para la explotación de este recurso y su aprovechamiento.

Lo estudios de campo han desarrollado nuevos métodos para la perforación, extracción y uso del recurso geotérmico, lo cual favorece al incremento en la capacidad instalada en las plantas de producción, principalmente de electricidad. El principal uso en la extracción y uso de la energía geotérmica es la generación de energía eléctrica, aunque también es viable utilizarla en bombas de calor, baños, calefacción, etc.

México tiene una excelente ubicación geográfica para el aprovechamiento de energía geotérmica, ocupando el cuarto lugar en capacidad instalada. Además, posee importantes plantas geotermo-eléctricas, tan solo Cerro Prieto es uno de los proyectos más importantes con una generación de 720 [MW]. Sin embargo, la producción de estas plantas tan sólo representa el 3% del total nacional de energía eléctrica generada, indicando que en gran parte del territorio se está utilizando energía con quema de combustibles, ocasionando un grave daño ambiental. Aunque la instalación de una planta geotermoeléctrica presenta inconvenientes, el desarrollo de nuevos estudios de suelo y evaluaciones económicas son caminos que se deben continuar para la implementación de plantas de generación por fuentes renovables, pues existen numerosos campos que faltan de analizar, aumentando la probabilidad de una futura explotación de sus recursos.

La idea de implementar una Desaladora que utilice recurso geotérmico es algo totalmente nuevo, existe muy poca bibliografía sobre el tema y es una gran respuesta ante los problemas de abastecimiento de agua potable en localidades costeras.

El recurso geotérmico posee grandes cualidades, que a diferencia de otras energías, como la solar, no depende de las condiciones del clima u otros factores ambientales, lo cual nos indica que tiene una alta disponibilidad. Aunque por otro lado los yacimientos geotérmicos se encuentran en un número reducido de sitios, la energía total aprovechada es pequeña comparada con otras energías y la mayoría de las reservas geotérmicas se encuentran alejadas de los centros urbanos.

No obstante, México debe aprovechar de manera adecuada los recursos que posee, las ventajas geográficas que se tienen son oportunidades ante la ventana de un futuro donde la implementación de las energías renovables será un factor principal. Los constantes cambios en los precios del petróleo, y su futuro agotamiento, son motivos para trabajar en proyectos que utilicen energías renovables para la obtención de productos y servicios para el bienestar humano.



3 PARÁMETROS DE DISEÑO PARA EL SISTEMA DE ASPERSIÓN.

En el primer capítulo del presente trabajo, se mencionó el funcionamiento de la Desaladora Modular Geotérmica y los sistemas de pulverización, en este apartado se abordarán más a fondo las características del sistema de aspersión, encargado de transportar el fluido marino desde un tanque de almacenamiento hasta la superficie del banco de tubos.

En el presente capítulo se expondrán las ecuaciones y parámetros de diseño en la propuesta del sistema de aspersión. Se realizará una breve descripción de los equipos auxiliares y un análisis de los datos de entrada de cada una de las cámaras, haciendo énfasis en las propiedades termodinámicas del agua de mar, y las características de los sistemas de aspersión.

3.1 DESALADORA MODULAR GEOTÉRMICA.

En el Capítulo 1 se han comentado los procesos de desalación más relevantes y utilizados en la obtención de agua destilada. Sin embargo, existe una gran gama de sistemas en investigación para su futura implementación pero que por el momento se encuentran en pleno desarrollo, tal es el caso de la denominada Desaladora Modular Geotérmica. Para la DMG se ha optado en utilizar la energía geotérmica ya que su extracción e implementación no genera daños severos al medio ambiente, aunado a que existen grandes reservas de yacimientos geotérmicos en el mundo, específicamente en México, territorio donde se busca implementar este tipo de equipos.

La Desaladora Modular Geotérmica consta de tres Cámaras y un Condensador o también denominada Cámara de Pre-calentado. En el interior de los tubos del Condensador está circulando el agua de mar proveniente de un tanque de almacenamiento. En el interior se tiene el vapor destilado de la tercera cámara, que cede parte de su energía al fluido marino aumentando su temperatura. Posteriormente el agua de mar es rociada en cada una de las cámaras a una temperatura de 39 [°C], y presión de 1.31 [bar]. En la Primera Cámara se circula por la matriz de tubos el fluido geotérmico. El agua de mar, al estar en contacto con la superficie de tubos se separa en dos fluidos: en vapor destilado y en salmuera, este último por gravedad será depositado en el fondo de la cámara.

El fluido geotérmico, el vapor destilado y la salmuera son conducidos a una Segunda Cámara. Por diferentes matrices de tubos se encuentran circulando el vapor de la Cámara 1 y el fluido geotérmico. El agua de mar se rocía al banco de tubos lo cual hace que el vapor destilado se condense, y que el agua de mar se separe en un nuevo vapor destilado (que es introducido en una Tercera Cámara) y en una nueva salmuera, que se mezcla con la salmuera de la Cámara anterior y se conduce a una nueva Cámara. El condensado obtenido en esta Segunda Cámara es bombeado a un recipiente de almacenamiento de destilado.

La Tercera Cámara tiene el mismo funcionamiento que la Segunda Cámara, el vapor destilado de la cámara anterior y el fluido geotérmico circularan por dos matrices diferentes y ceden parte de su energía al agua de mar rociada, separándose en un nuevo vapor destilado y en salmuera. El vapor de la Segunda Cámara se condensa y se bombea al recipiente de almacenamiento de condensado. La salmuera se mezcla con las provenientes de la Cámara 1 y 2, y se hace circular hasta un recipiente de almacenamiento de salmuera. El vapor de la Tercera Cámara entra al Condensador o Cámara de Pre-Calentado y cede parte de su energía al agua de mar que está circulando por la matriz de tubos, como se describe en los primeros párrafos. El vapor se condensa, obteniendo así agua destilada y se bombea al tanque de almacenamiento de



condensado. El agua de mar aumenta su temperatura para ser rociada a cada una de las cámaras, y así repetir el proceso.

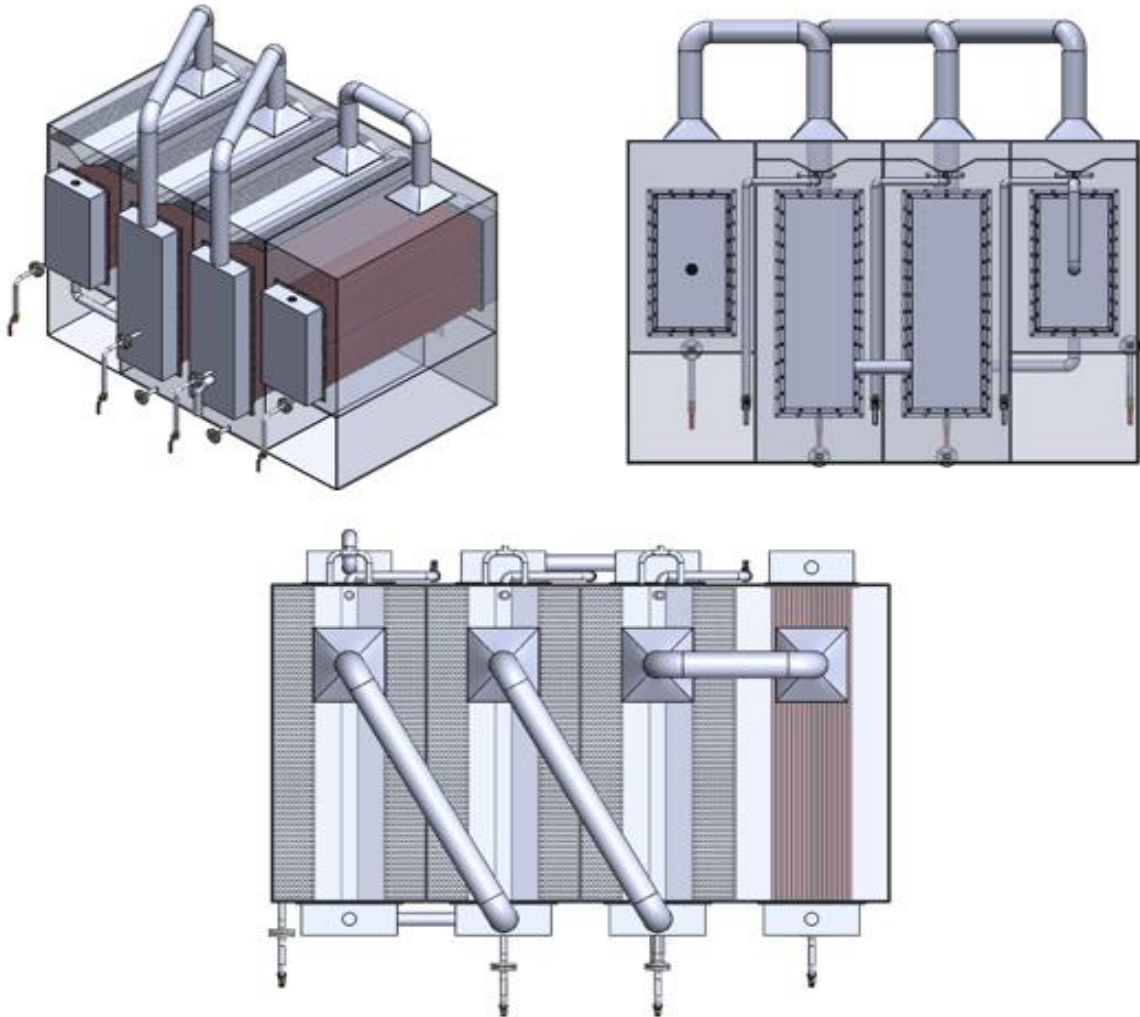


FIGURA 3.1 Esquematación del sistema de desalación DMG (Fuente: Grupo iiDEA).



3.1.1 SISTEMAS QUE CONFORMAN LA DMG.

Para simplificar el análisis del proceso de desalación, la Desaladora Modular Geotérmica se ha discretizado en tres sistemas: el Sistema Térmico, el Sistema de Vacío y el Sistema de Aspersión. La adecuada interacción entre dichos sistemas es indispensable para la obtención de la cantidad de agua producto, establecida en el diseño de la unidad. A continuación se mencionan las principales características de dichos sistemas.

3.1.1.1 SISTEMA TÉRMICO.

El sistema térmico se aboca en el estudio de la transferencia de energía entre los diferentes flujos que intervienen en el proceso, así como la conducción de éstos a través de las cámaras. Dicho sistema está conformado por: bombas, válvulas para regular el paso del fluido, tubería, instrumentos de medición y un tanque de almacenamiento.

3.1.1.2 SISTEMA DE VACÍO.

Este sistema tiene la finalidad de establecer las condiciones idóneas de presión en el interior de las cámaras con la finalidad de reducir, de manera escalonada, el punto de ebullición del agua de mar, lo cual permite un aprovechamiento eficiente de la energía. El sistema cuenta con una bomba de vacío, filtros para la retención de partículas sólidas e impurezas, tubería e instrumentos de medición.

3.1.1.3 SISTEMA DE ASPERSIÓN.

El sistema de aspersión es el encargado de conducir e introducir el agua de mar al interior de las Cámaras de evaporación, de manera que su arreglo cubra una mayor superficie de los tubos, logrando hacer más eficiente la transferencia de calor. El sistema de aspersión está compuesto por un tanque de almacenamiento, donde se encuentra el agua de mar, una bomba centrífuga que guía el fluido hacia el interior del Condensador, donde el vapor de la cámara anterior intercambia parte de su energía elevando la temperatura del fluido antes de entrar a las Cámaras de evaporación. En el interior de cada Cámara, se tiene un sistema de distribución de agua marina, conformado por un tubo de aspersión con su correspondiente arreglo de boquillas, cuyo propósito es pulverizar el líquido y dispersarlo a lo largo de la superficie del banco de tubos. La FIGURA 3.2 muestra el esquema del proceso de desalación y en color azul marino se puede visualizar el sistema de aspersión, así como los equipos que lo conforman.

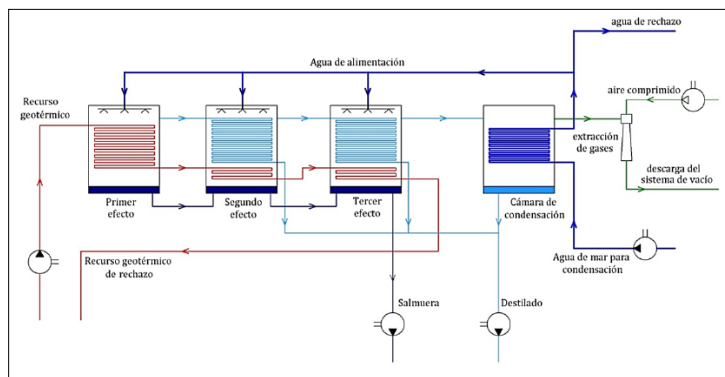


FIGURA 3.2 Diagrama de sistemas de la DMG (Fuente: Grupo iiDEA).



3.2 DATOS TERMODINÁMICOS DE LAS CÁMARAS.

El grupo iiDEA del Instituto de Ingeniería, formación que se especializa por sus proyectos en sistema de desalación y energía alternas, ha realizado trabajos de investigación sobre el aprovechamiento de la energía geotérmica enfocada en la obtención del producto destilado. Entre sus trabajos se proponen los balances y especificaciones técnico-térmicas de la DMG⁴⁵.

Para el diseño termodinámico, se utilizó el método denominado LMTD (Diferencia de Temperatura Media Logarítmica, por sus siglas en inglés) para determinar las áreas de transferencia de calor y caídas de presión en la Unidad Desaladora. El método se describe a continuación:

1. Se determinan las propiedades termodinámicas (conductividad, tensión superficial, viscosidad dinámica, densidad, calor específico).
2. Se proponen los datos geométricos (diámetros, longitud, número de tubos horizontales, número de tubos verticales, espaciamiento).
3. Obtener los factores y número adimensionales (Número de Reynolds, número de Prandt).
4. Observar el régimen de flujo del agua de mar sobre los bancos de tubos.
5. Ajustar parámetros geotérmicos de la longitud, diámetro o número de tubos horizontales con el propósito de obtener el régimen de flujo que se desea.
6. Calcular el número de Nusselt y parámetros utilizados por cada relación matemática (según sea el caso).
7. Deducir el coeficiente global de transferencia de calor referenciado al área externa.
8. Determinar la diferencia de temperaturas media logarítmica. En el caso pertinente se buscara el coeficiente de corrección para la diferencia de temperaturas.
9. Con los cálculos obtenidos de la carga térmica, el coeficiente global de transferencia de calor y la diferencia de temperaturas ajustadas se calcula el área de la transferencia de calor.
10. Se calculan los factores de fricción para determinar la caída de presión interna y externa al banco de tubos.
11. Por último se realiza un dimensionamiento del volumen de cada cámara, teniendo en consideración la longitud de los tubos, el flujo másico de vapor generado y el tiempo de residencia del vapor en la cámara.

En la FIGURA 3.3 se muestran las condiciones operativas del sistema de aspersión de la DMG. El agua de alimentación entra a las Cámara 1 con un flujo de 0.61 [kg/s], temperatura de 39 [°C] y presión de 1.31 [bar]. Esta cámara puede ser considerada como un solo intercambiador de

⁴⁵ Rodríguez Z., E. F. (2016). *Propuesta de Diseño Térmico e Hidráulico de Unidad DMG*. Tesis de Maestría. Universidad Nacional Autónoma de México.

cuatro pasos con flujo externo con cambio de paso. El objetivo de cualquier diseño es obtener el mayor rendimiento posible.

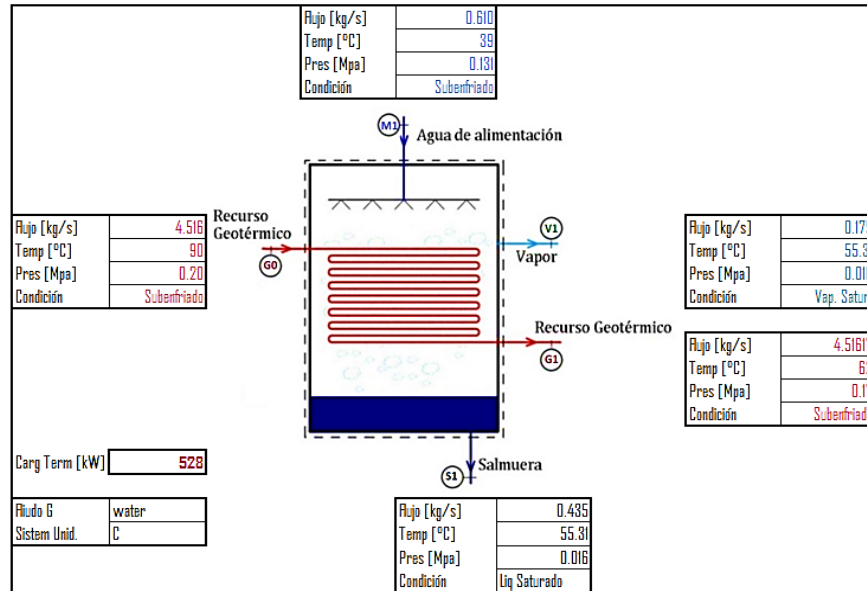


FIGURA 3.3 Esquematzación de condiciones operativas de cámara 1. (Fuente: Grupo iiDEA, 2012)

Para la segunda cámara, las condiciones de operación son las mismas que se presentaron en la Cámara anterior. La Cámara 2 puede considerarse como dos intercambiadores, ambos son de dos pasos y con cambio, con los parámetros termodinámicos que se muestran en la FIGURA 3.4.

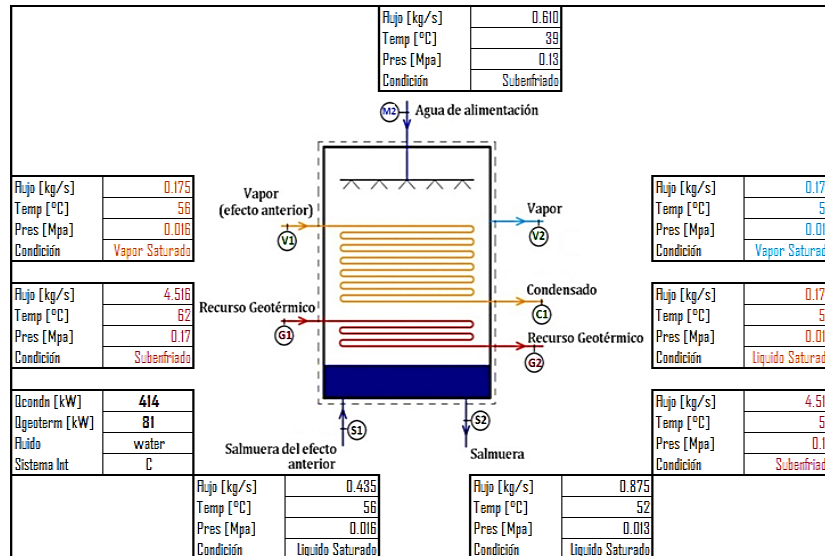


FIGURA 3.4 Esquematzación de condiciones operativas de cámara 2. (Fuente: Grupo iiDEA, 2012)

La Cámara 3 presenta las mismas condiciones de operación del sistema de aspersión que la Cámara 1 y 2. Para la Cámara mostrada en la FIGURA 3.5, se consideran dos intercambiadores, ambos son de dos pasos y con cambio.

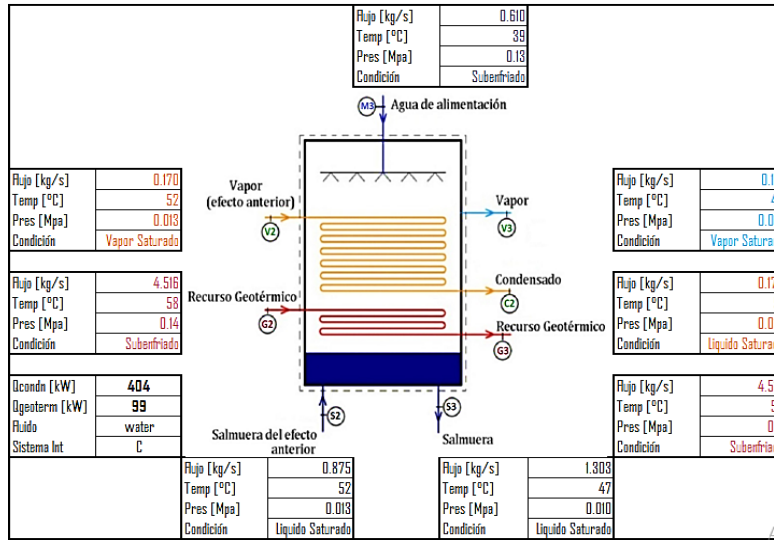


FIGURA 3.5 Esquematación de condiciones operativas de cámara 3. (Fuente: Grupo iiDEA, 2012)

3.3 DISEÑO TERMO-HIDRÁULICO DE CONDENSADOR.

Para el condensador se tiene una Cámara con un intercambiador de dos pasos con cambio de fase. Por este elemento se encuentra fluyendo el recurso marino antes de entrar en cada una de las Cámaras.

El fluido de trabajo en el Condensador presenta condiciones de operación diferentes en comparación con las que se presentaron en la entrada de cada una de las Cámaras. En este caso se tiene a la entrada un gasto másico de 8.278 [kg/s], temperatura de 25 [°C] y presión de 1.61 [bar]. A través del recorrido por el banco de tubos, el agua de alimentación recibe energía cedida por el vapor de la Cámara 3, por tal motivo, las condiciones de operación en la salida son de 8.278 [kg/s], temperatura de 39 [°C] y presión de 1.31 [bar]. Se observa que en el interior del banco de tubos hay una caída de presión de 0.3 [bar], y en la salida se tiene un aumento de 14 [°C] respecto a la entrada.

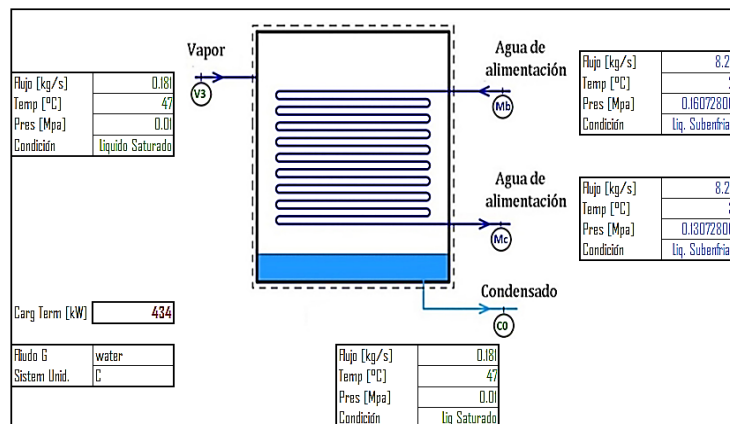


FIGURA 3.6 Requerimientos termodinámicos para condensador de la unidad DMG. (Fuente: Grupo iiDEA, 2012)

3.4 DISEÑO HIDRÁULICO.

La finalidad de implementar el sistema de aspersión es suministrar el fluido de trabajo sobre la Unidad Desaladora, considerando todos los parámetros que se presentan al transportar un fluido desde el punto de almacenamiento hasta la salida de las boquillas. El estudio de la dinámica de los fluidos se denomina Hidráulica, y a continuación se describen los elementos de mayor relevancia en el estudio de este campo.

3.4.1 CAUDAL.

El caudal es la cantidad de líquido que pasa a través de un volumen de control fijo en un determinado tiempo, y es constante a través de todo el trayecto. La ecuación que describe su comportamiento es la siguiente:

$$Q = A \cdot v \quad \text{Ecuación 1}$$

3.4.2 NÚMERO DE REYNOLDS.

El número de Reynolds es uno de los análisis adimensionales de mayor importancia en la Mecánica de Fluidos. Este valor indica el régimen con que circula un fluido dentro de un sistema de tuberías, dando un amplio panorama sobre el comportamiento del fluido de trabajo. Dicho valor adimensional está dado por la siguiente ecuación:

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad \text{Ecuación 2}$$

En la Figura 3.7 se muestra el comportamiento de un fluido en el interior de un conducto circular (tubería). Si el fluido presenta un flujo $Re < 2000$, el contacto entre las capas del fluido y la paredes no afecta drásticamente el perfil de velocidades del flujo, en cambio, si el flujo es $Re > 4000$, la velocidad de la capa del fluido en contacto con la pared será casi nula, presentando una máxima en el centro del área transversal del conducto, dicho contacto genera las denominadas pérdidas por fricción o rozamiento. Basados en la teoría de los fluidos, si el flujo está entre $2000 < Re < 4000$ se denomina flujo transitorio y el comportamiento en este estado es todavía un caso de estudio entre analistas y científicos.

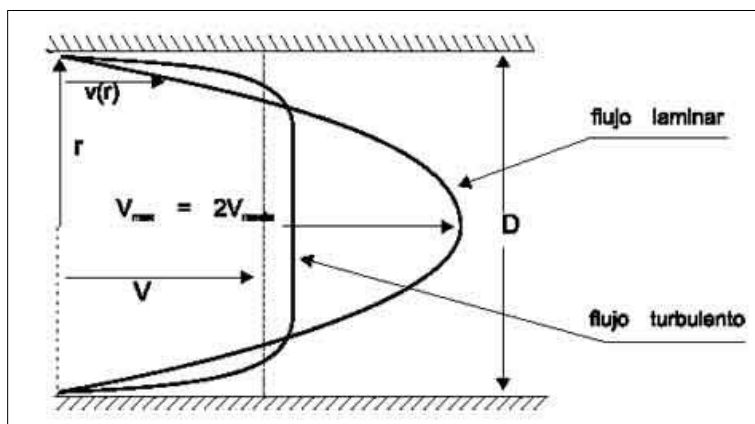


FIGURA 3.7 Perfil de velocidad de un fluido con flujo laminar y flujo turbulento. (Fuente: Cepis)



3.4.3 RUGOSIDAD RELATIVA Y ABSOLUTA.

En el interior de todos los tubos, existen protuberancias o irregularidades de diferentes formas y tamaños cuyo valor medio se conoce como rugosidad absoluta K , y puede definirse como la variación media del radio interno de la tubería. La mayoría de los valores de rugosidad absoluta fueron obtenidos mediante los experimentos de Nikuradse a mediados del siglo pasado (Ver TABLA 3.1).

TABLA 3.1 Coeficiente de Rugosidad Absoluta ξ para tuberías⁴⁶.

Tipo de tubería	Rugosidad Absoluta	
	M	Pies
Vidrio, plástico, cobre o latón estirado	< .001 (o lisa)	<.0000033 (o lisa)
Latón industrial	0.025	0.000082
Acero laminado nuevo	0.05	0.00016
Acero laminado oxidado	.05 a .25	.0005 a .00082
Acero laminado con incrustaciones	1.5 a 3	.005 a .0098
Acero Asfaltado	0.015	0.00005
Acero roblonado	0.03 a .1	.000098 a .00033
Hierro galvanizado	0.15 a .2	.0005 a .00066
Fundición corriente nueva	0.25	0.00082
Fundición corriente oxidada	1 a 1.5	.0033 a .005
Fundición asfaltada	0.1	0.00033
Cemento alisado	.3 a .8	.00098 a .0026
Cemento bruto	Hasta 3	Hasta .0098
Acero reblonado	.9 a 9	.003 a .03
Duela de madera	0.183 a .9	.06 a .03

Un mismo valor de rugosidad absoluta puede ser relevante en tubos de diámetro pequeño y ser insignificante en un tubo de gran diámetro, en otras palabras, la influencia de la rugosidad relativa depende del tamaño del tubo.

Por ello, para caracterizar un tubo por su rugosidad resulta más adecuado utilizar la rugosidad relativa que se define como el cociente entre la rugosidad absoluta y el diámetro interno de la tubería, como se muestra a continuación:

$$Rr = \frac{\xi}{D} \qquad \text{Ecuación 3}$$

⁴⁶ Sotelo D., G. *Hidráulica General*. Volumen 1. 1era Edición. Editorial LIMUSA.



3.4.4 VISCOSIDAD DINÁMICA.

En la Hidrodinámica, los fluidos pueden ser considerados como cuerpos compuestos por un número infinito de capas paralelas. Resultado de los experimentos realizados a mitades del siglo pasado, se observó que los fluidos oponen resistencia a ser deformados, en otras palabras, cada lámina se desliza sobre sus inmediatas, ya que al moverse una porción de fluido respecto a otra se originan fuerzas tangenciales que en algunos casos no pueden despreciarse. A este fenómeno se le denomina viscosidad.

En otras palabras, la viscosidad dinámica o simplemente denominada viscosidad (μ) es la resistencia que esta opone a su deformación.

3.4.5 FACTOR DE FRICCIÓN.

El factor de fricción es un valor adimensional que está en función de dos variables: la rugosidad relativa y el número de Reynolds. Durante toda la historia de la Mecánica de los Fluidos se han realizado experimentos y propuesto ecuaciones para determinar este valor. A continuación se muestran las más importantes:

TABLA 3.2 Coeficiente de fricción para el cálculo de pérdidas primarias en tuberías⁴⁷.

Tuberías	Régimen	Fórmula	Autor
Lisas	Laminar	$\lambda = \frac{64}{Re}$	Poiseuille
Lisas y Rugosas	Turbulento $5 \cdot 10^{-3} \leq Re \leq 10^8$ $10^{-6} \leq Rr \leq 10^{-2}$	$\lambda = \frac{0.25}{[\log(\frac{Rr}{3.7} + \frac{5.74}{Re^{0.9}})]^2}$	Fanno
Lisas	Turbulento $Re < 100,000$	$\lambda = \frac{0.316}{Re^{1/4}}$	Blasius
Lisas	Turbulento (zona de transición)	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log_{10} (Re \sqrt{\lambda}) - 0.8$	Karma-Prandtl (1era ecuación)
Rugosas	Turbulento (zona final)	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -\log_{10} \left(\frac{\xi/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re \sqrt{\lambda}} \right)$	Colebrook
Rugosas		$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log_{10} \frac{D}{\xi} + 1.74$	Karman-Prandtl (2da ecuación)

⁴⁷ Mataix, C. (2002). *Mecánica de Fluidos y máquinas hidráulicas*. 2ª Edición. Oxford.



Este coeficiente puede ser determinado por la carta denominada Diagrama de Moody que expresa el factor de fricción como función de la rugosidad relativa (ξ/D) y el número de Reynolds (Re).

Las características más relevantes del Diagrama de Moody son:

- Resuelve todos los problemas de pérdidas de carga primarias en tuberías con cualquier diámetro, material y caudal.
- Puede emplearse con tuberías de sección no circular sustituyendo el diámetro D por el radio hidráulico R_H .
- Se usa para determinar el coeficiente de fricción " λ ", y se sustituye en la ecuación de Darcy-Weisbach.

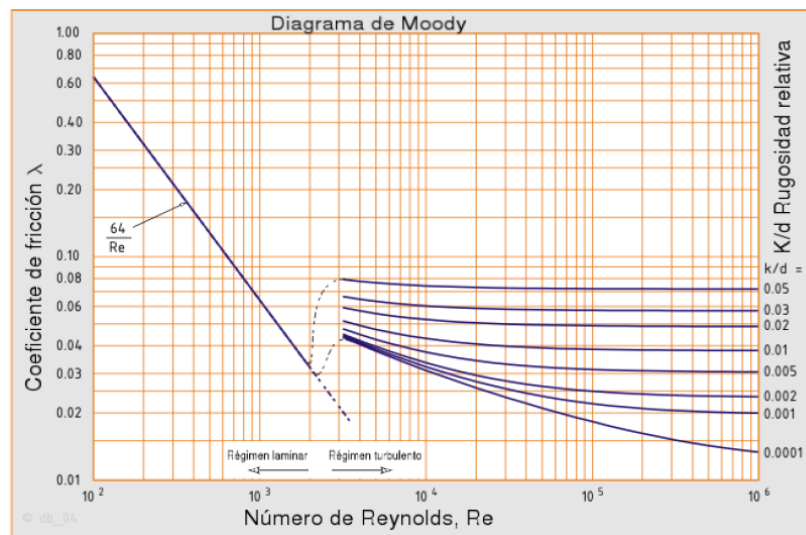


FIGURA 3.8 Diagrama de Moody⁴⁸.

3.5 TUBERÍA.

La tubería tiene la función de ser el medio o conducto por el cual un fluido es transportado de un punto a otro, siendo necesario que el fluido posea una cantidad de energía, suministrada por algún equipo de bombeo o algún otro equipo.

La tubería debe poseer propiedades mecánicas que enfrenten los problemas como la abrasión y la corrosión, en algunas ocasiones expuesta a condiciones más severas que en otras, dependiendo de la condiciones del lugar y del fluido de trabajo.

Los tres materiales comerciales más resistentes a la abrasión y corrosión de fluidos son: el PVC, el Polietileno y los Aceros (aleaciones).

⁴⁸ Ven Te Chow. 1982. *Hidráulica de los canales abiertos*.



3.5.1 TUBERÍA DE ACERO

Los materiales se dividen en dos grandes categorías: Materiales Metálicos, y No Metálicos, que a su vez se subdividen en Aleaciones Ferrosas - Aleaciones no Ferrosas y en Plásticos, Cerámicos y Materiales Compuestos, respectivamente.

Las aleaciones ferrosas suelen clasificarse dependiendo del contenido de carbono y elementos que contengan en: Aceros simples, aleados y de alta aleación. En el caso de tuberías que conducen fluidos altamente corrosivos y abrasivos se suelen utilizar los Aceros Simples.

Estos aceros contienen una aleación de hierro con carbono, entre el rango de .02 hasta el 2% aleado con otros elementos como el Fósforo (P), Azufre (S), Magnesio (Mn), Cobre (Cu), etc. Los Aceros simples se clasifican en: Aceros de bajo Carbono, Aceros de Medio carbono y Aceros de Alto carbono.

Los Aceros de bajo carbono son materiales soldables, dúctiles, no pueden tratar térmicamente y son relativamente baratos, poseen un rango mayor al 0.02% y menos al 0.03%. Los aceros con Medio Carbono son sometidos a temple y revenido, poseen buena resistencia mecánica y se encuentran en un rango mayor a 0.3% y menos al 0.65%. Por último, los Aceros de Alto carbono son materiales templables, duros y resistentes al desgaste, poco tenaces y difíciles de soldar, poseen un porcentaje de Carbono mayor al 0.8%.

Los Aceros Aleados son aceros simples a los que se les añade elementos como Cromo (Cr), Tungsteno (W), Silicio (Si), Manganeso (Mg), entre otros elementos para cambiar su estructura química y mejorar las propiedades mecánicas, aumentar su resistencia a la corrosión, oxidación y mejorar su templabilidad.

La AISI (American Iron and Steel institute) y la SAE (Society of Engineers Automotive) y que en México fue adoptado por NOM (Norma Oficial Mexicana) ha creado un sistema de identificación de 4 dígitos para designar a los aceros simples y aleados. La estructura es la siguiente: NOM-XXX

El primer dígito indica el elemento principal de la aleación; el segundo dígito la modificación del acero original; y los dos últimos dígitos el porcentaje de carbono en centésimas. En la TABLA 3.3 se muestra el dígito y el elemento principal asignado.

Tabla 3.3 Designación AISI-SAE-NOM para aceros simples y aleaciones⁴⁹.

FAMILIA	PRINCIPAL ELEMENTO DE ALEACIÓN
1XXX	CARBONO
2XXX	NIQUEL
3XXX	NIQUEL-CROMO
4XXX	CROMO-MOLIBDENO
5XXX	CROMO
6XXX	CROMO-VANADIO
8XXX	CROMO-NIQUEL-MOLIBDENO
9XXX	CROMO-SILICIO

⁴⁹ Díaz del castillo, R. (2008). *Materiales y sus propiedades*. Facultad de estudios Superiores Cuautitlán Izcalli. UNAM.



3.5.2 TUBERÍA PVC.

El PVC (Policloruro de Vinilo) es una combinación química de Carbono, Hidrógeno y Cloro, principalmente estos compuestos provienen del petróleo y de la sal. Este material se denomina Termoplástico, es decir, bajo la acción de energía térmica cambia sus propiedades físicas, en el caso del PVC se reblandece. Cuando un termoplástico adquiere la temperatura inicial después de la interacción con energía calorífica, recupera sus propiedades físicas iniciales.

Los plásticos son una extensa gama de materiales que la mínima variación entre sus propiedades físicas y químicas genera un nuevo compuesto. Por ende, existe una clasificación por la variación del tipo y grado del material. El PVC posee cuatro diferentes grados y existen tres tipos principales de tuberías de PVC: calibre 40, 80 y 120, utilizados principalmente en la distribución de agua en hogares o sitios urbanizados.



FIGURA 3.9 Tubería de PVC (Fuente: Aristegui Maquinaria)

3.5.3 TUBERÍA DE POLIETILENO.

El Polietileno (PE) es un material denominado Termoplástico, es decir, bajo la interacción con energía térmica se modifican sus propiedades físicas. Existe una gran gama de productos derivados del Polietileno, donde las propiedades físicas se verán modificadas dependiendo del proceso de polimerización⁵⁰. Existen dos tipos de Polietileno: de baja densidad (LDPE) y de alta densidad (HDPE). El de baja densidad posee una estructura tipo cadena con ramificaciones, mientras que el de alta densidad tiene una estructura de cadena recta.

Las tuberías de Polietileno presentan ventajas ante materiales de uso común, por ejemplo, son un material inerte, insípido, atóxico, muy resistentes a la abrasión, presentan un bajo factor de fricción, excelentes aislantes térmicos, de larga duración y materiales muy ligeros. Por tal motivo, son el material más utilizado en construcciones y en aplicaciones donde es necesario la distribución de agua.



FIGURA 3.10 Tubería de Polipropileno (Fuente: Plásticos América)

⁵⁰ Reacción química donde los monómeros forman enlaces químicos entre sí y como resultado se obtiene a una molécula de gran peso molecular, ya sea esta de cadena lineal o de estructura tridimensional, denominada polímero.



3.6 CÁLCULO DEL DIÁMETRO DE TUBERÍAS DE INTERCONEXIÓN.

En el diseño de sistemas de tuberías para el transporte de líquidos y gases es necesario determinar las dimensiones de su diámetro. Dependiendo del fluido de trabajo, la propuesta de los diámetros se puede conseguir por diferentes métodos, y para verificar que las dimensiones sean las adecuadas, es necesario revisar una gran gama de bibliografías sobre el diseño de tuberías y comparar los resultados.

En el presente trabajo se hablará primero sobre el trabajo de Kent (1980), quien propone un conjunto de ecuaciones empíricas para líquidos y gases, la primera de ellas está basada en la velocidad típica del fluido. La ecuación se muestra a continuación:

$$D_{opt} = 2.607 \left(\frac{W}{\rho} \right)^{0.434} \quad \text{Ecuación 4}$$

En donde:

D_{opt} = diámetro óptimo interno de la tubería [in]

W = flujo másico en 1000 [lb/h].

ρ = densidad [lb/ft³].

La segunda ecuación corresponde a la obtención del mínimo diámetro basado en la velocidad máxima para líquidos corrosivos o erosivos. La ecuación se muestra a continuación:

$$D_{opt} = 1.457 \left(\frac{W^2}{\rho^3} \right)^{\frac{1}{3}} \quad \text{Ecuación 5}$$

En donde:

D_{opt} = diámetro óptimo interno de la tubería [in]

W = flujo másico en 1000 [lb/h]

ρ = densidad [lb/ft³]

Existen otros autores que proponen ecuaciones para la obtención del mínimo diámetro además del autor ya mencionado (Kent). Peters y Timmerhaus (1991) ha propuesto una ecuación empírica simplificada para el cálculo del diámetro de tuberías de acero que transportan flujos en estado líquido, como a continuación se muestra:

$$D_{opt} = 3.0q_f^{0.36} \mu_c^{0.18} \quad \text{Ecuación 6}$$

En donde:

D_{opt} = diámetro óptimo interno de la tubería [in].

q_f = flujo volumétrico [ft³/s].

μ_c = viscosidad cinemática del fluido [centipoise].

Una vez establecidas las ecuaciones para el dimensionamiento de las tuberías, se procede a la selección de las medidas estándar de diámetros internos de tubos para el sistema de aspersión que comúnmente se encuentran en el mercado.



Para la selección del diámetro interior de la tubería, se considera el valor obtenido en las tres ecuaciones anteriormente descritas, y se realiza un análisis de los resultados. Obteniendo el diámetro promedio, escogeremos el valor nominal adecuado mostrado en la TABLA 3.4.

TABLA 3.4 Diámetros nominales de tuberías.

Nominal Pipe Size	Diámetro Nominal	Nominal Pipe Size	Diámetro Nominal	Nominal Pipe Size	Diámetro Nominal
NPS [in]	DN [mm]	NPS [in]	DN [mm]	NPS [in]	DN [mm]
1/8	6	6	150	48	1200
1/4	8	8	200	52	1300
3/8	10	10	250	56	1400
1/2	15	12	300	60	1500
3/4	20	14	350	64	1600
1	25	16	400	68	1700
1 1/4	32	18	450	72	1800
1 1/2	40	20	500	76	1900
2	50	24	600	80	2000
2 1/2	65	28	700	88	2200
3	80	32	800	96	2400
3 1/2	90	36	900	104	2600
4	100	40	1000	112	2800
4 1/2	115	42	1050	120	3000
5	125	44	1100	128	3200

3.7 VÁLVULAS.

3.7.1 CLASIFICACIÓN DE VÁLVULAS.

Una válvula hidráulica se define como un dispositivo con características móviles que permite abrir y cerrar una vía de circulación con el fin de prevenir o controlar el flujo de fluido. Las válvulas hidráulicas tienen diferentes criterios de clasificación:

- **Forma de cierre.**
Mecanismo que permite o cierra el paso del flujo. Por ejemplo: tajadera, giro, asiento, diafragma.
- **Tipo de accionamiento.**
Es la manera en la que se acciona el paso. Por ejemplo: manual, motorizada, hidráulica, neumática y electrónica.
- Función que realizan:
 - **Válvulas de control.**
Su función es controlar el paso del flujo. Por ejemplo: automáticas, hidráulicas, accionadas por la misma energía del fluido como la válvula de boya en un depósito, etc.

- **Válvulas de regulación.**
Pueden ser accionadas de forma manual o por un automático. Por ejemplo, válvula reductora-sostenedora de presión, válvula limitadora de caudal.
- **Válvula de protección.**
Permiten el flujo de un fluido en un sólo sentido, negando su paso en sentido inverso. Por ejemplo: Válvula anti-retorno, ventosa, pichancha, etc.
- **Válvulas de operación.**
Mantenimiento diario. Por ejemplo: Hidrante, llave de paso de una acometida.

3.7.2 TIPOS DE VÁLVULAS.

3.7.2.1 VÁLVULA DE COMPUERTA.

Este tipo de válvulas tienen un cierre tipo tajadera y volante, cuando se encuentra totalmente abierta, las válvulas presentan una baja pérdida por fricción. Es recomendable utilizar este tipo de válvulas para permitir un flujo todo/nada, no para regular el paso de un fluido.

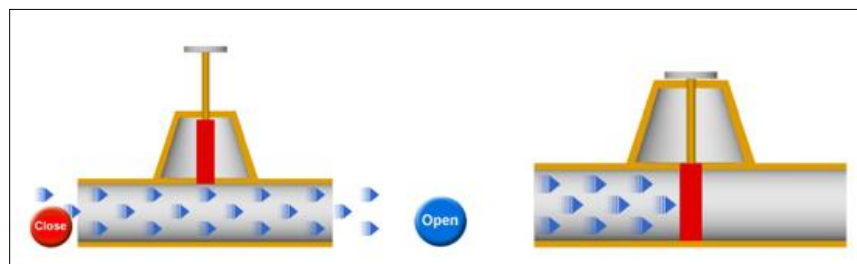


FIGURA 3.11 Válvula de compuerta (Fuente: TLV, Compañía especialista en vapor).

3.7.2.2 VÁLVULA DE MARIPOSA.

Este tipo de válvulas se cierra mediante un disco giratorio, su apertura se realiza en línea y su cierre de manera perpendicular. Cuando se encuentra totalmente abierta presenta una baja pérdida de carga. Este tipo de válvulas son útiles cuando se requiere regular el paso de un flujo, son livianos, bajo costo, el número de piezas móviles es mínima y no presenta bola o cavidades.



FIGURA 3.12 Válvula de mariposa. (Fuente: Importaplas).

3.7.2.3 VÁLVULA DE BOLA.

Presenta un cierre esférico giratorio, su apertura se realiza en línea y su cierre de manera perpendicular. Cuando se encuentra en una posición totalmente abierta hay bajas pérdidas de carga. El mecanismo de cierre de las válvulas de bola es una esfera perforada con el diámetro igual al conducto. La manivela indica el estado de la válvula, alineada con el conducto cuando está abierta y perpendicular cuando está cerrada, se utilizan mucho cuando se requiere que el flujo sea en ambas direcciones.

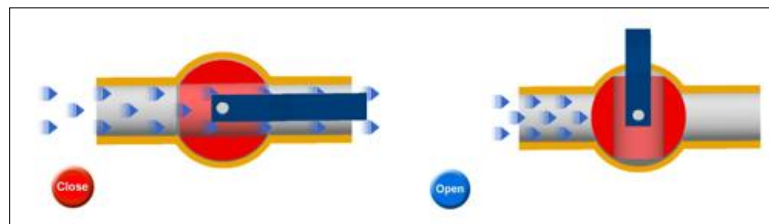


FIGURA 3.13 Válvula de bola (Fuente: TLV, Compañía especialista en vapor).

3.7.2.4 VÁLVULAS DE GLOBO.

Las válvulas de globo son utilizadas cuando se requiere un paso de flujo unidireccional. El cierre se logra por medio de un disco o tapón que se cierra y no permite el paso de un fluido, y son útiles para regular el flujo de agua.

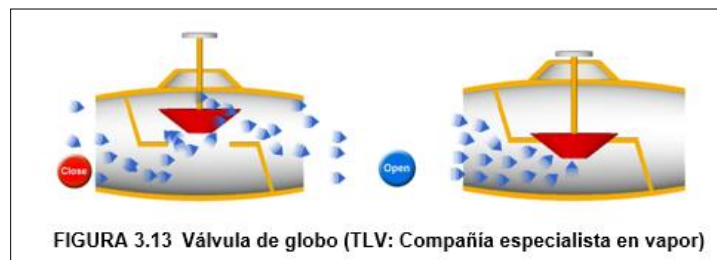


FIGURA 3.13 Válvula de globo (TLV: Compañía especialista en vapor)

FIGURA 3.14 Válvula de globo (Fuente: TLV, Compañía especialista en vapor).

3.7.2.5 VÁLVULA DE DIAFRAGMA.

Este tipo de válvulas presenta un cierre mediante diafragma o elastómero. Es útil cuando se requiere un control del flujo, y su accionamiento es manual o hidráulico, la regulación se logra limitando el grado de apertura del pistón para reducir el área de paso y de esta forma provocar pérdidas necesarias. El cierre y apertura se produce por presión hidráulica.

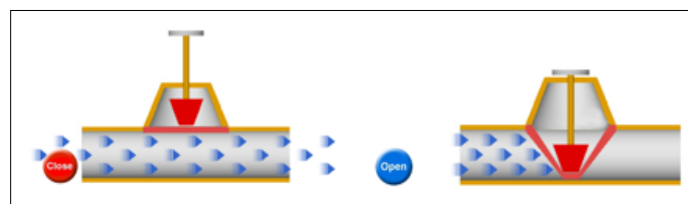


FIGURA 3.15 Válvula de diafragma (Fuente. TLV, Compañía especialista en vapor).

3.8 BOMBA CENTRÍFUGA

Las bombas son equipos que se encargan de transferir energía al fluido de trabajo utilizando energía mecánica. Están compuestas por elementos rotativos, inicialmente se transfiere energía mecánica a través de un eje, el fluido de trabajo entra axialmente y se le transfiere energía cinética proveniente de los álabes que se encuentran en el impulsor.

Las bombas centrífugas presentes en el mercado poseen una curva de funcionamiento denominada *Curva característica de la bomba*, basándose principalmente en dos variables: altura de impulsión (H) y caudal (Q). Dentro de un mismo modelo de bomba centrífuga existen varias curvas características, correspondientes a la variación del tamaño de la bomba. Las bombas centrífugas presentan distintas propiedades, entre las cuales destacan⁵¹:

- La presión o altura de elevación disminuye a medida que aumenta el caudal. A partir de un punto de funcionamiento, cuando se cierra la válvula de regulación de la tubería de impulsión aumenta la presión y se reduce la potencia.
- La altura medida en metros de columna, a la que una bomba transfiere energía es independiente de la naturaleza del líquido prescindiendo de la influencia que ejerce la viscosidad.
- La potencia absorbida por la bomba es proporcional al peso específico del líquido elevado.
- El par elevado para el arranque de una bomba centrífuga es pequeño y la potencia absorbida durante el funcionamiento de régimen es continua y libre de sobrecargas, cuando la altura no varía y no hay perturbaciones ajenas a la bomba de aspiración.



FIGURA 3.16 Bomba centrífuga (Fuente: Proaqua)

⁵¹ Ramos R., Báez R. (2013). *Diseño y construcción en un sistema de riego por aspersión en una parcela demostrativa en el cantón Cevallos*. Tesis de Licenciatura. Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.



3.9 CÁLCULO DE LA BOMBA DE ASPERSIÓN.

3.9.1 PÉRDIDAS PRIMARIAS Y SECUNDARIAS.

Las pérdidas de carga en las tuberías se dividen en dos clases: pérdidas primarias y pérdidas secundarias.

Las pérdidas primarias son aquéllas que genera la superficie en contacto con el fluido en la tubería (capa límite), rozamiento de capas de fluido con otras (régimen laminar) o de las partículas de fluido entre sí (régimen turbulento). Tienen lugar en un flujo uniforme, en los tramos de tubería de sección constante.

Las pérdidas secundarias son las pérdidas que tienen lugar en las transiciones (reducciones, ensanchamientos, etc.), codos, válvulas, elementos de medición, toda clase de accesorios y elementos adicionales de las tuberías.

3.9.1.1 ECUACIÓN GENERAL DE LAS PÉRDIDAS PRIMARIAS.

A fines del siglo XIX, los experimentos realizados con tuberías de agua de diámetro constante demostraron que la pérdida de carga es directamente proporcional al cuadrado de la velocidad media en la tubería y a la longitud de la tubería e inversamente proporcional al diámetro de la misma.

La fórmula fundamental que representa lo anterior es la ecuación de Darcy-Weisbach, y se muestra a continuación:

$$h_f = \lambda \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \quad \text{Ecuación 7}$$

3.9.1.2 ECUACIÓN GENERAL DE LAS PÉRDIDAS SECUNDARIAS.

Para determinar las pérdidas secundarias, algunos autores utilizan diagramas que indican las pérdidas dependiendo del accesorio y de la intersección de líneas, lo que garantiza un margen de error relativamente grande. Sin embargo, en este trabajo, las pérdidas se calculan por la ecuación de Darcy-Weisbach que, al igual que la anterior, es utilizada en todos los estudios de hidrodinámica y Mecánica de Fluidos.

$$h_{Pa} = k \frac{v^2}{2g} \quad \text{Ecuación 8}$$

3.9.1.3 FACTOR K DE LA ECUACIÓN DE PÉRDIDAS SECUNDARIAS.

El coeficiente k es un valor que depende de varios factores como el tipo de accesorio, el número de Reynolds, de la rugosidad, etc. Los coeficientes k para los diferentes accesorios como ensanchamientos, reducciones bruscas y suaves, válvulas, codos y diferentes tipos de unión se adjuntan a continuación.



TABLA 3.5 Factor K para pérdidas de carga secundaria⁵².

Diámetro nominal [in]	Roscado				Acoplado				
	1/2	1	2	4	1	2	4	8	20
Válvulas (abiertas)									
Esfera	1.4	8.2	6.9	5.7	13	8.5	6	5.8	5.5
Compuerta	0.3	0.24	0.16	0.11	0.8	0.35	0.16	0.07	0.03
Anti retorno	5.1	2.9	2.1	2	2	2	2	2	2
De ángulo	9	4.7	2	1	4.5	2.4	2	2	2
Codos									
45° normal	0.39	0.32	0.3	0.29	-	-	-	-	-
45° suave	-	-	-	-	0.21	0.2	0.19	0.16	0.14
90° normal	2	1.5	0.95	0.95	0.5	0.39	0.3	0.26	0.21
90° suave	1	0.72	0.41	0.41	0.4	0.3	0.19	0.15	0.1
180° normal	2	1.5	0.95	0.95	0.41	0.35	0.3	0.25	0.2
180° suave	-	-	-	-	0.4	0.3	0.21	0.15	0.1
Tes									
Flujo directo	0.9	0.9	0.9	0.9	0.24	0.19	0.14	0.1	0.07
Flujo lateral	2.4	1.8	1.4	1.4	1	0.8	0.64	0.58	0.41

3.10 TECNOLOGÍA DE PULVERIZACIÓN.

Uno de los principales sistemas en una planta desaladora por proceso térmico es el denominado sistema de aspersion, el cual tiene la finalidad de rociar el agua de mar sobre el banco de tubos por el que circula el recurso térmico, empleando para ello, equipos de pulverización.

La pulverización se obtiene al romper el líquido de trabajo en pequeñas gotas, la finalidad es obtener una mejor transferencia de calor entre el fluido térmico y el agua de mar, y así, separar los residuos de sal para obtener un fluido libre de impurezas. Para conseguir la pulverización de un fluido, existen diferentes técnicas y procesos que se describen a continuación:

- **Someter el líquido a presión.**
El fluido se hace pasar por un orificio calibrado o boquilla (pulverización hidráulica), lo cual genera que el fluido se rompa y se generen pequeñas gotas, este método es el que más se utiliza dentro de la industria.
- **Situar el líquido en una corriente de aire a alta velocidad (pulverización neumática).**
Este método implica utilizar equipos auxiliares como compresores o generadores de aire comprimido, sin embargo, el tamaño de gota que se obtiene al utilizar este proceso es de menor tamaño.

⁵² White M., F. (2006). *Fluid Mechanics*. McGraw-Hill. México.

- **Someter el líquido a las fuerzas de reacción generadas por un elemento en rotación (pulverización centrífuga).**

Por lo general, el fluido entra a una cámara que se denomina Cámara de Remolino a través de una vena con la geometría adecuada para la generación de rotación, o bien, el fluido entra perpendicular a la salida, provocando que esta choque con una de las paredes de la cámara y se genere el movimiento rotatorio, lo cual genera una mejor distribución en la salida del aspersor.

- **Evaporación de líquidos (Térmica).**

El uso de una fuente externa de calor sobre el fluido genera que sus moléculas estén en constante movimiento y sea más sencilla su separación.

- **Campos eléctricos (Electrodinámica).**

Se emplea un campo magnético al fluido de trabajo, haciendo que las cargas se separen y se generen pequeñas gotas. Este método implica la utilización de electroimanes que generalmente son de un alto costo.

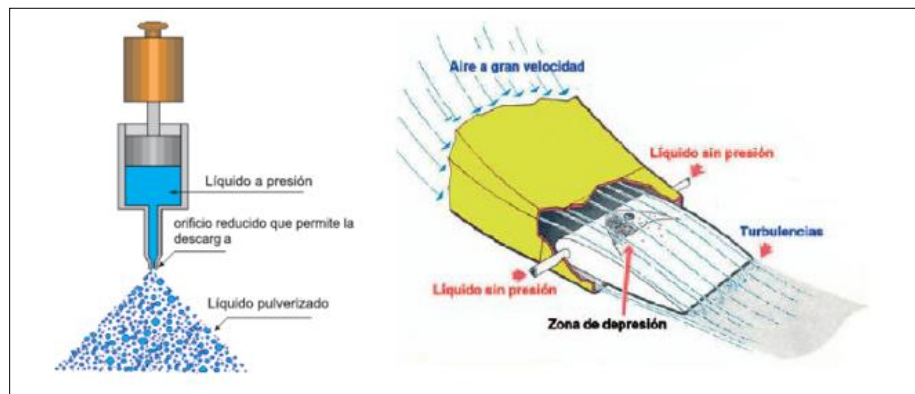


FIGURA 3.17 Mecanismos de pulverización hidráulica (Derecha) y Mecanismo de pulverización neumática (Izquierda). (Fuente: TeeJet)

3.10.1 PULVERIZADORES HIDRÁULICOS.

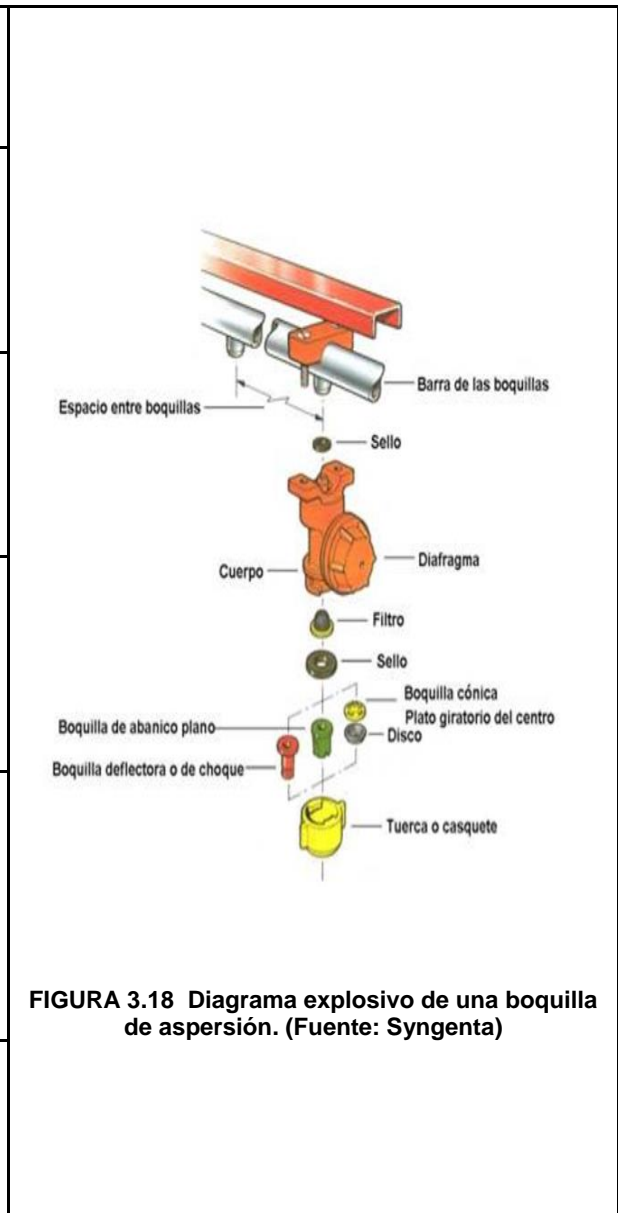
Este tipo de pulverización se realiza ejerciendo presión al líquido, impulsado por una bomba, ya sea mecánica o manual. El paso del líquido se realiza a través de un orificio el cual produce gotas de diferentes diámetros, según la presión de trabajo, y el tipo de boquillas que se utilice.

3.10.1.1 ELEMENTOS DE LOS PULVERIZADORES HIDRÁULICOS.

Las boquillas de pulverización hidráulica son aquellas que poseen un orificio calibrado de salida del líquido, comúnmente se les denomina toberas, pastillas o puntas de pulverización. La función de este tipo de boquillas es producir gotas de un tamaño determinado, adecuándose a los parámetros de aplicación. Este tipo de boquillas está conformado por los siguientes componentes:

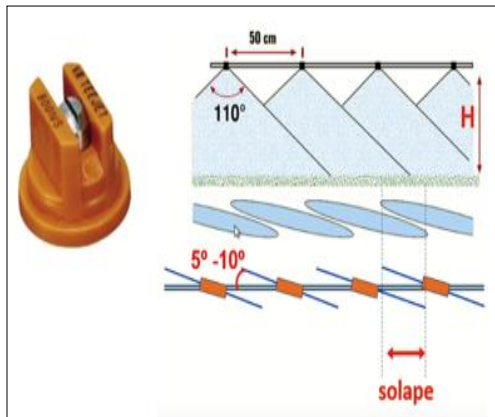
Tabla 3.6 Partes que conforman las boquillas hidráulicas.

Barra de boquillas	Es el tubo por el cual está circulando el fluido de trabajo y es la entrada del líquido a presión.
Sello	Sirve de empaquetadura entre la barra de boquillas y la boquilla, ayuda a que la corrosión entre los materiales sea más lenta y evita la pérdida del fluido (fugas).
Cuerpo	Es el canal cilíndrico de la boquilla, en ella se encuentra circulando el fluido de trabajo.
Filtro	Ayuda a retener las partículas no deseadas que el fluido de trabajo arrastra. Por lo general, antes de que el fluido de trabajo entre a la boquilla, se realiza un pre-tratamiento para eliminar en mayor medida estos residuos.
Boquilla	Parte principal del sistema de aspersión. Esta pieza controla el gasto y tamaño de las gotas de salida del fluido, dependiendo de las necesidades y demandas que se tengan.
Tuerca o casquete	Es la pieza que mantiene unidos el cuerpo y la boquilla, de fácil manejo en caso de que se desee cambiar alguna de las piezas antes mencionadas.



Como se describe, la función principal de las boquillas es controlar el gasto y tamaño de las gotas. Sin embargo, existen diferentes tipos y cada una tiene un funcionamiento de operación diferente. En el siguiente apartado se describen los más importantes.

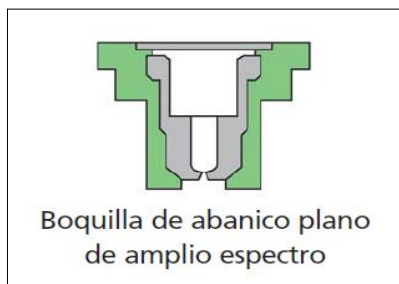
3.10.1.2 BOQUILLA DE CHORRO PLANO, ABANICO O HENDIDURA.



La presión recomendable para el uso de estas boquilla se encuentra entre 1 a 6 [bares], el ángulo de pulverización de trabajo está entre 80°-110° y la distribución de estas boquillas no es uniforme, aplicándose una mayor cantidad de fluido en la zona central y menor cantidad en las zonas laterales. Para conseguir aplicar la misma cantidad de producto sobre la superficie es necesario solapar los chorros, sin embargo, dicha acción hace que el tamaño de gota se modifique. Por ello, se recomienda colocar las boquillas ligeramente inclinadas respecto al eje de la barra, aproximadamente 5° a 10°.

FIGURA 3.19 Arreglo y boquilla de abanico plano (Fuente: Catálogo T-Jet)

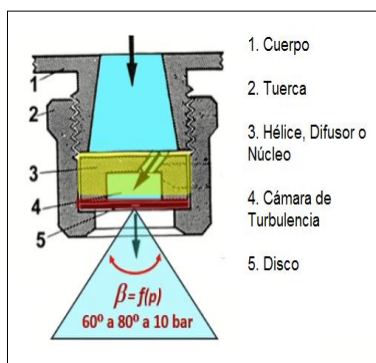
3.10.1.3 BOQUILLA DE ABANICO PLANO DE AMPLIO ESPECTRO.



Estas boquillas son las más utilizadas en la industria, debido a que proporcionan una excelente distribución de pulverización con un rango amplio de presiones. Se usan frecuentemente en aplicaciones superficiales. Con una rango recomendado de 1 a 2 [bares], se obtienen gotas que resisten a la deriva, mientras que para obtener gotas más pequeñas se necesita aplicar una presión de 2 a 4 [bares].

FIGURA 3.20 Boquilla de abanico plano de amplio espectro (Fuente: Guía del usuario de boquillas de pulverización)

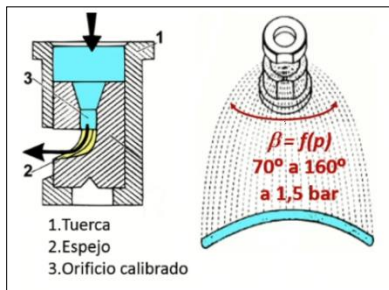
3.10.1.4 BOQUILLA DE TURBULENCIA O CONO.



Estas boquillas tienen una presión de trabajo entre 5 a 20 [bares]. Su funcionamiento es el siguiente, el fluido de trabajo entra dentro de una cavidad denominada Cámara de Turbulencia, por medio de un conducto comúnmente llamado Hélice, Difusor o Núcleo, hace que el flujo entre como un torbellino, donde posteriormente sale por un orificio, el cual lleva por nombre Disco, formando un patrón de cono tipo hueco, o bien, cono lleno. La distribución de este tipo de boquillas es bastante uniforme, por lo tanto, el solape es mínimo o nulo. Sus principales aplicaciones están dentro de la rama de insecticidas y fungicidas.

FIGURA 3.21 Partes que conforman las boquillas de turbulencia (Fuente: Catálogo T-Jet)

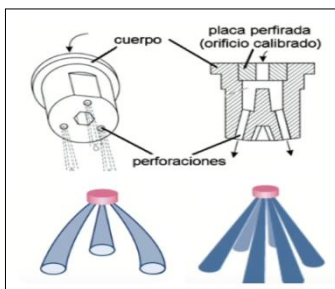
3.10.1.5 BOQUILLAS DE IMPACTO O ESPEJO.



Este tipo de boquillas se utiliza en aplicaciones de herbicidas y abonos líquidos, su presión de trabajo se encuentra entre 1 a 4 [bares]. El líquido penetra en la boquilla, choca con una superficie inclinada y el resultado de éste impacto modifica la dirección del chorro generando las gotas de aspersión. El ángulo de trabajo está dentro de los 70° a los 160°. La distribución es buena, como se muestra en la FIGURA 3.22.

FIGURA 3.22 Elementos de una boquilla de impacto o espejo (Fuente: Catálogo T-Jet)

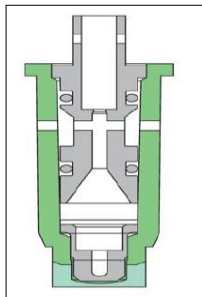
3.10.1.6 BOQUILLAS DE CHORRO COMPACTO O DE VARIAS SALIDAS.



La presión de trabajo de las boquillas de chorro compacto está entre 1 a 4 [bares]. En esta boquillas el líquido sale por unas perforaciones que se encuentran en el interior de la boquilla y el resultado en la salida son chorros de líquido con un tamaño de gota grande. Comúnmente estos pulverizadores tienen entre 3 a 7 orificios.

FIGURA 3.23 Cuerpo, perforaciones y placa de una boquilla de varias salidas (Fuente: Catálogo T-Jet)

3.10.1.7 BOQUILLA DE VENTURI DE AIRE INDUCIDO.



Este tipo de boquillas tienen dos orificios: el primero de ellos se conoce como pre-orificio, el cual tiene la función de medir el caudal del líquido; el segundo orificio se conoce como orificio de salida, y tiene un diámetro mayor al pre-orificio. Su función es formar el patrón de aspersión y entre los dos orificios se encuentra un aspirador. Esta abertura absorbe aire hacia el interior de la boquilla, donde se mezcla con agua. Esta sustancia genera un patrón de aspersión con gotas grandes y llenas de aire, que al chocar generan una mejor cobertura.

FIGURA 3.24 Interior de una boquilla de Venturi de aire inducido. (Fuente: Catálogo T-Jet)

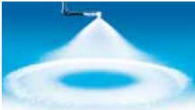





3.11 NOCIONES FUNDAMENTALES ACERCA DE LAS BOQUILLAS DE PULVERIZACIÓN.

Existen numerosos criterios que se deben contemplar al momento de adquirir o diseñar boquillas de aspersión, y uno de los elementos más importantes es el patrón de aspersión.

3.11.1 TIPO PRINCIPALES DE PATRONES DE ASPERSIÓN.




En la TABLA 3.7, se muestran las características más importantes de los diversos patrones de aspersión existentes, otorgando una visión más concreta sobre el tipo de boquilla y diseño a considerar al proponer el sistema de aspersión en la Desaladora Modular Geotérmica.


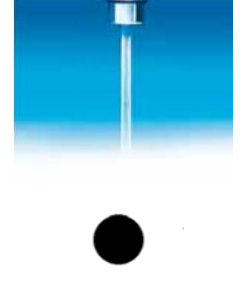

TABLA 3.7 Principales características de los diferentes tipos aspersión⁵³.


Tipo de aspersión	Características principales de la aspersión	Imágenes de aspersión	Aplicaciones
Cono húmedo (Tipo recámara de turbulencia)	Unas de las ventajas de este tipo de boquillas es la amplia gama de tamaños de gota y capacidades que se tienen. Este tipo de boquillas se utilizan en aplicaciones donde se requiere combinar gotas y capacidades pequeñas. Se manejan ángulos que van desde los 40° hasta 165°.	  Ángulos de Aspersión: 40° a 165°	<ul style="list-style-type: none"> Enfriamiento de tubería y tubing de aluminio extruido.
Cono hueco (Tipo deflector)	Este tipo de boquillas utilizan una tapa deflectora que es lo que provoca que el patrón de aspersión tenga forma de "paraguas". Se manejan rangos que van desde los 100° hasta los 180°.	  Ángulos de Aspersión: 100° a 180°	<ul style="list-style-type: none"> Utilizadas en la sección de enfriamiento de un horno industrial. Asperjar una mezcla de agua/bacterias para crear nieve para refrigeración.
Cono hueco (Tipo espiral)	Este tipo de boquillas proporciona un patrón hueco con gotas que son de menor tamaño que las gotas que generan las boquillas que también son de cono hueco. Debido a su tamaño compacto, proporciona un mejor flujo del líquido. Su diseño de una sola pieza proporciona un paso máximo dependiendo del tamaño del tubo acoplado.	  Ángulos de Aspersión: 50° a 180°	<ul style="list-style-type: none"> Secado por aspersión de jabones y detergentes: colorantes y pigmentos: café y té.

⁵³ Spraying Systems Co. *Catálogo de boquillas de aspersión*. Referencias Técnicas. Pág. A2.



<p>Cono lleno</p>	<p>Este tipo de boquillas contiene una vena interna que es lo que provoca su patrón de aspersión característico, de cono lleno, redondo y uniforme con gotas medianas a grandes. Se manejan ángulos entre 15° y 125°.</p>	 <p>Ángulos de Aspersión: 15° a 125°</p>	<ul style="list-style-type: none">. Aplicado para enfriamiento de tubería y tubing de aluminio extruido.. Enjuague de rollos de alambre en líneas de pasivado.
<p>Cono lleno (Tipo espiral)</p>	<p>Este tipo de boquillas tienen la característica de proporcionar gotas gruesas en un patrón de aspersión de cono lleno. Comúnmente se manejan ángulos entre 50° y 170°.</p>	 <p>Ángulos de aspersión: 50° a 170°</p>	<ul style="list-style-type: none">. Lavado de filtro para remoción de desperdicios.. Lavado de fruta antes de que se procese en un las estaciones de lavado.
<p>Aspersión plana (Uniforme)</p>	<p>Este tipo de boquillas presenta una aspersión plana a todo lo largo del área de impacto, comúnmente se utiliza en lugares donde se necesita que el tamaño de la gota sea mediana.</p>	 <p>Ángulos de aspersión: 25° a 65°</p>	<ul style="list-style-type: none">. Utilizadas en la limpieza de barriles.. Útiles para asperjar sobre discos digitales.

<p>Aspersión plana (Tipo deflector)</p>	<p>Este tipo de boquillas presenta una aspersión bastante parecida al tipo de boquillas con aspersión plana (uniforme), la diferencia que se presenta es que el patrón de aspersión se forma al salir el líquido por un orificio redondo y chocar con una superficie deflectora. Este tipo de boquillas es útil en aplicaciones donde se requiere un alto impacto. El diseño de amplio paso libre del orificio redondo reduce los taponamientos. Los ángulos de aspersión representan un factor importante al momento de diseñar las boquillas, o bien dependiendo para que aplicación sea requerida, un ángulo de aspersión estrecho proporciona un mayor impacto mientras que los ángulos anchos proporcionan menores impactos.</p>	 <p>Ángulos de Aspersión: 15° a 150°</p>	<ul style="list-style-type: none"> . Aplicadas para enjuagar baldes de arenilla en la fabricación del papel. . Utilizadas para lavar tubos en un intercambiador de calor. . Útiles para recubrir tuberías.
<p>Chorro sólido</p>	<p>Este tipo de boquillas proporcionan el flujo con el mayor impacto por unidad de área, perfectas para aplicaciones donde se requieran aspersiones de alto impacto.</p>	 <p>Ángulos de aspersión: 0°</p>	<ul style="list-style-type: none"> . En el sector automotriz para cortar alfombras, defensas, paneles de puertas, plásticos y vidrio.
<p>Aspersión fina (Hidráulica, niebla fina)</p>	<p>Es tipo de boquillas proporciona una atomización de forma de cono hueco pero con un patrón fino. Se manejan entre ángulos de 35° a 165°.</p>	 <p>Ángulos de Aspersión: 35° a 165°</p>	<ul style="list-style-type: none"> . Útiles para simular condiciones de vuelo a nivel del mar en pruebas de aeronaves. . Enfriamiento de serpentines en unidades de aire acondicionado.

<p>Atomización con aire y asistida por aire</p>	<p>Este tipo de boquillas produce una atomización en la cual hay una combinación de presiones de aire y líquido. Son las más comunes para lograr aspersiones finas en un amplio rango de capacidades.</p>		<ul style="list-style-type: none"> Utilizadas en la aplicación de lubricante en la formación de rollos de acero. Utilizadas para asperjar aceite sazonado sobre botanas de maíz.
---	---	--	--

3.11.2 GEOMETRÍA DE LOS PATRONES DE ASPERSIÓN.

La distribución de los equipos de aspersión se definen en dos rubros: la separación entre ramales y la separación de aspersores dentro del ramal. Existe una amplia bibliografía sobre diseños de aspersión en sistemas de riego, sin embargo, en aplicaciones industriales es escasa la información que se puede encontrar. Por tal motivo, en el presente trabajo se propone un diseño de distribución de aspersión enfocado a los servicios que nuestro equipo requiere, basándose en la tecnología utilizada en los proceso de agricultura.

Se debe considerar que la cobertura de pulverización varía según la presión de trabajo, la altura y la distancia entre las boquillas. Existen diferentes geometrías de aspersión, pero entre los más comunes se encuentran el acomodo rectangular, cuadrangular y triangular. (Ver FIGURA 3.25)

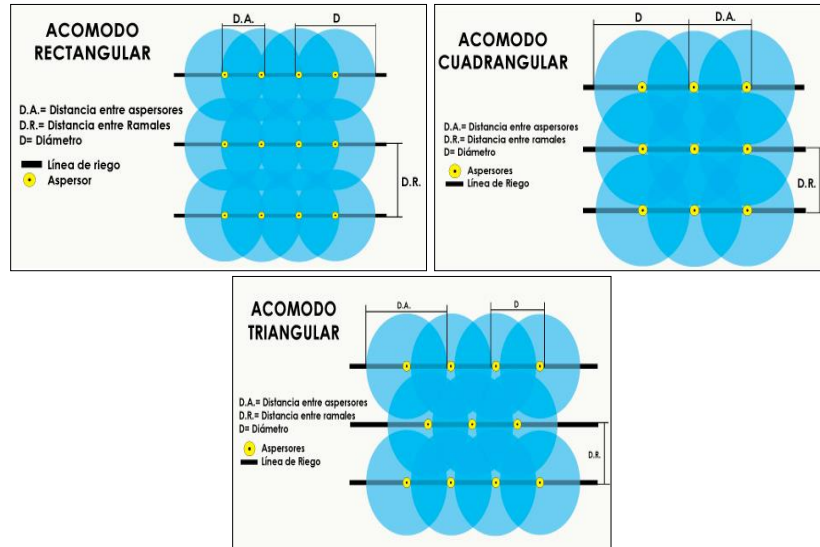


FIGURA 3.25 Distribución geométrica de los aspersores (Fuente: HYDRO ENVIRONMENT).

Según Akesson y Harvey, existen dos tipos de recubrimiento sobre una superficie: Recubrimiento Simple Uniforme y el Recubrimiento Uniforme Doble. El primero es aquel que se forma cuando las coberturas de dos boquillas sólo se tocan en un punto, mientras que el Recubrimiento Uniforme Doble se forma cuando la cobertura de aspersión ocupa un porcentaje de cobertura de la boquilla o boquillas más cercanas, como se puede ver en la FIGURA 3.26.

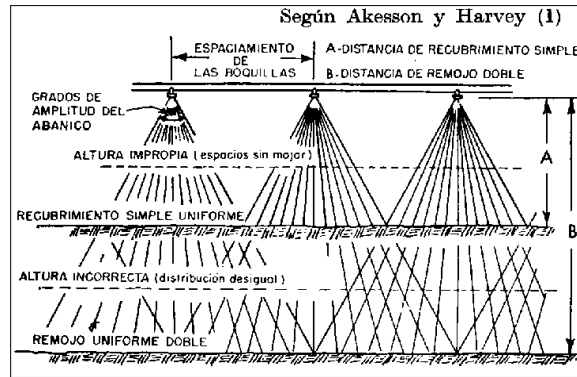


FIGURA 3.26 Recubrimientos comunes de las boquillas de aspersión. (Fuente: Akesson y Harvey)

3.11.3 PRESIÓN DE PULVERIZACIÓN.

El adecuado funcionamiento de las boquillas depende de la interacción de dos parámetros: el caudal y la presión de pulverización. A continuación se hace mención de algunas consideraciones sobre el funcionamiento de las boquillas:

- Para duplicar el gasto es necesario elevar la presión hasta casi cuatro veces.
- Una presión elevada disminuye el tamaño de las gotas.
- Una presión elevada aumenta el desgaste en el orificio.
- La presión influye en el ángulo y la cobertura de pulverización.
- Los líquidos de mayor densidad o más pesado que el agua, forman ángulos de pulverización más pequeños. Los líquidos menos densos y ligeros que el agua forman ángulos de pulverización más amplios.

Con el fin de calcular el caudal de descarga de una boquilla, se conoce que la energía de un flujo permanece constante en todas las secciones de su sistema. Dicho enunciado queda representado por la Ecuación de Bernoulli, y se compone de tres partes importantes:

P	Energía de presión de la partícula líquida por unidad de volumen
$\frac{1}{2} \rho V^2$	Energía cinética de partículas líquidas por unidad de volumen
$\rho g z$	Potencial de energía de la partícula líquida por unidad de volumen

Por lo tanto, si consideramos dos secciones de la misma tubería, sección A y sección B, como se observa en la FIGURA 3.27, podemos escribir:

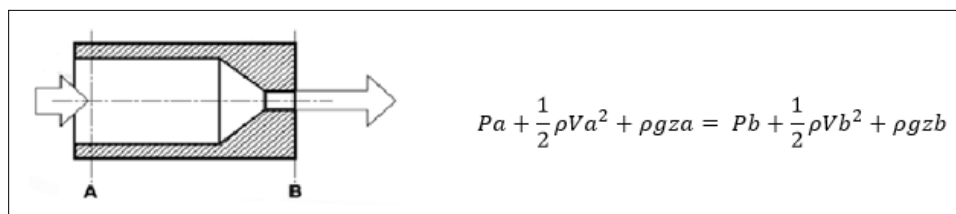


FIGURA 3.27 Representación esquemática de una tobera. (Fuente: Spray Engineering Handbook)

Si consideramos que las dos secciones de la FIGURA 3.27 se toman inmediatamente antes y después del orificio de entrada y salida, respectivamente, se tiene:



$$Z_a = Z_b \quad ; \quad P_b = 0 \quad ; \quad V_a \cong 0$$

Teniendo las siguientes ecuaciones:

$$P_a = \frac{1}{2} \rho V_b^2 \quad \text{Donde} \quad V_b = \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot P_a} \quad \text{Finalmente} \quad V = C \sqrt{P}$$

Definiendo una nueva constante **K** para incluir el valor de la zona de salida del orificio de la tobera A, se determina la siguiente ecuación indicando que para una boquilla de pulverización en una habitación a presión ambiente, el flujo de salida es proporcional a la línea de alimentación presión.

$$Q = A \cdot v \quad \text{Donde} \quad Q = A \cdot C \cdot \sqrt{P} \quad \text{Finalmente} \quad Q = K \sqrt{P}$$

Teniendo en cuenta ahora dos valores de presión diferentes para la misma boquilla, ya que **k** es una cantidad constante, podemos escribir que:

$$K = \frac{Q}{\sqrt{P}} \quad \text{Donde} \quad K = \frac{Q_a}{\sqrt{P_a}} = \frac{Q_b}{\sqrt{P_b}}$$

$$\text{Finalmente} \quad \frac{Q_a}{Q_b} = \frac{\sqrt{P_a}}{\sqrt{P_b}} \quad \text{Ecuación 9}$$

Donde el caudal **Q** puede estar en *GPM* o *L/MIN* y la presión **P** en *PSI* o *BAR*, siempre y cuando las operaciones se efectúen en el mismo Sistema de Unidades. La *Ecuación* se ha obtenido después de haber simplificado el problema real, despreciando los siguientes factores:

- En la mayoría de los casos de aplicación práctica el flujo es turbulento y no laminar.
- Las pérdidas por fricción tienden a aumentar fuertemente con la velocidad del líquido.
- Dependiendo del tipo de boquilla, se utiliza un porcentaje diferente de la energía disponible para romper el chorro y el patrón de pulverización deseado y el ángulo de pulverización.

Las consideraciones anteriores deben ser usadas como una guía solamente, debido a los muchos factores que influyen en las operaciones reales que no consideran el líquido de trabajo, temperatura, viscosidad y densidad.

Para tener un dato más real, se propone la siguiente ecuación⁵⁴:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{P_1^n}{P_2^n} \quad \text{Ecuación 10}$$

Donde el exponente **n** varía según el tipo específico de boquilla, como se muestra en la TABLA 3.8, que se describe a continuación:

⁵⁴ Spraying Systems Co. *Catálogo de boquillas de aspersion*. Referencias Técnicas. Pág. A4.



TABLA 3.8 Factores de Capacidad para grupos específicos de boquillas.

Tipo de boquilla	Exponente "n"
Boquillas de Cono hueco (Todas)	0.5
Boquillas de Cono lleno (Sin vena)	
Boquillas de Cono lleno (Serie 15° y 30°)	
Boquillas de Aspersión Plana (Todas)	
Boquillas de Chorro Sólido (Todas)	
Boquillas de Espiral (Todas)	
Boquillas de Cono lleno (Estándar)	0.46
Boquillas de Cono lleno (Aspersión Cuadrada)	
Boquillas de Cono lleno (Aspersión Ovalada)	
Boquillas de Cono lleno (Gran Capacidad)	0.44
Boquillas de Cono lleno (Ángulo Ancho)	
Boquillas de Cono lleno (Aspersión Cuadrada Ángulo Ancho)	

3.11.4 ÁNGULO, COBERTURA Y DISTANCIA DE ASPERSIÓN.

El ángulo de aspersión es el aquél que se forma cuando el fluido es pulverizado y arrojado por la boquilla de aspersión. Si se tiene una *distancia de aspersión* relativamente grande, este ángulo tiende a ser más pequeño, por ello se tiene un factor denominado *Cobertura teórica*, que es la distancia ideal que el rociado puede cubrir si se considera que el ángulo de aspersión permanece siempre constante a través de toda la distancia de aspersión.

3.11.4.1 DISTANCIA DE ASPERSIÓN.

La distancia de aspersión es la altura que va de la cobertura teórica a la punta de la boquilla de aspersión. Hay dos factores importantes que se relacionan con el cálculo de esta distancia, el primero de ellos es el ángulo de aspersión, el cual está dado por el fabricante y se encuentra presente en el catálogo de boquillas; el segundo factor es la longitud de la cobertura teórica, si se tiene una mayor cobertura, la distancia de aspersión será mayor, si la cobertura es menor la distancia también lo será.

En la FIGURA 3.28 se encuentra la representación gráfica de la distancia de aspersión en función de la cobertura teórica. Para calcular la distancia de aspersión, podemos representar el diagrama como un triángulo rectángulo, donde α es la mitad del ángulo de aspersión, el Cateto Adyacente (CA) representa la distancia de aspersión y el Cateto Opuesto (CO) es la mitad de la cobertura teórica.

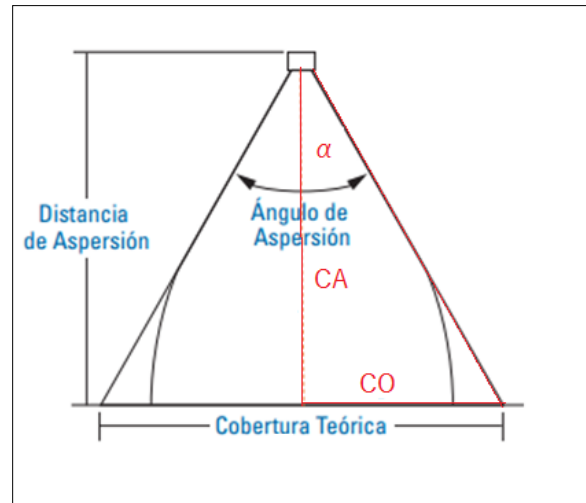


FIGURA 3.28 Representación gráfica de la distancia de aspersión en función de la cobertura teórica.
(Fuente: Spraying Systems Co).

Por lo tanto, se sabe que:

$$\alpha = \frac{\text{Ángulo de aspersión dado por el fabricante}}{2}$$

Por el esquema de la FIGURA 3.28, se sabe que el Cateto Opuesto (CO) es la mitad de la cobertura teórica. Por lo tanto:

$$CO = \frac{\text{Cobertura Teórica}}{2}$$

De acuerdo a la relación trigonométrica:

$$\text{Tan}(\alpha) = \frac{CO}{CA}$$

Y despejando al Cateto Adyacente (CA) que corresponde a la distancia de aspersión teórica es:

$$h = CA = \frac{CO}{\tan \alpha} = \frac{\left(\frac{\text{Cobertura Teórica}}{2}\right)}{\tan\left(\frac{\text{Ángulo de aspersión dado por el fabricante}}{2}\right)} \quad \text{Ecuación 11}$$

Por lo que h es la distancia de aspersión teórica para el sistema. Es probable que este valor teórico se tenga que ajustar a un valor exacto, entre más cercano se encuentren estos valores, el error al momento de realizar las pruebas será el menor.



3.11.5 TAMAÑO DE LA GOTA DE ASPERSIÓN.

El patrón de aspersión de una boquilla se conforma por una gran cantidad de gotas de diversos tamaños. El tamaño de la gota indica el diámetro de una partícula individual y se expresa en micrones (micra). Un micrón equivale a 0.001 mm (.0000394"). En la mayoría de los casos el tamaño de las gotas se obtiene a través de análisis estadísticos basados en los resultados de pruebas realizadas en laboratorio. Los datos más confiables son los que se ajustan a la norma del Consejo Británico para la Protección de Cultivos (BCPC), en concordancia con la norma S572 de la Sociedad de Ingenieros Agrícolas (ASAE). La importancia del tamaño de gota radica en:

- Cuando la cobertura es un elemento vital, dependiendo de la aplicación.
- Las boquillas que producen gotas medianas son las más utilizadas en aplicación de herbicidas de contacto, insecticidas y fungicidas.

El tamaño de las gotas varía según la presión, una misma boquilla puede producir gotas medianas a bajas presiones, y gotas muy finas a presiones más elevadas, y se determina por el índice de grosor (IG). Para calcular dicho índice se tiene la siguiente ecuación:

$$IG = 12.85 \frac{P_{asp}^{1.3}}{D_{boq}} \quad \text{Ecuación 12}$$

Dónde:

P_{asp} = Presión del aspersor [kg/cm^2]

D_{boq} = Diámetro de salida de la boquilla de aspersión [mm]

El índice de grosor debe estar en un rango entre 7 y 17, valores menores que 7 indican gotas demasiado gruesas y valores mayores que 17 indica gotas demasiado finas, lo cual afecta en la distribución del agua.

3.11.6 IMPACTO O FUERZA DE CHOQUE.

Se denomina Impacto a la fuerza de choque de un líquido sobre una superficie perpendicular al fluido. El valor del impacto depende de los parámetros de operación de la boquilla (presión y flujo) y viene dado por unidades de fuerza (lb o kg fuerza) sobre área (libra cuadrada [in^2] o centímetros cuadrados [cm^2]). Para obtener el impacto teórico, se debe utilizar la siguiente ecuación:

$$I = K * Q * \sqrt{P} \quad \text{Ecuación 13}$$

Dónde:

K = Constante (0.0526 en Sistema Inglés o 0.024 en Sistema Internacional)

Q = Capacidad o flujo [gpm o l/min]

P = Presión de líquido [kg/cm^2]



3.11.7 CARACTERÍSTICAS PARA EL BUEN DESEMPEÑO DE ASPERSIÓN.

Si bien las consideraciones del material y del fluido son relevantes, existen algunas características que están relacionadas a dichos factores y que son de gran importancia: viscosidad, temperatura y tensión superficial, y que se describen a continuación.

3.11.7.1 VISCOSIDAD.

Como se describió en el apartado 3.4.4 del presente capítulo, en la Mecánica de los Fluidos la viscosidad es la resistencia que un fluido opone a su deformación y se pueden considerar dos diferentes tipos de viscosidad: la viscosidad dinámica y la cinemática. La viscosidad absoluta (dinámica) es la resistencia de un líquido a cambiar de forma en que están acomodadas sus partículas mientras fluye.

La viscosidad cinemática no involucra a la Fuerza en ninguna de las dimensiones, quedando únicamente en términos de longitud y tiempo. La ecuación que describe la relación entre la viscosidad dinámica y cinemática se muestra a continuación:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad \text{Ecuación 14}$$

La unidad para la viscosidad absoluta (μ) en el sistema CGS es el *Poise (P)*, mientras que en SI se utiliza $N*s/m^2$. El *centipoise (cP)* es igual a .01 Poise y suele ser la unidad más utilizada. La unidad de la viscosidad cinemática (ν) en el sistema CGS es el *Stoke (St)*, siendo su equivalente el cm^2/seg en el SI. El *centistoke (cSt)* ($0.01St = 10^{-6}m^2/seg$) es comúnmente más usado. La viscosidad es un factor importante que afecta al patrón de aspersión, un fluido que sea más viscoso necesita mayor presión para formar un patrón igual a un fluido menos viscoso.

3.11.7.2 TEMPERATURA.

La temperatura es un factor que directamente no afecta el funcionamiento de las boquillas, haciendo referencia al comportamiento de los materiales con este parámetro. Pero la temperatura tiene una estrecha relación con la viscosidad, a mayor temperatura un fluido es menos viscoso, a menor temperatura se presenta mayor viscosidad; en cambio la tensión superficial y la gravedad específica son factores que si afectan el comportamiento de las boquillas, y que se describen a continuación.

3.11.7.3 TENSIÓN SUPERFICIAL.

La superficie de un líquido tiende a asumir el tamaño más pequeño posible. Cada porción de la superficie del líquido ejerce una tensión sobre porciones adyacentes o sobre otros objetos con los cuales está en contacto. Esta fuerza está en el plano de la superficie y su cantidad por unidad de longitud se conoce como tensión superficial. La tensión superficial afecta principalmente a la presión mínima de trabajo, al ángulo de aspersión y al tamaño de gota.

La tensión superficial es más fácil de detectar a bajas presiones. Una tensión superficial alta reduce el ángulo de aspersión, particularmente en boquillas de cono hueco y en aspersión plana. Una tensión superficial baja permite el funcionamiento de una boquilla a menor presión.

3.12 MATERIALES.

Existen una amplia gama de materiales denominados *estándar* que garantizan un adecuado funcionamiento. Dentro de estos materiales se incluyen el bronce, acero, hierro fundido, aceros inoxidable, aceros inoxidables endurecidos, una alta gama de plásticos y carburos. Existen, sin embargo, empresas y proveedores que manejan combinaciones de estos materiales o aleaciones de materiales diferentes, para mejorar las propiedades mecánicas o térmicas.

3.12.1 DESGASTE EN LAS BOQUILLAS.

El desgaste que presenta cada boquilla depende de dos factores, en primer término del material que lo constituye, sea un material estándar, o bien, alguna aleación especial, y en segundo término depende del fluido y de las condiciones de operación del sistema.

En el caso de los materiales, cuando se tienen superficies más duras, se tiene una vida más extensa, existen materiales que ofrecen mayor resistencia a la corrosión. Sin embargo, el rango de corrosión química en los materiales depende de la solución que se esté manejando, las propiedades corrosivas del fluido, su porcentaje de concentración de sales (para el desarrollo de este proyecto es de vital importancia), la temperatura, así como la resistencia a la corrosión del material de la boquilla se deben considerar.

Debido a que la capacidad de aspersion está relacionada con el desgaste del equipo, éste resulta un buen parámetro para medir la eficiencia del proceso, por lo regular cuando hay desgaste presente en la boquilla, se presentan grietas y anomalías en la superficie, por ende, hay que considerar un plan de limpieza para procurar que la boquilla tenga una mayor duración, o bien, tomar precauciones.



FIGURA 3.29 Boquillas con problemas de corrosión y desgaste (Fuente: Spraying Systems Co).



CONCLUSIÓN DEL CAPÍTULO 3.

La Desaladora Modular Geotérmica está compuesto por tres principales sistemas: *sistema térmico*, que se enfoca en el estudio de la transferencia de calor entre los diferentes flujos que intervienen en el proceso; *sistema de vacío*, que tiene la finalidad de reducir, de manera escalonada, el punto de ebullición del agua de mar para un mejor aprovechamiento de energía; y *el sistema de aspersion*, encargado de conducir e introducir el agua de mar al interior de las cámaras de evaporación.

En el interior de cada cámara, el fluido debe ser rociado según las condiciones de operación propuestas. En la Cámara 1, 2 y 3, el agua de mar es introducido con un flujo de 0.61 [kg/s], temperatura de 39 [°C] y presión de 1.31 [bar]. Mientras que en el Condensador se tiene un flujo de 8.278 [kg/s], temperatura de 25 [°C] y presión de 1.61 [bar] en la Entrada, y un flujo de 8.278 [kg/s], 39 [°C] y presión de 1.31 [bar] a la Salida. Estas condiciones se deben de cumplir para que los tres sistemas en interacción funcionen de manera adecuada.

Para que se cumplan con las condiciones operativas de la Unidad Desaladora, se debe contar con equipos auxiliares que garanticen su adecuada funcionalidad, como válvulas, instrumentación, tanques de almacenamiento, bombas, y tubería. Para la selección de los equipos más adecuados, es fundamental el conocimiento sobre la Hidráulica y la Mecánica de los Fluidos, que se encargan del análisis y estudio de los fluidos, así como la propuesta de algunas ecuaciones, como es el caso en la obtención de diámetros de tuberías, cálculo de pérdidas de carga primarias y secundarias para la propuesta de bombas.

Uno de los elementos más importantes del Sistema de Aspersion son los pulverizadores hidráulicos. El diseño, distribución y arreglo se debe adecuar a las especificaciones que la Desaladora demanda, con el fin de obtener un buen desempeño del rociado y sus parámetros de operación.



4 IMPLEMENTACIÓN METODOLÓGICA PARA EL DISEÑO DEL SISTEMA DE ASPERSIÓN Y EQUIPOS AUXILIARES.

En el presente capítulo se expondrán los criterios para el diseño del sistema de aspersión y equipos auxiliares, así como las teorías termodinámicas e hidráulicas para determinar los parámetros de operación que están sujetos a las condiciones de trabajo.

Con la información recabada en los capítulos anteriores, se podrá determinar el mejor arreglo del sistema de aspersión con base en la información del Capítulo 3, donde se mencionó la existencia de una gran variedad de patrones de aspersión, dependiendo de la cobertura, tamaño de gota, presión de operación, etc. Además, se plantearon algunos arreglos geométricos y parámetros que comúnmente se utilizan en los procesos de pulverización.

Como primer paso, se realizará la propuesta del arreglo geométrico de aspersión, que representa la adecuada distribución de las zonas de impacto sobre la superficie de la matriz de tubos, posteriormente se propondrá el patrón de aspersión y la boquilla dependiendo del gasto involucrado. La información será proporcionada por distribuidores de boquillas de pulverización especializada en la manufactura y diseño de equipos atomizadores. Se realizarán los cálculos para obtener los parámetros de operación demandados por la Desaladora y se presentará un esquema de la distribución de los arreglos de aspersores sobre la matriz de tubos.

Finalmente serán propuestos los equipos auxiliares del sistema de aspersión con base en los resultados en la obtención del diámetro de las tuberías y por el método de pérdidas de carga primaria y secundaria será propuesta la bomba hidráulica.

4.1 PROPIEDADES DEL AGUA DE ALIMENTACIÓN.

El sistema de aspersión tiene el objetivo de circular el agua de alimentación alrededor del circuito para ser rociado sobre la superficie del banco de tubos. En los trabajos precedentes sobre la DMG y como se muestra en la TABLA 4.1, se muestran las propiedades termodinámicas del fluido de trabajo (agua de mar).

Tabla 4.1 Datos del agua de alimentación para la DMG.

Propiedades termodinámicas	Valor	Unidades
Temperatura	39	°C
Presión	0.131	MPa
Flujo másico	0.610	kg/s
Concentración de sólidos en agua de mar	34,500	ppm

En el ANEXO 1 y ANEXO 2, se presenta una tabla de datos de densidad y viscosidad del agua de mar, respectivamente. La información fue recabada en pruebas de laboratorio donde hay variación entre la temperatura y la concentración de sales. Con las características del fluido de trabajo descritas en la TABLA 4.1, y con el apoyo de la información presente en el Anexos se propone el análisis y diseño del sistema de aspersión.



4.2 BANCO DE TUBOS DE LAS CÁMARAS.

Uno de elementos más importantes en la DMG es el banco de tubos del interior de cada cámara. Por dicha matriz está circulando el fluido geotérmico que aporta parte de su energía al agua de mar para transformar la sustancia en dos fases: vapor destilado y salmuera.

Para que se dé el aporte energético, es necesario una buena cobertura del fluido marino sobre la superficie de tubos, por lo que resulta importante conocer sus dimensiones para así determinar el arreglo geométrico adecuado del sistema de aspersión. A continuación se hace una breve descripción de la matriz.

4.2.1 MATRIZ DE TUBOS.

Estos elementos tienen una longitud de 1,150 [mm], con un diámetro interno de $\frac{1}{4}$ ". Su arreglo consta de una matriz cuadrada de 12 x 12 por cada paso, y tiene una relación de separación-diámetro (s/d) de 1.3, valor obtenido según la bibliografía en el diseño de intercambiadores de calor. Los espejos tienen un ancho de $\frac{7}{8}$ " (22.23 mm), quedando de esta manera un área de 1,105.54 [mm] x 215 [mm], que es la superficie de contacto del fluido pulverizado.

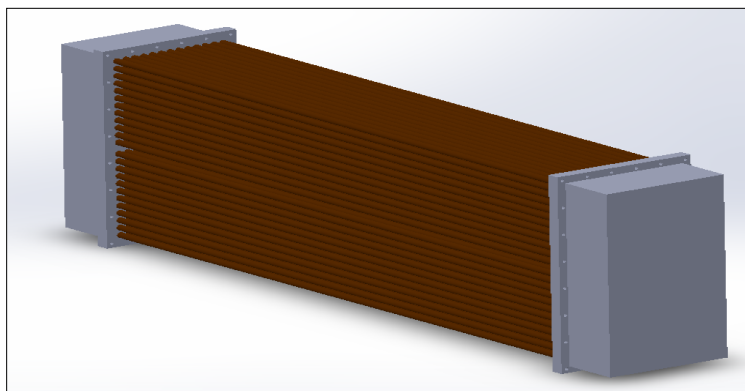


Figura 4.1 Matriz de tubos de 12x12 (Fuente: Autor)

La ventaja que aporta una configuración cuadrada en la matriz de tubos es que al ser rociada por el fluido de trabajo, esta rodea a la tubería y cae por goteo directamente sobre el siguiente tubo, garantizando una transferencia de calor más efectiva

4.3 DISEÑO DEL ARREGLO DE BOQUILLAS DE ASPERSIÓN.

Para obtener buenos resultados en la búsqueda del diseño de aspersión, se propone seguir la siguiente metodología:

- Conocer las dimensiones de la matriz de tubos, así como sus elementos más importantes (cabezales, empaques, espejos, etc.) con la finalidad de que la cobertura de rociado abarque toda la superficie, o bien, gran parte de la misma.
- Conocer las propiedades termodinámicas y químicas del fluido de trabajo (gasto volumétrico, presión, temperatura, salinidad, densidad, etc.). Estos datos son necesarios para conocer las características de operación de las boquillas.
- Buscar en catálogos de compañías dedicadas a la manufactura, o bien, a la comercialización de boquillas de aspersión, el equipo que cumpla con las condiciones anteriormente determinadas.
- Si existen varios equipos de aspersión que cumplen con el punto anterior, se hará un análisis de las diferentes boquillas, considerando los patrones de flujo que generan, cobertura teórica, distancia entre boquillas, altura, ángulo de aspersión, tamaño de las boquillas, cantidad de boquillas, distribución geométrica, así como el diámetro nominal del orificio para evitar incrustaciones y obstrucciones del agua de mar.
- Una vez que se tenga el diseño de aspersión más adecuado, se realizan simulaciones en un programa de cómputo donde se observe el funcionamiento del sistema de aspersión.

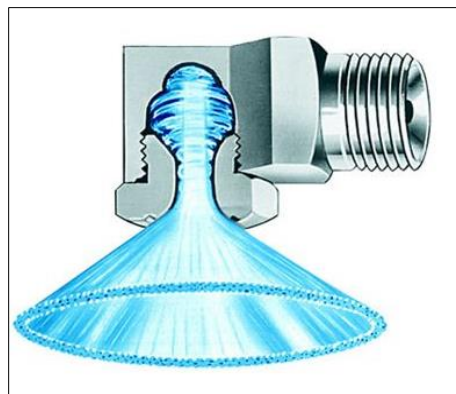


FIGURA 4.2 Boquilla de aspersión de cono hueco, resultado del análisis teórico hidráulico.
(Fuente: TeeJet)

4.3.1 SELECCIÓN DEL PATRÓN DE ASPERSIÓN.

En la industria es muy común utilizar boquillas de aspersión para realizar tareas que impliquen rociar materiales o fluidos sobre superficies. Para obtener el arreglo de boquillas más adecuado, es necesario conocer el patrón de flujo que generan y escoger aquel que presente una mejor cobertura sobre el banco de tubos, sin dejar de lado el comportamiento de los parámetros termodinámicos y propiedades del fluido de trabajo descritas en el *Capítulo 3*.

Del catálogo de *Spraying System* y como se puede visualizar en la *TABLA 3.7 Principales características de los diferentes sistemas de aspersión* del Capítulo anterior, se propone utilizar el patrón de aspersión de cono lleno debido a su zona de impacto uniforme completamente circular (Ver *FIGURA 4.3*).

Además, las boquillas que presentan este patrón poseen ángulos entre 15° a 125° , importante característica que otorga una amplia variedad de propuestas de posibles arreglos geométricos. La posible desventaja de utilizar este tipo de patrón es el tamaño de gota, que comúnmente varía entre un tamaño de mediano a grande.



FIGURA 4.3 Boquilla con patrón de aspersión de cono lleno. (Fuente: Catálogo Tobe)

Las boquillas de cono lleno presentan patrones de aspersión estándar (Ángulo que varía entre 15° a 125°), aspersión de ángulo ancho (Ángulo mayor a 120°), aspersión de ángulo estrecho de $15^\circ/30^\circ$, de paso libre extra grande, aspersión de paso libre extra grande de $50^\circ/65^\circ/80^\circ/95^\circ$, aspersión de máximo paso libre, aspersión sin vena, aspersión cuadrada, aspersión oval y aspersión cuadrada de ángulo ancho.

4.3.2 ARREGLOS GEOMÉTRICO DE LAS BOQUILLAS DE ASPERSIÓN.

En el apartado 2 *Geometría de los patrones de aspersión*, se mencionaron los tres arreglos geométricos más utilizados en el diseño de sistemas de aspersión: rectangular, cuadrado y triangular. Para el sistema de aspersión de la DMG se propone el uso de dos arreglos geométricos: el ya mencionado arreglo rectangular, por tener mayor cobertura a lo largo y ancho sobre una superficie; y el arreglo en línea, que consiste en la disposición en hilera de las boquillas, útil cuando se tiene un número escaso de pulverizadores.

Como se describió anteriormente, en el interior de cada cámara está presente la matriz conformada por un arreglo cuadrado de tubos. Cada tubo tiene una longitud efectiva de 1,106 [mm], de 12.7 [mm] de diámetro nominal (1/2 de pulgada) y separación entre las tuberías de 1.3 veces su diámetro. Por lo que se determina una matriz de aproximadamente 215 [mm] de ancho. Para tener una mayor precisión en la instalación del arreglo geométrico, a continuación se describen algunos conceptos teóricos sobre la instalación del sistema de aspersión:

- **Cobertura.**
Área de rociado sobre una superficie del fluido expulsado por la boquilla de aspersión.
- **Distancia entre centros.**
Es la separación que hay entre los centros de las coberturas, o bien, la distancia que hay entre cada boquilla.
- **Ramales.**
Conducto por el cual circula el fluido de trabajo y donde las boquillas de aspersión se encuentran fijadas.
- **Espejos de la matriz de tubos.**
Su función es sostener cada uno de los tubos de la matriz, generalmente los tubos se encuentran soldados a dicho equipo.
- **Borde de la matriz de tubos.**
Límite del banco de tubos.

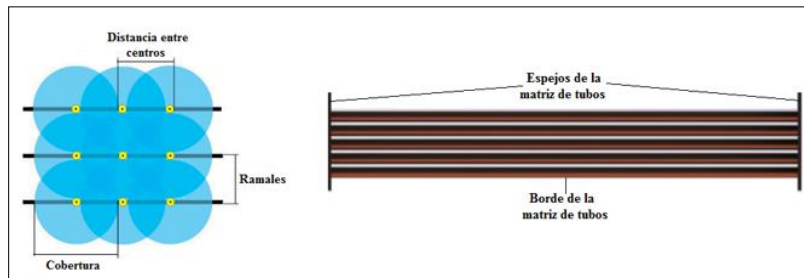


FIGURA 4.4 Nomenclatura de los arreglos geométricos. (Fuente: Autor)

El arreglo geométrico necesita aprovechar todo el potencial del fluido de trabajo con una adecuada distribución entre los diámetros de las coberturas y las distancias entre sus centros, considerando la información del apartado 3.11.2 *Geometría de los patrones de aspersión*, el Recubrimiento Simple Uniforme será utilizado en las propuestas con Distribución de aspersión en línea, mientras que el Recubrimiento Uniforme Doble será utilizado en las propuestas con Distribución de aspersores en doble línea.

4.3.3 DISTRIBUCIÓN DE UN ARREGLO DE ASPERSIÓN EN LÍNEA.

Para obtener la cobertura mínima de rociado que cubra la superficie empleando únicamente un ramal, se propone la siguiente metodología:

- Se analiza la longitud de mayor dimensión del perímetro del banco de tubos (L).
- La distancia del *Espejo 1* al centro de la *Cobertura 1* tiene una longitud de r .
- La distancia del centro de la *Cobertura 1* al centro de la Última Cobertura es de $(n-1) x$, donde n es el número de coberturas (siempre y cuando n sea mayor a 1) y x es la distancia entre boquillas.
- Y por último, la distancia de la última cobertura al *Espejo 2* es de r . (Ver FIGURA 4.5).

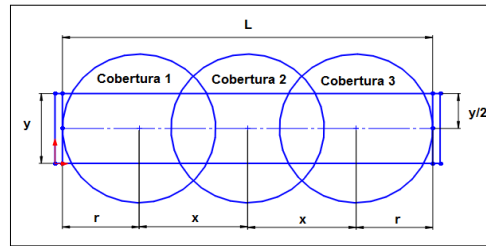


FIGURA 4.5 Dimensiones del arreglo de boquilla de un ramal. (Fuente: Autor)

Por lo tanto, la ecuación que relaciona lo anteriormente descrito queda de la siguiente forma:

$$2r + (n - 1)x = L \text{ [mm]} \quad \text{Ecuación 15}$$

Para obtener el traslape que proporciona un mayor rendimiento, se tiene la siguiente relación⁵⁵:

$$x = \frac{2r}{\sqrt{2}} \quad \text{Ecuación 16}$$

Sustituyendo en la relación anterior en la ecuación 15:

$$2r + \frac{2(n - 1)}{\sqrt{2}} r = L \text{ [mm]}$$

Por lo tanto, el radio más adecuado utilizando una distribución de un solo ramal, se da por la siguiente expresión:

$$r = \frac{\sqrt{2} * L}{2\sqrt{2} + 2(n-1)} \text{ [mm]} \quad \text{Ecuación 17}$$

Para obtener la distancia entre ramales, solo es cuestión de obtener el radio r de la *Ecuación 17* y sustituir en la *Ecuación 16*. La metodología propuesta sólo es aplicable cuando se tiene un número mayor o igual a 3 boquillas de aspersión, ya que un número inferior presenta una cobertura deficiente sobre la matriz de tubos. Para los diseños donde se propone usar 3, 4 y 6 boquillas se tiene un ramal en línea, cuando se emplean 8 boquillas o más, se propone utilizar ramales de doble línea, cuya distribución se describe a continuación.

⁵⁵ Lechler. *Example for nozzle arrangement*. http://www.lechlerusa.com/Service-Support/Working-aids/Examples-for-nozzle-arrangement/-cbs8p_AAABu0kAAAEysP4EMEG0-en_US

4.3.4 DISTRIBUCIÓN DE UN ARREGLO DE ASPERSIÓN DE DOBLE LÍNEA.

Para el arreglo geométrico en doble línea no es conveniente utilizar la Ecuación 15 mostrada en el apartado anterior ya que la distribución a lo largo y ancho de la matriz de tubos no es adecuada para los arreglos en doble línea. Para ello, será necesario emplear una nueva metodología, considerando las dimensiones de la superficie a rociar.

Como es un arreglo en doble línea, hay que considerar la mejor posición de los ramales por donde estará circulando el agua, a lo cual el autor considera que sea $\frac{1}{4}$ de los bordes de la matriz de tubos, ya que una distancia menor entre los ramales deja una mayor superficie libre sin rociar. Con los ramales posicionados la metodología es la siguiente:

Primero, se determina una ecuación que relacione la posición de las coberturas con la longitud de la matriz de tubos. Como se observa en la FIGURA 4.6, se tiene que r es el radio de la Cobertura, x es la distancia entre centros y si consideramos una ecuación general, la distancia entre centros siempre será el número de coberturas ($n-1$), por lo tanto se tiene:

$$2r + (n - 1)x = L \quad \text{Ecuación 18}$$

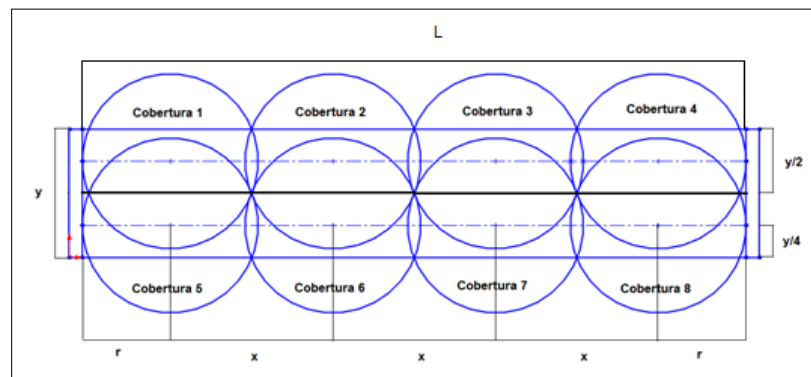


FIGURA 4.6 Dimensiones del arreglo de boquilla de doble ramal. (Fuente: Autor)

La mejor distribución entre coberturas es minimizando las áreas donde no hay rociado, por lo que debe existir una intersección entre las coberturas, el borde de la matriz y la línea central que divide la matriz por la mitad (ver FIGURA 4.6). Considerando esto, tenemos que encontrar una ecuación que relacione algún punto de intersección con el centro de la Cobertura, no importa si es la intersección con el borde de la matriz o con la línea central, ya que ambas distancias son equidistantes, esto con el fin de determinar la mejor distribución a lo ancho de la matriz

Para ello se traza un triángulo rectángulo, donde el punto **A** será la intersección con el borde de la matriz, el punto **B** será aquel que se encuentre más cercano al punto **A** sobre el ramal de distribución y el punto **C** será el centro de la Cobertura. El lado \overline{AB} tiene una longitud de $y/4$, que es la distancia del borde de la matriz al ramal; el lado \overline{BC} tiene una longitud de $x/2$ que es la mitad de la distancia entre centros y la distancia \overline{CA} es el radio de la Cobertura, como se muestra en la FIGURA 4.7.

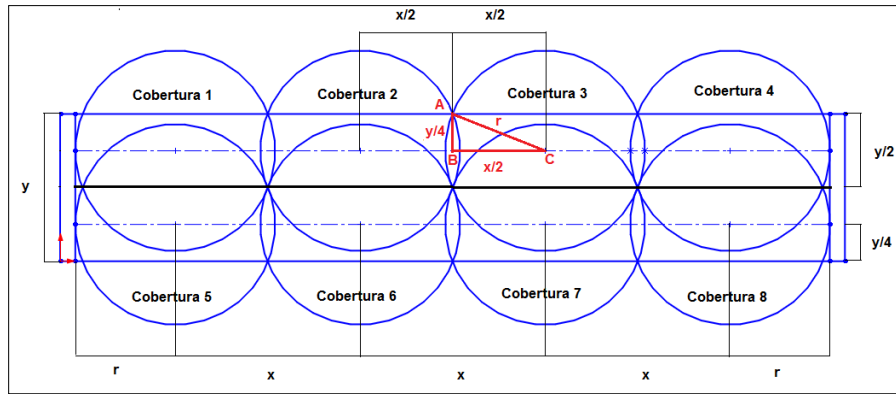


FIGURA 4.7 Dimensiones del arreglo de boquilla de un ramal. (Fuente: Autor)

Con los datos del triángulo rectángulo, se tiene la siguiente ecuación:

$$r^2 = \left(\frac{x}{2}\right)^2 + \left(\frac{y}{4}\right)^2 \quad \text{Ecuación 19}$$

Despejando x de la ecuación 18:

$$x = \frac{L-2r}{\frac{n}{2}-1} \quad \text{Ecuación 20}$$

Sustituyendo en la ecuación 19:

$$r^2 = \left[\frac{L-2r}{n-2}\right]^2 + \left(\frac{y}{4}\right)^2$$

$$r^2 = \frac{(L-2r)^2}{(n-2)^2} + \frac{y^2}{16} = \frac{L^2 - 4Lr + 4r^2}{(n-2)^2} + \frac{y^2}{16} = \frac{16L^2 - 64Lr + 64r^2 + (n-2)^2 y^2}{(16)(n-2)^2}$$

Quedando finalmente la siguiente ecuación cuadrática:

$$r^2 + \left[\frac{(64)(L)}{(16)(n-2)^2 - 64}\right]r - \left[\frac{(16)(L^2) + (n-2)^2(y^2)}{(16)(n-2)^2 - 64}\right] = 0 \quad \text{Ecuación 21}$$

Siendo y , L y n valores constantes. La ecuación 21 tiene la misma forma que la ecuación general de segundo grado:

$$Ax^2 + Bx + C = 0$$

Por lo tanto, la solución a la ecuación 21 es:

$$r = \frac{-\left(\frac{(64)(L)}{(16)(n-2)^2 - 64}\right) \pm \sqrt{\left(\frac{(64)(L)}{(16)(n-2)^2 - 64}\right)^2 - 4\left(\frac{(16)(L^2) + (n-2)^2(y^2)}{(16)(n-2)^2 - 64}\right)}}{2} \quad \text{Ecuación 22}$$

Con las ecuaciones 20 y 22 se puede determinar el radio y distancia entre centros de un arreglo de doble línea



4.3.5 ARREGLOS GEOMÉTRICOS DEL SISTEMA DE ASPERSIÓN

En el siguiente apartado se determinarán las propuestas de los arreglos de aspersión empleando 3, 4, 6, 8, 10 y 12 boquillas de aspersión. En el caso de las propuestas para 3, 4 y 6 boquillas, se propone obtener los modelos con base en los resultados obtenidos a partir de las ecuaciones del apartado 4.3.3 *Distribución de un arreglo de aspersión en línea*.

Para el caso donde se emplean 8, 10 y 12 boquillas, la distribución será en 2 ramales con los resultados de las ecuaciones que se desarrollaron en el apartado 4.3.4 *Distribución de un arreglo de aspersión de doble línea*. Las propuestas geométricas se determinarán considerando que las dimensiones de la matriz son constantes, con una longitud (L) de 1,106 [m] y ancho (y) de 215 [mm]

4.3.5.1 ARREGLO GEOMÉTRICO EN LÍNEA DE 3 BOQUILLAS DE ASPERSIÓN.

Para implementar un arreglo geométrico en línea empleando 3 boquillas de aspersión, será necesario utilizar boquillas de cono lleno de ángulo ancho (120°). Determinando el radio de aspersión para un arreglo de un solo ramal con la *Ecuación 17*:

$$r = \frac{\sqrt{2} * 1105.5 [mm]}{2\sqrt{2} + 2(3-1)} = 228.9 \approx \mathbf{229 [mm]}$$

La distancia entre los centros de las coberturas con la *Ecuación 16* se obtiene.

$$X = \frac{2 * 229 [mm]}{\sqrt{2}} = 323.8 \approx \mathbf{324 [mm]}$$

La cobertura tiene un diámetro de 458 [mm], la distancia de la boquilla al espejo será de 229 [mm], la distancia entre centros tiene una longitud de 324 [mm] y el ramal se encontrará en el centro de la matriz. Este arreglo tiene la ventaja de poseer un número reducido de boquillas.

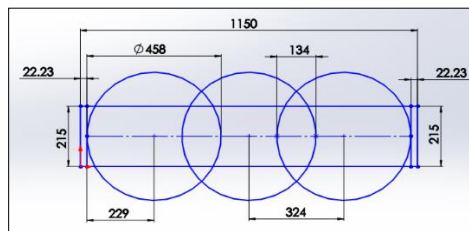


FIGURA 4.8 Distancias del arreglo geométrico de 3 boquillas. (Fuente: Autor)

4.3.5.2 ARREGLO GEOMÉTRICO EN LINEA DE 4 BOQUILLAS DE ASPERSIÓN.

Para el empleo de este arreglo, al igual que el anterior, será necesario utilizar boquillas de cono lleno de ángulo ancho (120°). Determinando el radio de aspersión para un arreglo de un solo ramal con la *Ecuación 17*:

$$r = \frac{\sqrt{2} * 1105.5 [mm]}{2\sqrt{2} + 2(4-1)} = 177.08 \approx \mathbf{177 [mm]}$$

La distancia entre los centros de las coberturas con la *Ecuación 16* se obtiene.

$$x = \frac{2 \cdot 177 [mm]}{\sqrt{2}} = 250.3 \approx 250 [mm]$$

La cobertura tiene un diámetro de 354 [mm], la distancia de la boquilla al espejo será de 177 [mm], la distancia entre centros tiene una longitud de 250 [mm] y el ramal se encontrará en el centro de la matriz. Este arreglo tiene la ventaja de poseer un número escaso de boquillas.

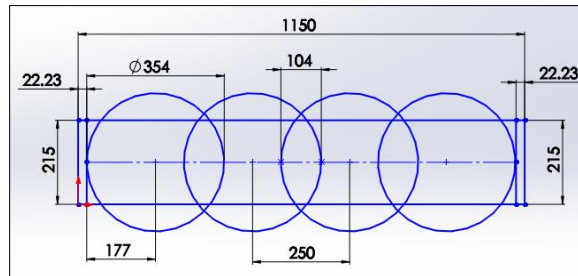


FIGURA 4.9 Distancias del arreglo geométrico de 4 boquillas. (Fuente: Autor)

4.3.5.3 ARRGLLO GEOMÉTRICO RECTANGULAR DE 6 BOQUILLAS DE ASPERSIÓN.

Para el presente arreglo, al igual que el anterior, será necesario utilizar boquillas de cono lleno de ángulo ancho (120°). Determinando el radio de aspersión para un arreglo de un solo ramal con la *Ecuación 17*:

$$r = \frac{\sqrt{2} \cdot 1105.5 [mm]}{2\sqrt{2} + 2(6-1)} = 121.8 \approx 122 [mm]$$

La distancia entre los centros de las coberturas con la *Ecuación 16* se obtiene.

$$x = \frac{2 \cdot 122 [mm]}{\sqrt{2}} = 172.5 \approx 172 [mm]$$

La cobertura tiene un diámetro de 244 [mm], la distancia de la boquilla al espejo será de 122 [mm], la distancia entre centros tiene una longitud de 172 [mm] y el ramal se encontrará en el centro de la matriz. Este arreglo tiene la ventaja de poseer un número escaso de boquillas.

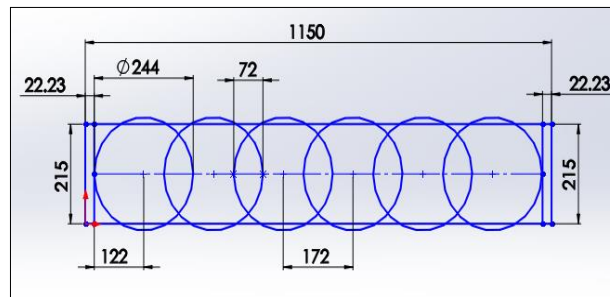


FIGURA 4.10 Distancias del arreglo geométrico de 6 boquillas. (Fuente: Autor)



4.3.5.4 ARREGLO GEOMÉTRICO TECTANGULAR DE 8 BOQUILLAS DE ASPERSIÓN.

A partir de este arreglo, se propone utilizar las boquillas de cono lleno tipo estándar. Determinando el radio de aspersión para un arreglo de un solo ramal con la *Ecuación 22*:

$$r = \frac{-\left(\frac{(64)(1,105.5[mm])}{(16)(8-2)^2 - 64}\right) \pm \sqrt{\left(\frac{(64)(1,105.5[mm])}{(16)(8-2)^2 - 64}\right)^2 - (4)\left(\frac{(16)(1,105.5[mm]^2) + (8-2)^2(215[mm]^2)}{(16)(8-2)^2 - 64}\right)}}{2}$$

$r_1 = 146 [mm]$; $r_2 = -284 [mm]$

Tomando la solución positiva, la distancia entre los centros de las coberturas con la *Ecuación 20* se obtiene:

$$x = \frac{1,1105.5[mm] - 2(146 [mm])}{\frac{8}{2} - 1} = 271 [mm]$$

La cobertura tiene un diámetro de 292 [mm], la distancia de la boquilla al espejo será de 146 [mm], la separación entre centros tiene una longitud de 271 [mm], la distancia del ramal al borde será de 53.75 [mm] y la distancia entre los ramales será de 107.5 [mm]. Este arreglo tiene la ventaja de poseer una mayor cobertura sobre el banco de tubos.

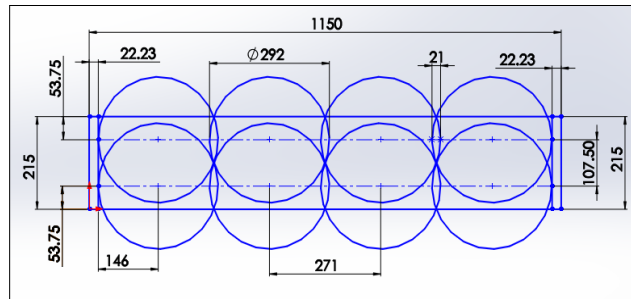


FIGURA 4.11 Distancias del arreglo geométrico de 8 boquillas. (Fuente: Autor)

4.3.5.5 ARREGLO GEOMÉTRICO RECTANGULAR DE 10 BOQUILLAS DE ASPERSIÓN.

Para el arreglo se propone utilizar las boquillas de aspersión de cono lleno tipo estándar. Determinando el radio de aspersión para un arreglo de un solo ramal con la *Ecuación 22*:

$$r = \frac{-\left(\frac{(64)(1,105.5[mm])}{(16)(10-2)^2 - 64}\right) \pm \sqrt{\left(\frac{(64)(1,105.5[mm])}{(16)(10-2)^2 - 64}\right)^2 - (4)\left(\frac{(16)(1,105.5[mm]^2) + (10-2)^2(215[mm]^2)}{(16)(10-2)^2 - 64}\right)}}{2}$$

$r_1 \approx 121 [mm]$; $r_2 = -194 [mm]$

Tomando la solución positiva, la distancia entre los centros de las coberturas con la *Ecuación 20* se obtiene:



$$x = \frac{1,1105.5[mm] - 2(121 [mm])}{\frac{10}{2} - 1} = 216 [mm]$$

La cobertura tiene un diámetro de 241 [mm], la distancia de la boquilla al espejo será de 120.5 [mm], la separación entre centros tiene una longitud de 216 [mm], la distancia del ramal al borde será de 53.75 [mm] y la distancia entre los ramales será de 107.5 [mm].

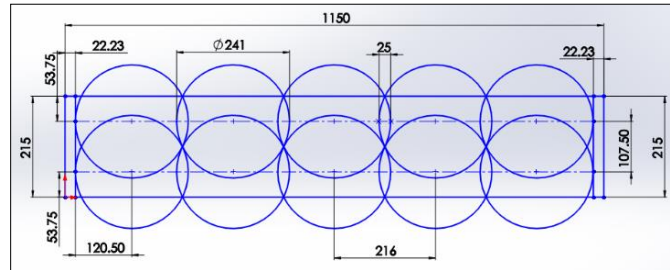


FIGURA 4.12 Distancias del arreglo geométrico de 10 boquillas. (Fuente: Autor)

4.3.5.6 ARREGLO GEOMÉTRICO RECTANGULAR DE 12 BOQUILLAS DE ASPERSIÓN.

Para el arreglo que se muestra se propone utilizar boquillas de aspersión de cono lleno tipo estándar. Determinando el radio de aspersión para un arreglo de un solo ramal con la Ecuación 22:

$$r = \frac{-\left(\frac{(64)(1,105.5[mm])}{(16)(12-2)^2 - 64}\right) \pm \sqrt{\left(\frac{(64)(1,105.5[mm])}{(16)(12-2)^2 - 64}\right)^2 - (4)\left(\frac{(16)(1,105.5[mm]^2) + (12-2)^2(215[mm]^2)}{(16)(12-2)^2 - 64}\right)}}{2}$$

$$r_1 \approx 104.5 [mm] \quad ; \quad r_2 = -151 [mm]$$

Tomando la solución positiva, la distancia entre los centros con la Ecuación 20 se obtiene:

$$x = \frac{1,1105.5[mm] - 2(105 [mm])}{\frac{12}{2} - 1} = 179 [mm]$$

. La cobertura tiene un diámetro de 209 [mm], la distancia de la boquilla al espejo será de 104.5 [mm], la separación entre centros tiene una longitud de 179 [mm], la distancia del ramal al borde será de 53.75 [mm] y la distancia entre los ramales será de 107.5 [mm].

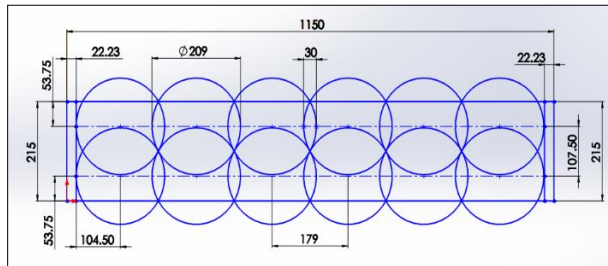


FIGURA 4.13 Distancias del arreglo geométrico de 12 boquillas. (Fuente: Autor)



4.3.6 GASTOS DE LAS BOQUILLAS DE ASPERSIÓN.

De la TABLA 4.1 *Propiedades del agua de alimentación*, se conoce que el arreglo de boquillas de la DMG necesita rociar un gasto de 37 [L/min] (0.61 [kg/s]) de agua de mar. Para la selección del equipo, en la TABLA 4.2 se da a conocer la cantidad de boquillas necesarias para cumplir con el gasto total, el gasto teórico por boquilla y el gasto que ofrece el proveedor por boquilla, este último rubro obtenido basándose en la información dada por la compañía *Spraying System*.

Para la selección del equipo, primero se obtuvo el gasto teórico con base en el número de boquillas posibles a utilizar de los arreglos anteriores (3, 4, 6, 8, 10 y 12). Con la información obtenida, se realizó la búsqueda en los catálogos de aspersión de cono lleno, tomando como referencia el valor del gasto teórico por boquilla contra el gasto real dado por el fabricante.

Los gastos que el fabricante muestra fueron obtenidos por medio de distintas pruebas en laboratorio, donde se manejan presiones de 0.4 hasta 7 [bar] para las boquillas de cono lleno estándar, y 0.4 hasta 6 [bar] para las boquillas de cono lleno de ángulo ancho.

La presión de entrada de las boquillas en las Cámaras de desalación es de 1.31 [bar], debido a esto, la búsqueda de información de gastos dados por el fabricante se obtuvo con la Ecuación 10, donde sólo es necesario conocer el valor del gasto a una determinada presión. Hay que considerar que el exponente n tiene un valor de 0.44 para una boquilla de aspersión con patrón de flujo tipo cono lleno para ángulo ancho, y un valor de 0.46 para una boquilla de aspersión con patrón de flujo de cono lleno tipo estándar.

TABLA 4.2 Comparación de gastos teóricos y gastos reales dados por el fabricante⁵⁶.

Entrada [in]	Modelo/Tamaño	Número de boquillas	Gasto teórico c/u [L/min]	Gasto real c/u [L/min]	Gasto real total [L/min]	Ángulo de aspersión [°]
Tipo Estándar						
1/4	6.5	12	3.08	3.34	40.024	49.05
	10	8	4.63	5.07	40.56	65.29
	12.5	6	6.17	6.40	38.42	73.05
3/8	9.5	8	4.63	4.80	38.43	49.05
	20	4	9.25	10.14	40.56	79.24
	22	4	9.25	11.21	44.83	89.43
Ángulo Ancho						
1/4	10W	8	4.63	5.07	40.54	118.04
	14W	6	6.17	7.09	42.57	118.04
3/8	20W	4	9.25	10.14	40.54	118.15
	24W	4	9.25	12.16	48.65	118.15
	27W	3	12.33	13.63	40.88	118.15
1/2	30W	3	12.33	15.20	45.61	118.15

⁵⁶ La columna *Modelo/Tamaño* hace referencia al tipo de boquilla que se maneja, no confundir con las dimensiones que tiene la boquilla.

4.4 PROPUESTAS DE DISEÑO.

Las propuestas que se describen a continuación se realizaron a partir del análisis del apartado 4.3.5 *Arreglos geométricos del sistema de aspersión*, considerando utilizar la menor cantidad de boquillas posibles con una adecuada cobertura de aspersión; y del análisis del apartado 4.3.6 *Gastos de las boquillas de aspersión*.

4.4.1 PRIMER PROPUESTA.

Como primer análisis se tienen las boquillas con entrada de 3/8" de diámetro, tamaño 27W y patrón de ángulo ancho (120°), elección tomada debido a su amplia cobertura de aspersión. A la presión de entrada de cada cámara (1.31 [bar] o 1.34 [kg/cm²]), el flujo por unidad es de 13.63 [L/min], siendo requeridas 3 boquillas con un gasto total de 40.88 [L/min]. Se plantea un diseño en fila como se describe en la FIGURA 4.8. En la TABLA 4.3 se observan las características de operación.

TABLA 4.3. Características de la boquilla Tamaño 27W, con entrada de 3/8".

Entrada (in)	Tamaño	Diam. Nominal Orificio (mm)	Diam. Máximo Paso Libre (mm)	Capacidad (Litros por minuto)								Ángulo de Aspersión			
				0.4	0.5	0.7	1	1.5	2	3	4	6	0.4	0.7	6
3/8	27W	5.2	2.8	8	8.8	10.3	12.1	14.6	16.7	20	23	28	114	120	106

De la Ecuación 11, se obtiene la altura adecuada para la cobertura teórica de aspersión determinada según el arreglo geométrico. Para obtener el ángulo de aspersión a la presión que se requiere, es necesario realizar una interpolación, como se muestra a continuación:

	Presión	Ángulo
Ángulo Superior	6	104
Ángulo Inferior	0.7	120
Valor	1.31	118.15°

Sustituyendo:

$$h = CA = \frac{CO}{\tan \alpha} = \frac{\left(\frac{458 [mm]}{2}\right)}{\tan\left(\frac{118.16}{2}\right)} \approx 137 [mm]$$

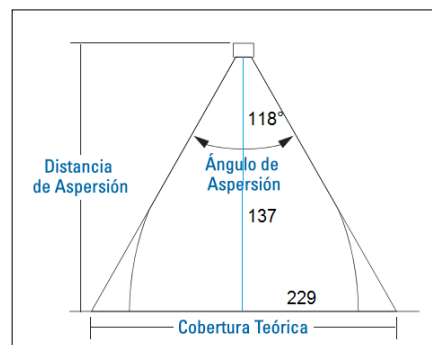


FIGURA 4.14 Esquema del ángulo de aspersión, cobertura teórica y distancia de aspersión de la primera propuesta (Valores en mm). (Fuente: Spraying Systems Co)

De la Ecuación 12 se obtiene el índice de grosor (IG), parámetro que nos indica el tamaño de gota; y con la Ecuación 13 se obtiene el Impacto o fuerza de choque del fluido de trabajo sobre la superficie de tubos:

$$IG = 12.85 \frac{1.34 \left[\frac{kg}{cm^2}\right]^{1.3}}{5.2 [mm]} = 3.62 \quad I = (0.024) \left(13.63 \left[\frac{L}{min}\right]\right) \left(\sqrt{1.34 \left[\frac{kg}{cm^2}\right]}\right) = 0.3787 \left[\frac{kg}{cm^2}\right]$$

De los resultados anteriores, el valor del Índice de grosor está fuera del rango recomendable (7-17), lo cual nos indica que las gotas resultado del proceso de pulverización serán gruesas. En la Figura 4.15 se muestra un esquema del arreglo de aspersión empleando 3 boquillas tamaño 27W.

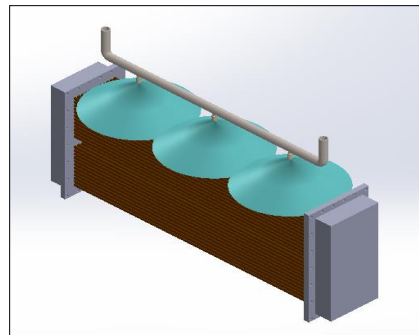


FIGURA 4.15 Representación CAD del arreglo de 3 boquillas sobre el banco de tubos. (Fuente: Autor)

4.4.2 SEGUNDA PROPUESTA.

La segunda propuesta consta de boquillas con entrada de 3/8", tamaño 20W y patrón de ángulo ancho. A la presión de aspersión (1.31 [bar] 0 1.34 [kg/cm²]), el flujo por unidad es de 10.14 [L/min], siendo necesarias 4 boquillas con un gasto total de 40.54 [L/min].

Similar al diseño anterior, se plantea un arreglo en fila como se describe en la FIGURA 4.9. En la TABLA 4.4 se observan las características de operación.

TABLA 4.4. Características de la boquilla Tamaño 20W, con entrada de 3/8".

Entrada (in)	Tamaño	Diam. Nominal Orificio (mm)	Diam. Máximo Paso Libre (mm)	Capacidad (Litros por minuto)								Ángulo de Aspersión			
				0.4	0.5	0.7	1	1.5	2	3	4	6	0.4	0.7	6
3/8	20W	4.4	2.4	5.9	6.5	7.6	9	10.8	12.4	14.9	17	20	114	120	104

De la Ecuación 11, se obtiene la altura adecuada para la cobertura teórica de aspersión determinada según el arreglo geométrico. Para obtener el ángulo de aspersión a la presión que se requiere, es necesario realizar una interpolación, como se muestra a continuación:

	Presión	Ángulo
Ángulo Superior	6	104
Ángulo Inferior	0.7	120
Valor	1.31	118.15°

Sustituyendo:

$$h = CA = \frac{CO}{\tan \alpha} = \frac{\left(\frac{354 [mm]}{2}\right)}{\tan\left(\frac{118}{2}\right)} \approx 106 [mm]$$

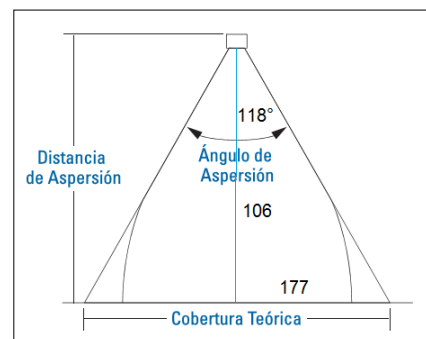


FIGURA 4.16 Esquema del ángulo de aspersión, cobertura teórica y distancia de aspersión de la segunda propuesta (Valores en mm). (Fuente: Spraying Systems Co)

De la Ecuación 12 se obtiene el índice de grosor (IG), parámetro que nos indica el tamaño de gota; y con la Ecuación 13 se obtiene el Impacto o fuerza de choque del fluido de trabajo sobre la superficie de tubos:

$$IG = 12.85 \frac{1.34 \left[\frac{kg}{cm^2} \right]^{1.3}}{4.4 [mm]} = 4.27 \quad I = (0.024) \left(10.14 \left[\frac{L}{min} \right] \right) \left(\sqrt{1.34 \left[\frac{kg}{cm^2} \right]} \right) = 0.2817 \left[\frac{kg}{cm^2} \right]$$

El valor del Índice de grosor está fuera del rango recomendable (7-17), lo cual nos indica que las gotas resultado del proceso de pulverización serán gruesas. En la Figura 4.17 se muestra un esquema del arreglo de aspersión empleando 4 boquillas tamaño 20W.

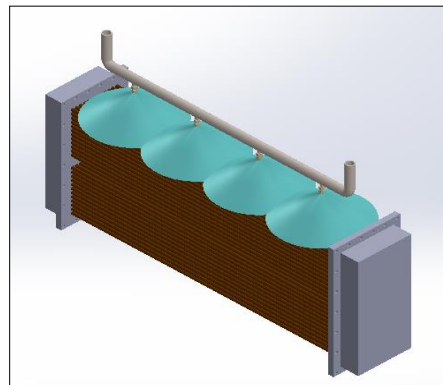


FIGURA 4.17 Representación CAD del arreglo de 4 boquillas sobre el banco de tubos. (Fuente: Autor)

4.4.3 TERCERA PROPUESTA.

Como tercer análisis se propone el uso de boquillas con entrada de 1/4” de diámetro, tamaño 12.5 y patrón tipo estándar. A la presión de entrada de cada cámara (1.31 [bar] o 1.34 [kg/cm²]), el flujo por unidad es de 6.40 [L/min], siendo requeridas 6 boquillas con un gasto total de 38.42 [L/min]. Se plantea un diseño en fila como se describe en la FIGURA 4.10. En la TABLA 4.5 se observan las características de operación.

TABLA 4.5. Características de la boquilla Tamaño 12.5, con entrada de 1/4”.

Entrada (in)	Tamaño	Diam. Nominal Orificio (mm)	Diam. Máximo Paso Libre (mm)	Capacidad (Litros por minuto)									Ángulo de Aspersión			
				0.4	0.5	0.7	1.5	2	3	4	6	7	10	0.5	1.5	6
1/4	12.5	3.2	1.6	3.7	4.1	4.8	6.8	7.7	9.3	10.6	12.8	13.7	16.2	69	74	68

De la Ecuación 11, se obtiene la altura adecuada para la cobertura teórica de aspersión determinada según el arreglo geométrico. Para obtener el ángulo de aspersión a la presión que se requiere, es necesario realizar una interpolación, como se muestra a continuación:



	Presión	Ángulo °
Ángulo Superior	1.5	74
Ángulo Inferior	0.5	69
Valor	1.31	73.05°

Sustituyendo:

$$h = CA = \frac{CO}{\tan \alpha} = \frac{\left(\frac{244 [mm]}{2}\right)}{\tan\left(\frac{73.05}{2}\right)} \approx 165 [mm]$$

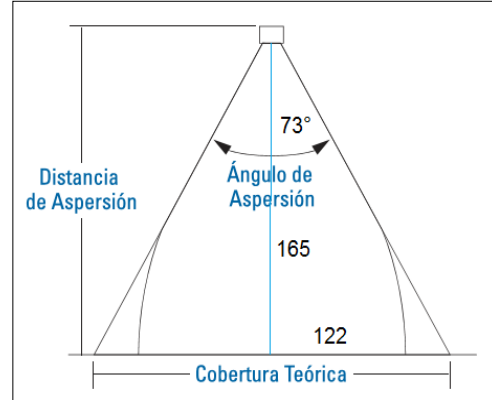


FIGURA 4.18. Esquema del ángulo de aspersión, cobertura teórica y distancia de aspersión de la tercera propuesta (Valores en mm). (Fuente: Spraying Systems Co)

De la Ecuación 12 se obtiene el índice de grosor (IG), parámetro que nos indica el tamaño de gota; y con la Ecuación 13 se obtiene el Impacto o fuerza de choque del fluido de trabajo sobre la superficie de tubos:

$$IG = 12.85 \frac{1.34 \left[\frac{kg}{cm^2}\right]^{1.3}}{3.2 [mm]} = 5.875 \quad I = (0.024) \left(6.40 \left[\frac{L}{min}\right]\right) \left(\sqrt{1.34 \left[\frac{kg}{cm^2}\right]}\right) = 0.1778 \left[\frac{kg}{cm^2}\right]$$

El valor del Índice de grosor está fuera del rango recomendable (7-17), lo cual nos indica que las gotas resultado del proceso de pulverización serán gruesas. En la Figura 4.19 se muestra un esquema del arreglo de aspersión empleando 6 boquillas tamaño 12.5.

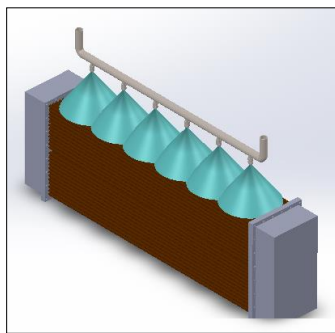


FIGURA 4.19 Representación CAD del arreglo de 6 boquillas sobre el banco de tubos. (Fuente: Autor)

4.4.4 CUARTA PROPUESTA.

En la siguiente propuesta se emplea un arreglo en doble fila con patrones tipo estándar, el cual requiere de un mayor número de boquillas, pero con la ventaja de obtener una cobertura casi total. Se propone utilizar boquillas con entrada de 3/8", tamaño 9.5 y tipo de patrón estándar. A la presión requerida por el sistema de aspersión (1.31 [bar] 0 1.34 [kg/cm²]), el flujo por unidad es de 4.8 [L/min] siendo requeridas 8 boquillas con un gasto total de 38.43 [L/min]. Se plantea un diseño en doble fila como se describe en la FIGURA 4.11. En la TABLA 4.6 se observan las características de operación.



TABLA 4.6 Características de la boquilla Tamaño 9.5, con entrada de 3/8”.

Entrada (in)	Tamaño	Diam. Nominal Orificio (mm)	Diam. Máximo Paso Libre (mm)	Capacidad (Litros por minuto)									Ángulo de Aspersión		
				0.4	0.5	0.7	1.5	2	3	4	6	7	0.4	1.5	6
				2.8	3.1	3.6	5.1	5.9	7.1	8.1	9.7	10.4	45	50	46
3/8	9.5	2.6	2.4	2.8	3.1	3.6	5.1	5.9	7.1	8.1	9.7	10.4	45	50	46

De la Ecuación 11, se obtiene la altura adecuada para la cobertura teórica de aspersión determinada según el arreglo geométrico. Para obtener el ángulo de aspersión a la presión que se requiere, es necesario realizar una interpolación, como se muestra a continuación:

Sustituyendo:

	Presión	Ángulo
Ángulo Superior	1.5	50
Ángulo Inferior	0.5	45
Valor	1.31	49.05°

$$h = CA = \frac{CO}{\tan \alpha} = \frac{\left(\frac{292 [mm]}{2}\right)}{\tan\left(\frac{49.05}{2}\right)} \approx 320 [mm]$$

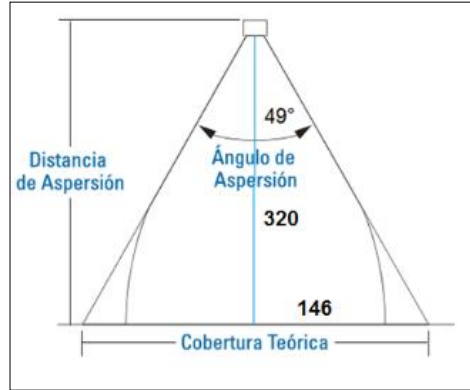


FIGURA 4.20. Esquema del ángulo de aspersión, cobertura teórica y distancia de aspersión de la cuarta propuesta (Valores en mm). (Fuente: Spraying Systems Co)

De la Ecuación 12 se obtiene el índice de grosor (IG), parámetro que nos indica el tamaño de gota; y con la Ecuación 13 se obtiene el Impacto o fuerza de choque del fluido de trabajo sobre la superficie de tubos:

$$IG = 12.85 \frac{1.34 \left[\frac{kg}{cm^2}\right]^{1.3}}{2.6 [mm]} = 7.23 \quad I = (0.024) \left(4.8 \left[\frac{L}{min}\right]\right) \left(\sqrt{1.34 \left[\frac{kg}{cm^2}\right]}\right) = 0.1334 \left[\frac{kg}{cm^2}\right]$$

El valor del Índice de grosor está dentro del rango recomendable (7-17), lo cual nos indica que las gotas resultado del proceso de pulverización serán medianas. En la Figura 4.21 se muestra un esquema del arreglo de aspersión empleando 8 boquillas tamaño 9.5.

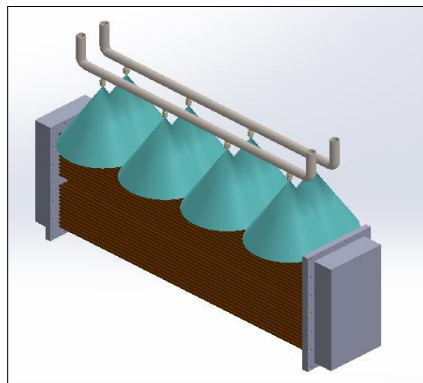


FIGURA 4.21 Representación CAD del arreglo de 8 boquillas sobre el banco de tubos. (Fuente: Autor)



4.5 SELECCIÓN DE LA BOQUILLA.

La selección de la boquilla que mejor se adapta a las demandas de la DMG, tiene que estar sustentada con base en los resultados del funcionamiento del arreglo de aspersión. El fluido de trabajo de las propuestas anteriores y que se analiza en el presente trabajo es agua de mar, que contiene una concentración de sólidos de 35, 000 [ppm] que lo convierte en un líquido con altas propiedades de abrasión y corrosión; se introduce al equipo de pulverización a una temperatura de 39 [°C], una presión de 0.131 [MPa], y un flujo de 0.610 [kg/s].

El tipo de pulverización que se propone es del tipo cono o de turbulencia, por su adecuada distribución en la salida, y por la obtención de gotas de menor diámetro resultado del continuo impacto entre sus moléculas y la superficie del atomizador, generando un patrón uniforme, en el caso de las anteriores propuestas, de cono lleno.

Una de las ventajas de implementar los pulverizadores de turbulencia con patrón de aspersión de cono lleno es su amplia cobertura circular y el rango de presión que se necesita para obtener el área deseada, que va de 0.4 a 10 [bar], ideal para obtener buenos resultados a presiones apenas superiores a la atmosférica.

De las cuatro propuestas anteriores, una es la que presentan las mejores condiciones de operación según los resultados teóricos obtenidos y es la propuesta número 4.

En dicha propuesta, se tiene un arreglo en 2 líneas de 8 boquillas, flujo por unidad de 4.8 [l/min] y con un gasto real de 38.43 [l/min], valor bastante cercano al 36.6 [L/min] que demanda la Desaladora. Entrada nominal de 3/8" NPT, tapa y vena desmontable, lo que representa una ventaja en la limpieza interna. Ángulo de aspersión de 49[°], cobertura teórica de 292 [mm], altura de 320 [mm], lo que permite una adecuada cobertura sobre la superficie de tubos. IG de 7.23, único valor de las propuestas que se encuentra dentro del rango recomendable, e Impacto de 0.1334 [kg/cm²], el valor más pequeño que se obtuvo en comparación con las demás propuestas, lo cual implica un menor desgaste para el banco de tubos.

Este arreglo en dos vías presenta la ventaja que toda la superficie de la matriz es rociada, lo que permite una excelente cobertura de aspersión, y a su vez, un adecuado escurrimiento del fluido hacia la parte inferior de la matriz.



FIGURA 4.22. Boquilla de aspersión de tapa y vena desmontable. (Fuente: Catálogo de SprayCo)



4.6 CÁLCULO DE LOS DIÁMETROS DE TUBERÍAS PARA EL AGUA DE ALIMENTACIÓN DEL SISTEMA DE ASPERSIÓN.

A lo largo de todo el circuito del sistema de aspersión fluyen dos diferentes flujos de agua de mar, a partir de esta idea, se propondrán los diámetros de las tuberías a lo largo del sistema de aspersión. Con base en lo anterior, podemos dividir nuestro circuito en dos partes, primero cuando se tiene un flujo másico de 0.61 [kg/s] en la entrada de cada una de las cámaras; y el segundo, cuando se tiene un flujo másico de 8.278 [kg/s] en la entrada y salida de Condensador. Es importante mencionar que dentro del *Condensador* se hace circular el agua de mar por un banco de tubos de ¼" de diámetro.

En la propuesta de los diámetros internos de las tuberías en la entrada de cada una de las Cámaras, nos basaremos en las ecuaciones empíricas para líquidos de Kent (1980) y Peter-Timmerhaus (1991). Kent propone dos ecuaciones, la primera se utiliza en la obtención de diámetros basados en la velocidad del fluido (*Ecuación 4*), y la segunda para determinar el diámetro para fluidos corrosivos y abrasivos (*Ecuación 5*). Ambas ecuaciones presentan dos incógnitas: el flujo másico W [1000 lb/h] y la densidad ρ [lb/ft³]. La ecuación de Peters y Timmerhaus sólo depende del flujo volumétrico q_f [ft³/s] y de la viscosidad cinemática del fluido μ_c [centipoise], parámetros que son conocidas.

Con base en los resultados de las tres ecuaciones, se realiza una comparación observando que estos valores no tengan márgenes de errores relativamente grandes. Con la ayuda de la TABLA 3.4, se busca el valor del diámetro que el mercado puede ofrecer.

4.6.1 TUBERÍA PARA LAS ENTRADAS DE LAS CÁMARAS DE DESALACIÓN.

Para el cálculo de la tubería del agua de alimentación en las Cámaras 1, 2 y 3, se tiene un flujo másico de 0.61 [kg/s], temperatura de 39 [°C] y Presión de 0.131 [MPa]. Con base en los datos de la TABLA 4.1, se indica que la concentración de sólidos en el fluido de trabajo es de 34,500 [ppm], y con la información del ANEXO 1 la densidad del fluido es 1,018 [kg/m³].

Del ANEXO 2 el valor de la viscosidad cinemática de 0.715×10^{-6} [m²/s], sin embargo, es necesario utilizar la *Ecuación 14* para obtener la viscosidad absoluta para ser aplicada en la ecuación de Peters & Timmerhaus. Por lo tanto:

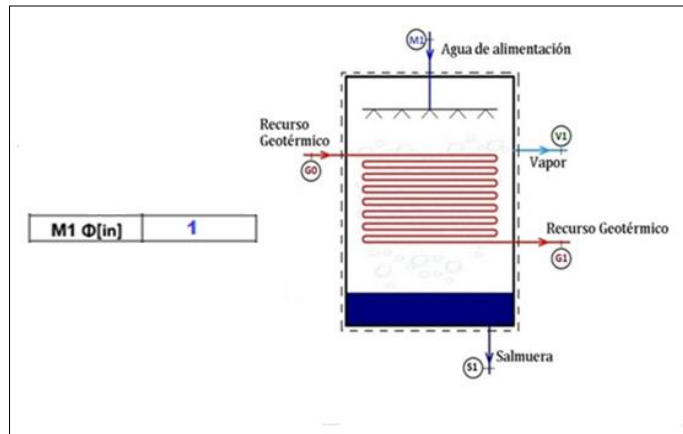
$$\mu = \nu * \rho = (0.715 \times 10^{-6}) \left[\frac{m^2}{seg} \right] (1,018 \left[\frac{kg}{m^3} \right]) = 0.7279 \times 10^{-3} \left[\frac{kg}{m \cdot s} \right] = .7279 [cP]$$

En la TABLA 4.7, se muestran los diámetros obtenidos a partir de las ecuaciones de Kent (Diámetro basado en la velocidad del fluido y diámetro para fluidos corrosivos - abrasivos) y de la ecuación de Peters & Timmerhaus.



TABLA 4.7 Diámetros óptimos de las tuberías de interconexión con el diagrama esquemático en la entrada de las cámaras.

Agua de Alimentación Cámara 1, 2 y 3 (Sistema Internacional)		
Flujo másico	0.61	kg/s
Flujo volumétrico	.0006	m3/s
Temperatura	39	C
Presión	0.131	MPa
Presión	1.31	bar
Densidad	1,18	kg/m3
Viscosidad	0.0008	Pa.s
Viscosidad	0.7279	cp



D ecuación 1	0.8528	in	Diámetro basado en la velocidad del fluido (Kent 1980)
D ecuación 2	0.8033	in	Diámetro para fluidos corrosivos y abrasivos (Kent 1980)
D ecuación 3	0.7136	in	Peters & Timmerhaus

Dados los resultados anteriores se puede determinar que el diámetro más adecuado en la entrada de cada cámara es de 1" de diámetro interno. El material que se propone utilizar es Acero al Carbono ASTM 53-B, cédula sin costura, material resistente a la corrosión y abrasión.

4.6.2 TUBERÍA PARA LA ENTRADA Y SALIDA DEL CONDENSADOR.

Con la misma metodología utilizada en la obtención de los diámetros en la entrada de las Cámaras, se han calculado los diámetros correspondientes a la entrada y salida del Condensador. En la Entrada del Condensador se tiene un gasto de 8.278 [kg/s], temperatura de 25 [°C] y presión de 0.161 [MPa]. Con base en los datos de la TABLA 4.1, se indica que la concentración de sólidos en el fluido de trabajo es de 34,500 [ppm], y con la información del ANEXO 1 la densidad del fluido es 1,023 [kg/m³].

Del ANEXO 2 se obtiene el valor de la viscosidad cinemática de 0.948 [m²/s] sin embargo, es necesario utilizar la *Ecuación 14* para obtener la viscosidad absoluta para ser aplicada en la ecuación de Peters & Timmerhaus. Por lo tanto:

$$\mu = \nu * \rho = (0.948 \times 10^{-6}) \left[\frac{m^2}{seg} \right] (1,023 \left[\frac{kg}{m^3} \right]) = 0.9698 \times 10^{-3} \left[\frac{kg}{m \cdot s} \right] = .970 [cP]$$

En la Salida del Condensador se tiene un gasto de 8.278 [kg/s], temperatura de 39 [°C] y presión de 0.131 [MPa]. Con base en los datos de la TABLA 4.1, se indica que la concentración de sólidos en el fluido de trabajo es de 34,500 [ppm], y con la información del ANEXO 1 la densidad del fluido es 1,018 [kg/m³].



Del Anexo 2 se obtiene el valor de la viscosidad cinemática de 0.715 [m²/s], sin embargo, es necesario utilizar la *Ecuación 14* para obtener la viscosidad absoluta para ser aplicada en la ecuación de Peters & Timmerhaus. Por lo tanto:

$$\mu = \nu * \rho = (0.715 \times 10^{-6}) \left[\frac{m^2}{seg} \right] (1,018 \left[\frac{kg}{m^3} \right]) = 0.7279 \times 10^{-3} \left[\frac{kg}{m \cdot s} \right] = .7279 [cP]$$

En la TABLA 4.8, se muestran los diámetros obtenidos a partir de las ecuaciones de Kent y de Peters & Timmerhaus. Es importante mencionar que en interior del Condensador se tiene un banco de tubos con una caída de presión de 0.03 [MPa].

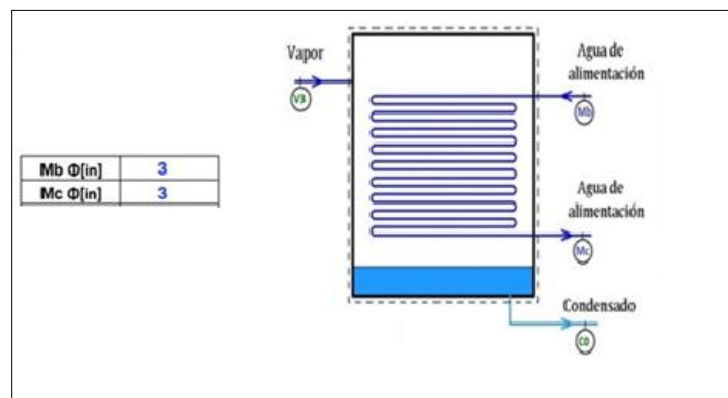
TABLA 4.8 Diámetros óptimos de las tuberías de interconexión con el diagrama esquemático del Condensador.

Agua de Alimentación Entrada al Condensador (Sistema Internacional)		
Flujo másico	8.278	kg/s
Flujo volumétrico	0.0083	m ³ /s
Temperatura	25	C
Presión	0.161	MPa
Presión	1.61	bar
Densidad	1,023	kg/m ³
Viscosidad	0.0010	Pa.s
Viscosidad	0.970	cP

Agua de Alimentación Salida al Condensador (Sistema Internacional)		
Flujo másico	8.278	kg/s
Flujo volumétrico	0.0083	m ³ /s
Temperatura	39	C
Presión	0.131	MPa
Presión	1.31	bar
Densidad	1,018	kg/m ³
Viscosidad	0.0008	Pa.s
Viscosidad	0.7279	cP

D ecuación 1	2.6393	in
D ecuación 2	2.9545	in
D ecuación 3	1.9183	in

D ecuación 1	2.6449	in
D ecuación 2	2.9594	in
D ecuación 3	1.8246	in



Del análisis se puede determinar que el diámetro más adecuado tanto en la entrada, como en la salida del Condensador es de 3" de diámetro interno. El material que se propone utilizar es Acero al Carbono ASTM 53-B, cédula sin costura, material resistente a la corrosión y abrasión.



4.7 CÁLCULO DE LA BOMBA.

El fluido marino necesita ser transportado desde su punto de reposo hasta la entrada de las Cámaras, para ello, es necesario implementar una bomba centrífuga para elevar la presión del fluido. Para el cálculo de la potencia de este equipo, se tienen que considerar los elementos que provocan pérdidas de carga. En el apartado de 3.8 del Capítulo anterior, se mencionan los dos principales tipos de pérdidas de carga: pérdidas primarias y secundarias.

Las pérdidas primarias se deben a la tubería contenida dentro del circuito. En la DMG se manejan tres diferentes tipos:

- En la entrada y salida del Condensador se tiene una tubería de 3" de diámetro.
- El interior del Condensador o Pre-Calentador contiene un banco de tubos de 1/4" de diámetro interno.
- En la entrada de cada cámara se tiene tubería de 1" de diámetro.

Las pérdidas secundarias se deben a los accesorios dentro del circuito del sistema de aspersión como son válvulas, codos, té, reducciones, etc. A continuación se describe la ubicación de cada elemento.

Posterior al tanque de almacenamiento se encuentra una válvula de compuerta, cuya función es permitir o detener el paso del fluido antes de ingresar en la bomba centrífuga, seguido por un codo de 90°. La función de la bomba es elevar la presión del fluido antes de entrar al Condensador, una válvula de globo regula el paso del mismo. Como la tubería en el interior es de un diámetro menor, se tiene una reducción en la entrada.

En la salida del Pre-calentador se ubica un ensanchamiento debido a que el diámetro de la tubería en el exterior es mayor, seguido de un codo de 90° y una conexión en "T". Parte del fluido marino se dirige hacia las entradas de la cámara mientras que el exceso de agua de mar retorna al tanque de almacenamiento a través de una válvula tipo flash, donde la intención es que el flujo sea unidireccional, en este caso, el exceso de agua hacia el tanque.

El fluido se guía a través de una válvula de compuerta seguido de un codo de 90°, donde se hace pasar por la vía principal antes de entrar a cada una de las cámaras. Para que el fluido pueda entrar en la primera cámara, se dispone de un codo de 90°; para la segunda cámara, una conexión en "T" permite el paso horizontal del fluido hacia la primer cámara mientras que el paso vertical es la entrada hacia la segunda; por último, la tercer cámara contiene una conexión en "T" realizando la misma función que la anterior conexión. Antes de que el fluido de trabajo entre en cada cámara por medio del arreglo de boquillas, una válvula de globo regula el paso del fluido para que el gasto de entrada sea el adecuado.

Para las pérdidas primarias se tiene una tubería de 3" de diámetro con una longitud de 10 [m] y la de 1" de diámetro una longitud de 10 [m]. En el caso del banco de tubos en el interior de Condensador, se considera una caída de presión de 30 [kPa]. Por lo tanto, para las pérdidas por accesorios se consideran 2 válvulas de compuerta, 4 codos angulares, 1 válvula tipo flash, 4 válvula tipo globo, 3 conexiones en "T", un estrechamiento en la entrada y un ensanchamiento en la salida del Condensador. En la TABLA 4.9 se muestran los resultados obtenidos en el cálculo de la potencia de la bomba por pérdidas de carga.



TABLA 4.9 Potencia de la bomba por pérdidas de carga.

Tipo de bomba	Centrífuga			
Datos del fluido agua de mar	Temperatura	39	°C	
	Presión	0.131	Mpa	
	Densidad (ρ)	1,018	kg/m ³	
	Viscosidad (μ)	0.0008	kg/m*s	
Tipo de tubería	Material	Acero al Carbono		
	Diámetro (ϕ) 3"	0.0762	m	
	Diámetro (ϕ) 1"	0.0254	m	
	Longitud 3"	10	m	
	Longitud 1 "	10	m	
	Flujo másico 3"	8.278	kg/s	
	Flujo másico 1"	0.61	kg/s	
	Caudal Volumétrico 3"	0.0081	m ³ /s	
	Caudal Volumétrico 1"	0.0006	m ³ /s	
	Velocidad del flujo 3"	1.7806	m/s	
	Velocidad del flujo 1"	1.1841	m/s	
	1 Estrechamiento (K=0.5)			
	1 Ensanchamiento (K=1)			
	Accesorios	4 válvula de globo		
		4 codos angulares		
		3 conexiones en T		
2 válvulas compuerta				
1 válvula tipo flash				

Condiciones del lugar	z2	1.5	m
	z1	0	m
	v2	1.1841	m/s
	v1	0	m/s
	P2	131,000	Pa
	P1	0	Pa
	y	9986.58	kg/m ² *s ²

k tubería de 3"		Total
Válvula Anti	2.05	2.05
Válvula Comp.	0.135	0.27
Codo 90°	0.95	3.8
Tes Flujo Lateral	1.4	4.2
Sumatoria K		10.32

k tubería de 1"		Total
Válvula Globo	8.2	32.8
Sumatoria K		32.8

Condensador		
P2	130,730	Pa
P1	160,730	Pa
z2	1	m
z1	0	m

Tubería de 3"		
ξ/D^*	1.05E-03	Del diagrama
Re	172,650.95	Turbulento
F	0.0214	Programa

Tubería de 1"		
ξ/D^*	3.15E-03	Diagrama
Re	38,272.38	Turbulento
F	0.0295	Programa

Pérdidas de carga primarias 3"		
h primarias 3"	0.4541	m
Pérdidas de carga secundarias 3"		
h estrechamiento	0.0808	m
h ensanchamiento	0.1616	m
h accesorios	1.6676	m

Pérdidas de carga primarias 1"		
h primarias 1"	0.8312	m
Pérdidas de carga secundarias 1"		
h accesorios	2.3440	m

Pérdidas en el Condensador		
h condensador	4.004	m

Resultados		
hTotal	9.5434	m
hA	24.2324	m
P teórica	1,965.03	W
P real**	2,620.04	W
P real**	3.5135	HP

*Acabado abrasivo grueso de tipo mecánico

**Se supone un rendimiento de bomba de 0.75



4.8 CONCLUSIÓN DEL CAPITULO 4

En el Capítulo 3 del presente trabajo se propusieron las ecuaciones que rigen el comportamiento de los líquidos en movimiento, útil para transportar un fluido de un punto a otro. Sin embargo, una ecuación es simplemente una expresión humana que demuestra el comportamiento de la naturaleza, y carece de sentido si no tiene aplicación. En el presente Capítulo, se propusieron los equipos auxiliares más adecuados para la implementación del sistema de aspersión, todo relacionado con la teoría hidráulica y el sentido común.

La propuesta de este primer prototipo del sistema de aspersión es basada en equipos de aspersión que los fabricantes o proveedores han diseñado y que se ofrecen a un mercado industrializado.

El sistema de aspersión está formado un sistema de tuberías que se interconectan y son el medio de transporte del fluido de trabajo desde el tanque de almacenamiento hasta que cubren la superficie del banco de tubos. Para la DMG, se propone utilizar del tanque de Almacenamiento a la entrada del Condensador, y de salida del Condensador hasta la red primaria de suministro una tubería de 3" [in] de diámetro nominal. Y la red que sale resultado de las bifurcaciones de la red primaria hacia la entrada de las Cámaras se propone utilizar un diámetro de 1". Se propone utilizar Acero al Carbono ASTM 53-B, cédula sin costura, un material que es resistente a la corrosión y abrasión. Los diámetros propuestos son resultado del análisis y comparación de 3 teorías de diseño diferentes, garantizando el buen funcionamiento del equipo.

Una de las partes más importantes del transporte de un líquido es la energía necesaria para poder transportarse entre dos puntos, y el equipo capaz de realizar dicho trabajo se denomina bomba hidráulica. En el proyecto descrito en el presente trabajo, se propone utilizar una bomba con una potencia mayor a 3.5 [HP]. Este resultado se obtuvo determinando las caídas de presión en la tubería y en los accesorios presentes en el circuito hidráulico.

El elemento principal de este sistema es el arreglo y funcionamiento de los pulverizadores, encargado de suministrar el agua de mar en pequeñas gotas, con distribución uniforme y con el gasto requerido. Para cada Cámara, el fluido debe suministrarse a una temperatura de 39 [°C], una presión de 0.131 [MPa], y un flujo de 0.610 [kg/s], tomando en cuenta las propiedades de abrasión y corrosión que conlleva transportar el fluido de trabajo.

Como resultado del análisis de varios prototipos, se propone utilizar boquillas de tapa y vena desmontable, con patrón de aspersión de cono lleno, y del tipo estándar. Se tiene un arreglo en 2 líneas de 8 boquillas, flujo por unidad de 4.8 [l/min] y con un gasto real de 38.43 [l/min], entrada nominal de 3/8" NPT, ángulo de aspersión de 49[°], cobertura teórica de 292 [mm], altura de 320 [mm], IG de 7.23 e Impacto de 0.1334 [kg/cm²].

Esta propuesta presenta condiciones de operación bastante similares a las demandadas por la Desaladora, garantizando un buen funcionamiento en la interacción de los equipos y los sistemas que conforman la unidad de desalación.

5 PARÁMETROS DE RE-DISEÑO Y MODELADO DE UN PULVERIZADOR.

En el Capítulo anterior se obtuvo el modelo de aspersión a partir de equipos existentes y se obtuvo la representación gráfica en programa CAD. En el presente capítulo, se desarrollará el modelo de una boquilla más eficiente para la DMG, donde se propondrá un nuevo arreglo de aspersión y los equipos auxiliares a utilizar a partir de un análisis CFD.

El objetivo de esta implementación, es hacer más eficiente el proceso de rociado de acuerdo a las demandas termodinámicas de la Desaladora., variando parámetros tales como presión de entrada, velocidad, gasto de salida, tamaño de la partícula, etc.

Al final, se presentarán las conclusiones del trabajo realizando una comparación entre los datos y modelos propuestos a lo largo del escrito.

5.1 MODELO TEÓRICO DEL SISTEMA DE ASPERSIÓN.

Para la propuesta de este nuevo modelo, se tiene que determinar el diseño de la boquilla con las dimensiones y geometrías adecuadas, con base en la teoría hidráulica existente y verificando que los parámetros de entrada y salida sean más precisos que los modelos existentes en catálogos y que los propuestos en el capítulo anterior.

Una característica muy importante de las boquillas de aspersión es el parámetro denominado *Cobertura de Aspersión*. Dicho valor informa que tan uniforme se distribuye el rociado sobre el área, por ende, es muy comprensible que los resultados que se buscan incluyan una distribución total y uniforme.

Para obtener un modelo matemático del parámetro descrito, se considera una boquilla con capacidad Q a una presión P . A una determinada altura h que va de la boquilla a la superficie, se puede definir un plano normal N al eje de la boquilla donde una línea define la intersección del rociado sobre el plano. El área cubierta por el atomizado sobre en plano N tiene una superficie S , que depende de tres parámetros: Patrón de aspersión (F), ángulo de aspersión (α) y la altura de aspersión (h). Teniendo entonces que $S = S(F, \alpha, h)$.

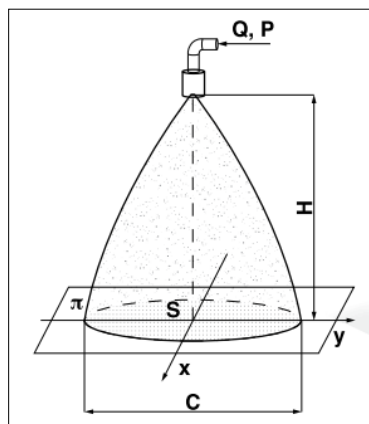


FIGURA 5.1 Modelo teórico de una boquilla de aspersión. (Fuente: Spray Engineering Handbook)



Cuando el flujo de un aspersor pasa a través de una superficie S , y suponiendo que sobre la superficie existen un número infinito de planos que se superponen, el área que atraviesa los planos será más pequeña que S , por tal motivo se considera un parámetro denominado *Capacidad específica*, que se define de la siguiente forma:

$$q = \lim_{\Delta S \rightarrow 0} \frac{\Delta Q}{\Delta S}$$

La función q depende solo de la ubicación de un punto (x, y) sobre la superficie S , y de la altura H .

$$q = \frac{\Delta Q}{\Delta S} = f(x, y, H)$$

5.2 METODOLOGÍA PARA EL DISEÑO DE BOQUILLAS DE ASPERSIÓN.

Para proponer un arreglo de aspersión más eficiente, es necesario considerar la mayor cantidad de parámetros termodinámicos que se involucran en el funcionamiento del sistema de aspersión. Por lo tanto, se propone la siguiente metodología:

1. Analizar la propuesta y resultados obtenidos del Capítulo anterior, considerando que una eficiencia en la pulverización es aquella que aprovecha la mayor cantidad de energía del fluido, y como consecuencia, se obtiene un mejor rociado.
2. Proponer las normas o el sistema de roscado más adecuado según las necesidades de diseño y considerando las dimensiones de entrada de la boquilla de aspersión.
3. Proponer el patrón de aspersión a utilizar y con las ecuaciones obtenidas en el Capítulo 4, el correspondiente diseño geométrico.
4. Proponer las ecuaciones para la obtención de los parámetros de funcionamiento de la boquilla de aspersión como el caudal, velocidad del fluido, presión de entrada y de salida, etc... considerando las demandas de la Desaladora. Con estas ecuaciones y con las obtenidas en el Capítulo 3, se obtendrán las dimensiones de diseño de la boquilla de aspersión, el tamaño de la boquilla, tamaño de los orificios de entrada - salida y forma del orificio.
5. Realizar la simulación en un programa CFD para verificar que el funcionamiento de la boquilla sea la correcta y observar que los parámetros de funcionamiento sean los adecuados para la pulverización del fluido.

5.3 ROSCADO

Una rosca se define como una hendidura helicoidal sobre una superficie, ya sea externa o interna, de un cilindro o cono. La función de los elementos roscados es mantener unidas dos partes insertando un elemento en el interior de la rosca con un movimiento circular. Las partes de roscado se muestran en la Tabla 5.1⁵⁷.

TABLA 5.1 Elementos de una hendidura helicoidal.

<p>Rosca Es un filete continuo de sección uniforme y arrollada como una elipse sobre la superficie exterior e interior de un cilindro.</p>	
<p>Rosca externa Es una rosca en la superficie externa de un cilindro.</p>	
<p>Rosca Interna Es una rosca tallada en el interior de una pieza, tal como en una tuerca.</p>	
<p>Diámetro Exterior Es el mayor diámetro de una rosca interna o externa.</p>	
<p>Diámetro del núcleo Es el menor diámetro de una rosca interna o externa.</p>	
<p>Diámetro en los flancos (o medio) Es el diámetro de un cilindro imaginario que pasa por los filetes en el punto en el cual el ancho de estos es igual al espacio entre los mismos.</p>	
<p>Paso Es la distancia entre las crestas de dos filetes sucesivos. Es la distancia desde un punto sobre un filete hasta el punto correspondiente sobre el filete adyacente, medida paralelamente al eje.</p>	
<p>Avance Es la distancia que avanzaría el tornillo relativo a la tuerca en una rotación. Para un tornillo de rosca sencilla el avance es igual al paso, para uno de rosca doble, el avance es el doble del paso, y así sucesivamente.</p>	

FIGURA 5.2 Esquema de las partes del roscado de un tornillo

⁵⁷ Oberg E., Day J., F. (2012). *Machinery's Handbook*. Industrial Press. 29th Edición.



5.3.1 TIPO DE ROSCAS Y CLASIFICACIÓN.

Además de la extensa división entre roscas cónicas y roscas cilíndricas, existe una clasificación más detallada según el paso, y cada configuración se emplea según las aplicaciones requeridas. Entre las más comunes se encuentran:

- Roscas de Paso Grueso.**
Este tipo de rosca no tiene gran precisión en cuanto a la unión del elemento que se inserta (el macho) y la pieza hueca donde se instala (la hembra). Se utilizan para trabajos normales que requieran firmeza aunque no una unión tan estrecha.
- Roscas de Paso Fino.**
Generan una mayor firmeza en la unión, y se utilizan sobre todo en mecánica, en la industria automotriz y vehicular en general.
- Roscas de Paso Extrafino.**
Se utilizan cuando es requerida una mayor precisión, como en el caso de elementos que deben unirse a paredes delgadas.
- Roscas de Ocho Hilos.**
Se denominan así porque su paso consiste en ocho estrías por pulgada; estas roscas son las indicadas para tuberías de agua y otros fluidos. Las características de su superficie permiten mayor resistencia a la presión y evitan las fugas de gases y líquidos.

Según la forma de cada hilo o estría, las roscas pueden ser: en V, redondeadas, cuadradas, Witworth (cuya forma es de trapecio) y trapezoidales. Sin embargo, las roscas más comunes y de mayor uso se clasifican según las normas de diseño. Entre las más comunes se tiene:

TABLA 5.2 Clasificación de las normas más comunes.

CLASIFICACIÓN DE NORMAS			
American Petroleum Institute	API	Rosca Métrica Paso Fino	M
British Association	BA	Rosca Americana Unificada Paso Normal	UNC
International Standards Organization	ISO	Rosca Americana Unificada Paso Fino	UNF
Rocas Para Bicicletas	C	Rosca Americana Unificada Paso Extrafino	UNEF
Rosca Edison	E	Rosca Americana Cilíndrica Para Tubos	NPS
Rosca de Filetes Redondos	Rd	Rosca Americana Cilíndrica Para Tubos	NPT
Rosca de Filetes Trapezoidales	Tr	Rosca Americana Paso Especial	UNS
Rosca Para Tubos Blindados	PG	Rosca Withworth	BSP
Rosca Métrica paso normal Rosca Americana Cilíndrica	M	Rosca Americana Cónica "Dryseal" Para Tubos	NPTF



5.3.2 ROSCA AMERICANA CÓNICA PARA TUBOS (NPT).

La Rosca Americana Cónica Para Tubos NPT (Acrónimo del inglés *National Pipe Thread*) es una de las más utilizadas dentro de la industria ingenieril en elementos de conexión en instalaciones hidráulicas, bajo los estándares de la norma ASME B1.20.1-2013, donde se define que el roscado cónico se encuentra a un ángulo de $1^{\circ} 47' 24''$ o 1.7899° medido desde el centro del eje.

Los tamaños de los diámetros nominales van desde $1/16''$ hasta $24''$, y es común que se aplique en materiales como acero, latón, PVC, nylon, bronce y hierro fundido, garantizando que el sellado protege de la corrosión al fileteado y ofrece una sujeción efectiva con los elementos en contacto.

En la FIGURA 5.2 se muestra un esquema de las notaciones y elementos que contiene el roscado cónico NPT, describiendo su nomenclatura a continuación:

D – Diámetro externo	V - Vanish Thread (Hilo que se desvanece)
P – Paso del hilo	E0 – Diámetro de paso (Al comienzo del hilo externo)
L1 – Longitud (Apretado a mano)	E1 – Diámetro de paso (Apretado a mano)
L2 – Longitud (Hilo externo eficaz)	E2 – Diámetro de paso (Hilo Externo Eficaz)
L3 – Longitud (Cuerda interna)	E3 – Diámetro de paso ((Cuerda interna)
L4 – Longitud Total de la Cuerda Externa	E5 – Diámetro de Paso (Rosca Externa Nominal)
L5 – Longitud (Rosca Externa Nominal)	

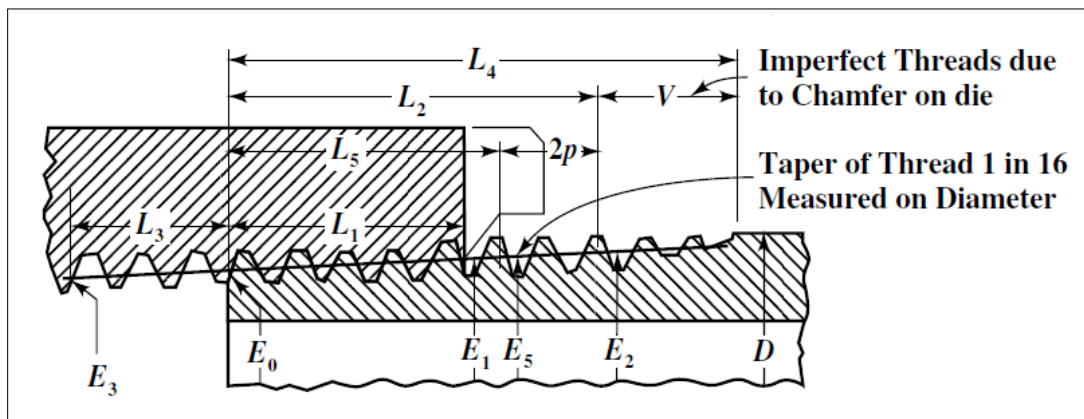


FIGURA 5.3 Dimensiones de cuerda NPT, según la Norma ANSI/ASME B2.20.1-2013 (Fuente: Machinery's Handbook 29th Edición).

En el ANEXO se muestran los datos de Dimensiones básicas del hilo de rosca estándar NPT, según la Norma ASME B1.20.1-2013, donde se muestran las características del roscado según el tamaño del Diámetro Nominal.



5.4 DISEÑOS Y ESQUEMAS INTERNOS DE LAS BOQUILLAS PULVERIZADORAS.

Existe una gran gama de boquillas de aspersión donde la diferencia radica en la forma, tamaño, tipo - diámetro de la gota, ángulo de aspersión y caudal de salida. Cada parámetro se verá modificado por las condiciones de operación, tanto en la entrada de la boquilla como por el diseño interno de los pulverizadores.

Para obtener los parámetros adecuados de funcionamiento que se muestran en el presente trabajo, la configuración del canal por el cual está circulando el fluido de trabajo se diseña según el arreglo más adecuado. En la TABLA 5.1 se muestran los esquemas de diferentes tipos de boquillas pulverizadoras, donde se perciben las estructuras internas y el patrón de flujo que se obtiene al emplear cada uno de los diferentes canales.

TABLA 5.3 Modelos y diseños internos⁵⁸.

PATRÓN DE ASPERCIÓN PLANO		
DESCRIPCIÓN	DIAGRAMA	ASPERCIÓN
Este primer tipo de patrón plano se forma con un orificio elíptico formado por la intersección de una ranura en forma de "V" con una cavidad hemisférica.		
Este patrón plano se forma con un orificio formado por la intersección de una ranura en forma de "U" con una cavidad hemisférica.		
Este patrón plano se forma con un orificio rectangular formado por la intersección de un espacio en una cavidad hemisférica o un cilindro.		
Este patrón plano se forma con un orificio circular donde es desviado 75° al eje horizontal de la boquilla. Esto produce un ángulo de aspersión denominado ángulo ancho formado por bajas presiones.		

⁵⁸ Delavan. *Nozzle Technology*. Web: www.delavan.co.uk



<p>Este patrón plano se forma con un orificio circular donde el fluido se desvía sobre una superficie en forma de "cuchara".</p>		
<p>Este patrón plano se forma juntando dos chorros antes de salir por un orificio circular y perforado con una ranura en forma de "V".</p>		
PATRÓN DE ASPERSIÓN DE CONO HUECO		
<p>Un orificio circular da salida al chorro donde el fluido proviene de una cámara de turbulencia de un flujo con entrada tangencial.</p>		
<p>El fluido pasa a través de una sección de ranuras múltiples y es guiado a través de una cámara de turbulencia para salir por un orificio circular</p>		
PATRÓN DE ASPERSIÓN DE CONO LLENO		
<p>Este patrón se forma cuando el fluido entra por un orificio central que es guiado a través de unas ranuras múltiples, donde el fluido entra en una cámara de turbulencia y sale por un orificio circular.</p>		
<p>Este patrón es formado cuando el fluido sale por un orificio circular que proviene de una cámara de turbulencia la cual tiene en la entrada un núcleo en forma de cruz.</p>		

5.4.1 PARÁMETROS DE ENTRADA Y DE SALIDA DE UN PULVERIZADOR.

Con el fin de calcular el caudal de descarga de una boquilla, se sabe que la energía de un flujo permanece constante en todas las secciones de su sistema, representado por la Ecuación de Bernoulli, como se muestra en la FIGURA 5.4.

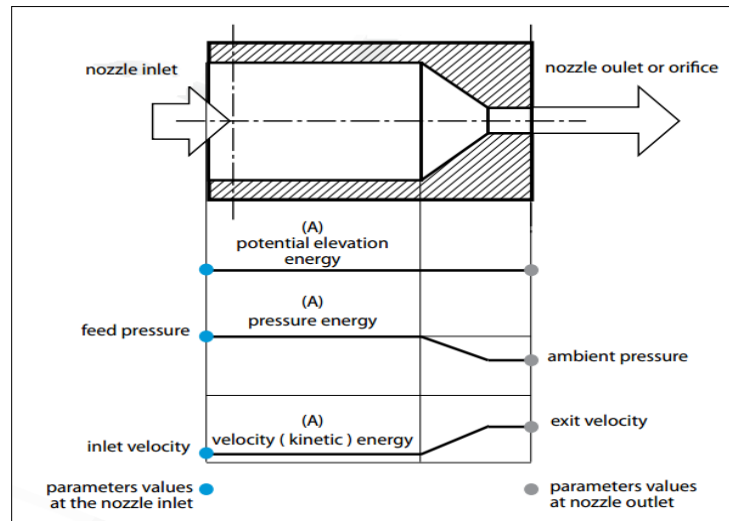


FIGURA 5.4 Representación esquemática de una tobera. (Fuente: Spray Engineering Handbook)

Donde:

P - Energía de presión de la partícula líquida por unidad de volumen

$\frac{1}{2} \rho V^2$ - Energía cinética de partículas líquidas por unidad de volumen

$\rho g z$ - Potencial de energía de la partícula líquida por unidad de volumen

Si consideramos que las dos secciones de la FIGURA 5.4 se toman inmediatamente antes y después del orificio de entrada y salida:

$$P_a + \frac{1}{2} \rho V a^2 + \rho g z_a = P_b + \frac{1}{2} \rho V b^2 + \rho g z_b$$

De la ecuación de Bernoulli mostrada, la única incógnita es el parámetro Vb , por lo tanto despejándola de la ecuación anterior se tiene:

$$Vb = \sqrt{\frac{2(P_b - P_a)}{\rho} + V a^2 + 2g(z_b - z_a)} \quad \text{Ecuación 23}$$

De la Ecuación 23, el término de la Energía potencial $2g(z_b - z_a)$ se puede despreciar debido a la poca presencia de esta energía.

5.5 ESPECIFICACIONES PARA LAS PROPUESTAS DEL MODELO

En el siguiente apartado se describirán las propuestas para obtener el sistema de aspersión más eficiente con las siguientes características.

Como se describió en el Capítulo 1, existen diferentes tipos de pulverizadores dependiendo del método utilizado en la obtención de fluido atomizado, los cuales se mencionan a continuación:

- Boquilla de chorro plano, abanico o de hendidura
- Boquilla de abanico plano de amplio espectro
- Boquilla de turbulencia o cono
- Boquilla de impacto o espejo
- Boquilla de chorro plano compacto o de varias salidas
- Boquilla de Venturi de aire inducido

Para las propuestas del modelo mejorado en la aplicación de un nuevo sistema de aspersión para la DMG, se propone utilizar una boquilla de cámara o de turbulencia (Ver FIGURA 5.7). Los principales argumentos de utilizar este tipo de boquillas se deben la presión de trabajo que se encuentra entre 1 a 20 [bares], y esencialmente a su diseño particular de utilizar una cavidad denominada Cámara o de Turbulencia, donde el fluido se convierte en un fluido turbulento para salir por un orificio circular y formar un patrón de tipo cono lleno uniforme.

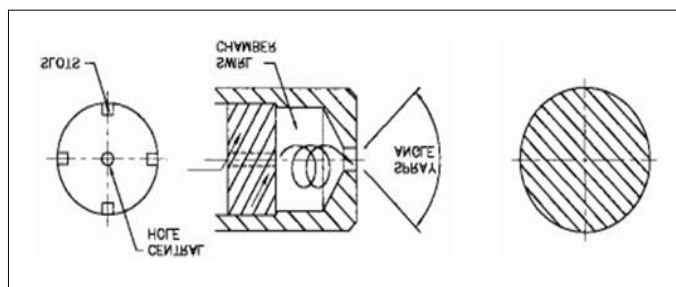


FIGURA 5.5 Esquema de una boquilla con flujo tangencial. (Fuente: Lechler, Inc.)

Según su clasificación, existen dos tipos de boquillas de Cámara o de Turbulencia dependiendo de la entrada del fluido de trabajo: Boquillas de cono completo con entrada axial, y Boquillas de cono completo con entrada tangencial.

Para los pulverizadores con entrada axial, el líquido entra a presión y es forzado a atravesar una aleta estacionaria situada en el interior de la boquilla. A medida que el líquido se introduce, el fluido sigue una trayectoria influenciada por la forma del orificio y el diseño de las aletas. El resultado es un ángulo de pulverización consistente y una distribución uniforme de las gotas. El paso libre está determinado por el tamaño de partícula máximo que puede pasar a través de las aletas y del orificio de salida sin obstruir su paso. Como regla general, el paso libre de una boquilla con entrada de fluido axial de cono lleno es aproximadamente $2/3$ del diámetro del orificio de salida.

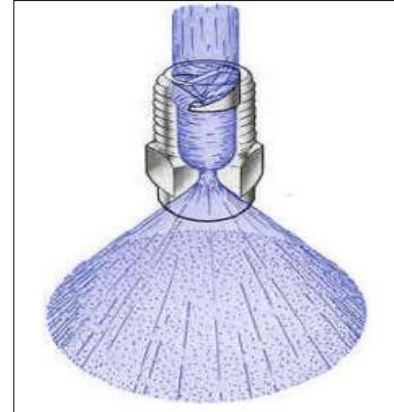


FIGURA 5.6 Esquema de una boquilla con flujo axial. (Fuente: Lechler, Inc.)

Los pulverizadores con entrada tangencial presentan un funcionamiento similar a los pulverizadores con entrada axial, la diferencia radica en la entrada de la boquilla, que se encuentra a 90° con respecto a la salida del mismo. El líquido entra a presión hasta que el diseño de la boquilla le impide el paso sobre el eje horizontal, haciendo que se produzca el choque y se genere el remolino en la entrada de la cámara de turbulencia, para después salir por el orificio de salida, dando como resultado un ángulo de pulverización consistente y una distribución uniforme.



FIGURA 5.7 Esquema de una boquilla con flujo tangencial. (Fuente: Lechler, Inc.)

Por lo tanto, se realizarán dos propuestas, una con entrada axial y otra con entrada tangencial, en una distribución en línea; y otras dos propuestas, una con entrada axial y otra tangencial, para una distribución en doble línea; en total serán propuestos y analizados 4 pulverizadores.

Las características más importantes del funcionamiento de una boquilla de aspersión son el ángulo, la altura y la cobertura de aspersión. Si se tiene un ángulo ancho, la altura será menor y la cobertura mayor, por el contrario, un ángulo menor proporciona alturas grandes y coberturas pequeñas, lo que ocasiona pérdidas de energía y masa en la aspersión haciendo deficiente el proceso.

El ángulo de aspersión está determinado por la presión en la entrada, flujo del fluido de trabajo y el diseño interno de la boquilla de aspersión. Para obtener el ángulo de aspersión más adecuado, el autor realizó diversas simulaciones y análisis CFD de una boquilla considerando un flujo a una presión de entrada de 1.61 [bar] y velocidad de entrada de 1.1841 [m/s] (parámetros de operación del presente trabajo) y variando las distancia d , que es el grosor del orificio en la salida, y el ángulo de la cámara de turbulencia θ , los resultados se muestran en la Figura 5.8.

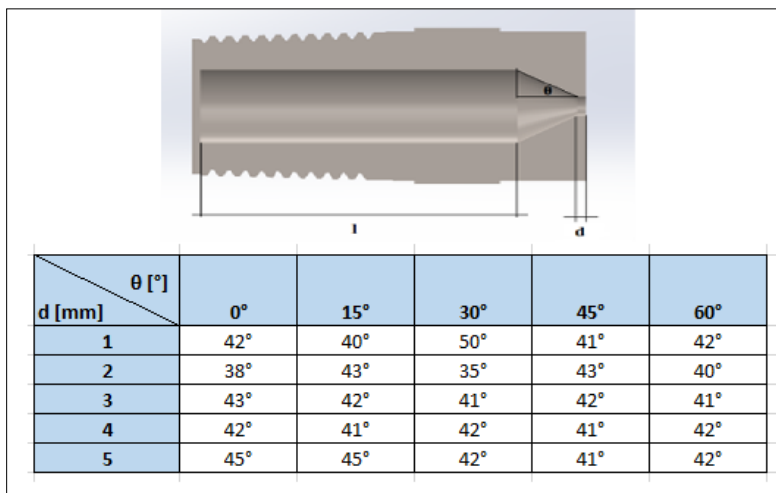


FIGURA 5.8 Ángulo de aspersión obtenido por la variación entre el grosor del orificio en la salida d , y el ángulo de la cámara de turbulencia θ .

De los resultados anteriores, se puede observar que el ángulo más amplio se obtuvo con una distancia del orificio de salida de 1 [mm] y un ángulo en la Cámara de turbulencia de 30°. Es importante indicar que entre más pequeño sea la distancia del orificio de salida d , el ángulo de aspersión será mayor, sin embargo, esto puede causar que la boquilla presente fracturas y un desgaste en un menor tiempo.

En cuanto a la norma de roscado, se utilizará la Rosca Americana Cónica Para Tubos NPT (Acrónimo del inglés *National Pipe Thread*) bajo los estándares de la norma ASME B1.20.1-2013.

De lo descrito, se realizará el diseño en programa CAD y se realizarán las simulaciones (por propuesta) en programa CFD, se evaluará cada una y al final será escogida la que mejor parámetros de funcionamiento presente, como patrón de aspersión muestre, ángulo más adecuado (entre 30° y 90°), tamaño de gota menor y mejor distribución sobre el banco de tubos.

5.6 CÁLCULO DE LA BOMBA PARA UN PULVERIZADOR MÁS EFICIENTE.

Para la propuesta de una boquilla más eficiente se obtendrá, en primera instancia, el valor de la potencia de la bomba por el método de pérdidas de carga con base en los resultados ya obtenidos del apartado 4.7 *Cálculo de la bomba*, esto con el fin de conocer la presión de entrada en cada una de las Cámaras, y por ende, de los pulverizadores.

El trayecto del fluido de trabajo es el descrito en el Apartado 4.7 *Cálculos de la bomba*, donde se propuso utilizar un equipo de bombeo con una potencia mínima de 3.5 HP, siendo necesario adquirir una bomba comercial de 4HP, suponiendo un rendimiento de la bomba del 75%.

Como esta será la potencia real, los modelos que se propondrán serán pulverizadores que aprovecharán al máximo la energía útil de la bomba. Suponiendo que los diámetros sean los mismos, utilizando tubería de Acero al Carbono ASTM 53-B, cédula sin costura, material resistente a la corrosión y abrasión.



Tabla 5.4 Potencia de la bomba por pérdidas de carga.

Tipo de bomba	Centrífuga			
Datos del fluido agua de mar	Temperatura	39	°C	
	Presión	0.161	Mpa	
	Densidad (ρ)	1018	kg/m ³	
	Viscosidad (μ)	0.0008	kg/m*s	
Tipo de tubería	Material	Acero al carbono		
	Diámetro (ϕ) 3"	0.0762	m	
	Diámetro (ϕ) 1"	0.0254	m	
	Longitud 3"	10	m	
	Longitud 1 "	10	m	
	Flujo másico 3"	8.278	kg/s	
	Flujo másico 1"	0.61	kg/s	
	Caudal Volumétrico 3"	0.0081	m ³ /s	
	Caudal Volumétrico 1"	0.0006	m ³ /s	
	Velocidad del flujo 3"	1.7806	m/s	
	Velocidad del flujo 1"	1.1841	m/s	
	1 Estrechamiento (K=0.5)			
	1 Ensanchamiento (K=1)			
	Accesorios	4 válvula de globo		
		4 codos angulares		
		3 conexiones en T		
2 válvulas compuerta				
1 válvula tipo flash				

Tubería de 3"		
ξ/D^*	1.05E-03	Del diagrama
Re	172,650.95	Turbulento
F	0.0214	Programa

Pérdidas de carga primarias 3"		
h primarias 3"	0.4541	m
Pérdidas de carga secundarias 3"		
h estrechamiento	0.0808	m
h ensanchamiento	0.1616	m
h accesorios	1.6676	m

Pérdidas en el Condensador		
h condensador	4.0040	m

Tubería de 1"		
ξ/D^*	3.15E-03	Diagrama
Re	38,272.38	Turbulento
F	0.0295	Programa

Pérdidas de carga primarias 1"		
h primarias 1 "	0.8312	m
Pérdidas de carga secundarias 1 "		
h accesorios	2.3440	m

Resultados		
hTotal	9.5434	m
hA	27.2365	m
P teórica	2,208.63	W
P real**	2,944.84	W
P real**	3.9491	HP

k tubería de 3"		Total
Válvula Anti	2.05	2.05
Válvula Comp.	0.135	0.27
Codo 90°	0.95	3.8
Tes Flujo Lateral	1.4	4.2
Sumatoria K		10.32

k tubería de 1"		Total
Válvula Globo	8.2	32.8
Sumatoria K		32.8

Condensador		
P2	130,730	Pa
P1	160,730	Pa
z2	1	m
z1	0	m

Condiciones del lugar		
z2	1.5	m
z1	0	m
v2	1.1841	m/s
v1	0	m/s
P2	161,000	Pa
P1	0	Pa
y	9986.58	kg/m ² *s ²

*Acabado abrasivo grueso de tipo mecánico

**Se supone un rendimiento de bomba de 0.75



5.7 CÁLCULO DE LOS DIÁMETROS DE TUBERÍAS PARA EL AGUA DE ALIMENTACIÓN

Del apartado anterior, se puede determinar que la presión de entrada de la boquilla es de 1.61 [bar] suponiendo que el diámetro en la Entrada-Salida del Condensador es de 3” y el diámetro ramales en las entradas de las Cámaras es de 1”. Para comprobarlo, se basará en las ecuaciones empíricas para líquidos de Kent (1980) y Peter-Timmerhaus (1991), con la ayuda de la TABLA 3.4 se busca el valor del diámetro nominal y se realiza una comparación entre los valores obtenidos con las ecuaciones y los valores de la Tabla 5.4.

5.7.1 TUBERÍA PARA LAS ENTRADAS DE LAS CÁMARAS DE DESALACIÓN DEL SISTEMA DE ASPERSIÓN.

Para el cálculo de la tubería del agua de alimentación en las Cámaras 1, 2 y 3, se tiene un flujo másico de 0.61 [kg/s], temperatura de 39 [°C] y Presión de 0.161 [MPa].

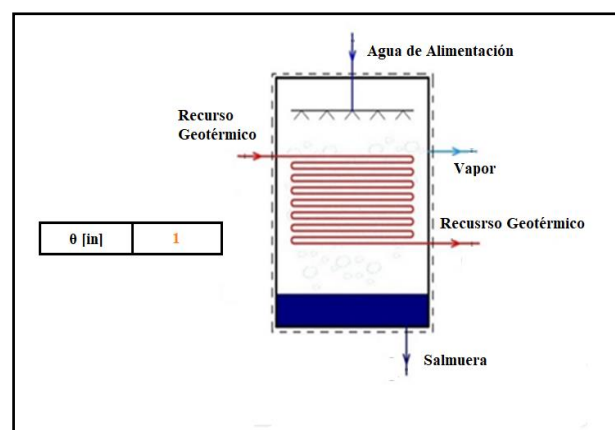
Con base en los datos del Anexo 1, y con la información de la TABLA 4.1 donde se indica que la concentración de sólidos en el fluido de trabajo es de 34,500 [ppm], la densidad del fluido es 1,018 [kg/m³]. Del Anexo 2 se obtiene el valor de la viscosidad cinemática de 0.715x10⁻⁶ [m²/seg] sin embargo, es necesario utilizar la Ecuación 14 para obtener la viscosidad absoluta para ser aplicada en la ecuación de Peters & Timmerhaus. Por lo tanto:

$$\mu = \nu * \rho = (0.715 \times 10^{-6}) \left[\frac{m^2}{seg} \right] (1,018 \left[\frac{kg}{m^3} \right]) = 0.7279 \times 10^{-3} \left[\frac{kg}{m*s} \right] = 0.7279 [cP]$$

En la TABLA 5.5, se muestran los diámetros obtenidos a partir de las ecuaciones de Kent (Diámetro basado en la velocidad del fluido y diámetro para fluidos corrosivos - abrasivos) y de la ecuación de Peters & Timmerhaus.

Tabla 5.5 Diámetros óptimos de las tuberías de interconexión con el diagrama esquemático en la entrada de las cámaras.

Agua de Alimentación		
Cámara 1, 2 y 3		
(Sistema Internacional)		
Flujo másico	0.61	kg/s
Flujo volumétrico	0.0006	m ³ /s
Temperatura	39	C
Presión	0.161	MPa
Presión	1.61	bar
Densidad	1018	kg/m ³
Viscosidad	0.0007	Pa.s
Viscosidad	0.7279	cp



D ecuación 1	0.8528	in
D ecuación 2	0.8033	in
D ecuación 3	0.7136	in

Diámetro basado en la velocidad del fluido (Kent 1980)
 Diámetro para fluidos corrosivos y abrasivos (Kent 1980)
 Peters & Timmerhaus



Del análisis se puede determinar que el diámetro más adecuado en las entradas de las Cámaras de desalación es de 1" de diámetro interno. El material que se propone utilizar es Acero al Carbono ASTM 53-B, cédula sin costura, material resistente a la corrosión y abrasión.

5.7.2 TUBERÍA PARA LA ENTRADA Y SALIDA DEL CONDENSADOR.

Con la misma metodología utilizada en la obtención de los diámetros en la entrada de las Cámaras, se han calculado los diámetros correspondientes a la entrada y salida del Condensador.

En la Entrada del Condensador se tiene un gasto de 8.278 [kg/s], temperatura de 25 [°C], presión de 0.161 [MPa] y concentración de sólidos de 34,500 [ppm], con base en los datos del Anexo 1, la densidad del fluido es 1,023 [kg/m³]. Del Anexo 2 se obtiene el valor de la viscosidad cinemática de 0.948 [m²/seg], sin embargo, es necesario utilizar la Ecuación 14 para obtener la viscosidad absoluta para ser aplicada en la ecuación de Peters & Timmerhaus. Por lo tanto:

$$\mu = \nu * \rho = (0.948 \times 10^{-6}) \left[\frac{m^2}{seg} \right] (1,023 \left[\frac{kg}{m^3} \right]) = 0.9698 \times 10^{-3} \left[\frac{kg}{m*s} \right] = 0.970 [cP]$$

En la Salida del Condensador se tiene un gasto de 8.278 [kg/s], temperatura de 39 [°C], presión de 0.131 [MPa] y concentración de sólidos de 34,500 [ppm]. De acuerdo al ANEXO 1, la densidad del fluido es 1,018 [kg/m³]. Del Anexo 2 se tiene que la viscosidad cinemática de 0.715 [m²/seg]. Sin embargo, es necesario utilizar la Ecuación 14 para obtener la viscosidad absoluta para ser aplicada en la ecuación de Peters & Timmerhaus. Por lo tanto:

$$\mu = \nu * \rho = (0.715 \times 10^{-6}) \left[\frac{m^2}{seg} \right] (1,018 \left[\frac{kg}{m^3} \right]) = 0.7279 \times 10^{-3} \left[\frac{kg}{m*s} \right] = 0.7279 [cP]$$

En la TABLA 5.6 se muestran los diámetros obtenidos a partir de las ecuaciones de Kent y de Peters & Timmerhaus. Es importante mencionar que en interior del Condensador se tiene un banco de tubos con una caída de presión de 0.03 [MPa].

Tabla 5.6 Diámetros óptimos de las tuberías de interconexión con el diagrama esquemático del Condensador.

Agua de Alimentación Entrada al Condensador (Sistema Internacional)			Agua de Alimentación Salida al Condensador (Sistema Internacional)		
Flujo másico	8.278	kg/s	Flujo másico	8.278	kg/s
Flujo volumétrico	0.0083	m ³ /s	Flujo volumétrico	0.0083	m ³ /s
Temperatura	25	C	Temperatura	39	C
Presión	0.161	MPa	Presión	0.131	MPa
Presión	1.61	bar	Presión	1.31	bar
Densidad	1,023	kg/m ³	Densidad	1,018	kg/m ³
Viscosidad	0.0010	Pa.s	Viscosidad	0.0008	Pa.s
Viscosidad	0.970	cP	Viscosidad	0.7279	cP
D ecuación 1	2.6393	in	D ecuación 1	2.6449	in
D ecuación 2	2.9545	in	D ecuación 2	2.9594	in
D ecuación 3	1.9183	in	D ecuación 3	1.8246	in



Del análisis se puede determinar que el diámetro más adecuado tanto en la Entrada como en Salida del Condensador, es de 3” de diámetro interno. El material que se propone utilizar es Acero al Carbono ASTM 53-B, cédula sin costura, material resistente a la corrosión y abrasión.

5.8 CALCULOS PARA LAS PROPUESTAS DE UN MODELOS MÁS EFICIENTE

En el siguiente apartado, se realizarán los cálculos para cada uno de los modelos. En la primera parte se mostrarán los resultados para las propuestas de un arreglo de aspersión con 6 boquillas y las simulaciones CFD, tanto para el modelo con entrada axial y para el modelo con entrada tangencial.

En la segunda parte se mostrarán los resultados para las propuestas de un arreglo de aspersión con 8 boquillas y las simulaciones CFD, tanto para el modelo con entrada axial y para el modelo con entrada tangencial. Al final, se realizará una comparación de los modelos.

5.8.1 CÁLCULOS PARA LAS PROPUESTAS DE UN ARREGLO DE ASPERSIÓN CON 6 BOQUILLAS.

Para la implementación de una arreglo donde implique utilizar 6 boquillas con patrón de aspersión de cono lleno uniforme se tienen los siguientes parámetros termodinámicos: Temperatura de 39 [°C], Presión de 1.61 [bar] (1.64 [kg/cm²]) y un gasto de 36.6 [L/min] (0.00061 [m³/s]). Considerando que el gasto en cada boquilla será la sexta parte del total, se tendrá un flujo de 0.0001 [m³/s] (6.1 [L/min]) por boquilla.

De la Tabla 5.4, se tiene que la velocidad en la entrada de las boquillas es de 1.1841 [m/s]. Con los parámetros termodinámicos anteriormente mencionados, se puede determinar la velocidad a la salida de la boquilla. Sustituyendo en la Ecuación 23:

$$V_b = \sqrt{\frac{2(161,000-0)[Pa]}{(1,018 \frac{kg}{m^3})} + (1.1841^2 \frac{m}{s})} = 17.8244 \text{ [m/s]}$$

Obteniendo la velocidad final de la boquilla, se puede determinar el área de salida, y con la velocidad inicial se obtiene el área inicial. Por lo tanto, de la Ecuación 1 se tiene:

$$A_b = \frac{Q}{v} = \frac{0.0001 \frac{m^3}{s}}{17.8244 \frac{m}{s}} = 5.7038E-06 \text{ [m}^2\text{]} \qquad A_a = \frac{Q}{v} = \frac{0.0001 \frac{m^3}{s}}{1.1841 \frac{m}{s}} = 0.0001 \text{ [m}^2\text{]}$$

Con el área de Salida, se puede calcular el diámetro correspondiente, por lo tanto:

$$D_b = \sqrt{\frac{4A}{(\pi)}} = \sqrt{\frac{4*(5.7038E-06) [m^2]}{(\pi)}} = 2.6949E-03 \text{ [m]} = 2.6949 \text{ [mm]}$$

Y finalmente, conociendo el área en la Entrada, se puede determinar el diámetro:

$$D_a = \sqrt{\frac{4A}{(\pi)}} = \sqrt{\frac{4*(0.0001) [m^2]}{(\pi)}} = 10.4556E-03 \text{ [m]} = 10.4556 \text{ [mm]}$$



De la Ecuación 12, y con diámetro de salida (D_b) se obtiene el índice de grosor (IG), parámetro que nos indica el tamaño de gota; y con la Ecuación 13 se obtiene el Impacto o fuerza de choque del fluido de trabajo sobre la superficie de tubos:

$$IG = 12.85 \frac{1.64 \left[\frac{kg}{cm^2} \right]^{1.3}}{2.695 [mm]} = 9.07 \quad I = (0.024) \left(6.1 \left[\frac{L}{min} \right] \right) \left(\sqrt{1.64 \left[\frac{kg}{cm^2} \right]} \right) = 0.1875 \left[\frac{kg}{cm^2} \right]$$

Por lo tanto, para las boquillas con Entrada Axial y Tangencial, el diámetro interno de entrada es de 10.4556 [mm] y velocidad de 1.1841 [m/s], mientras que el diámetro de salida es de 2.6949 [mm] y velocidad de 17.8244 [m/s]. El índice de grosor de la gota tiene un valor de 9.07 y se encuentra dentro del rango de funcionamiento recomendable, lo cual indica que el tamaño de gota será mediano.

Para determinar el diámetro externo para el roscado americano NPT, se debe considerar un valor mayor al diámetro interno de entrada de la boquilla (según los cálculos del presente trabajo es de 10.4556 [mm] para un arreglo de 6 boquillas). Del ANEXO 3 se tiene la siguiente información:

Tabla 5.7 American National Standard Taper Pipe Thread, NPT

Nominal Pipe Size	O.D of Pipe [in]	O.D of Pipe [mm]
1/8	0.405	10.287
1/4	0.54	13.716
3/8	0.675	17.145
1/2	0.84	21.336
3/4	1.05	26.67

De la Tabla 5.7, se observa que el diámetro nominal adecuado según la Norma NPT es ¼ o mayor a este. El autor ha decidido utilizar un diámetro nominal de 3/8 ya que el espesor de la boquilla (aproximadamente 3.35 [mm]) asegura que no haya fallas en la presencia de presiones altas, y proporciona una mayor durabilidad en la presencia de fluidos corrosivos.

Con los parámetros de diseño mencionados, a continuación se muestran los dibujos en programa CAD de las boquillas de aspersión que el autor propone.

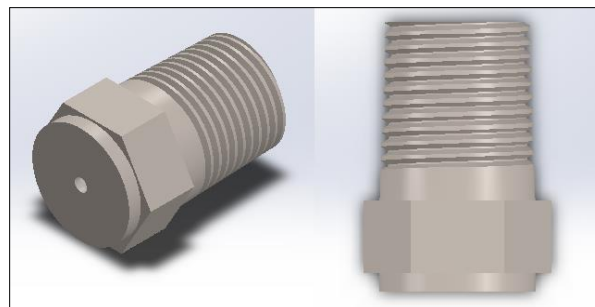


FIGURA 5.9 Propuesta de boquilla de aspersión para la DMG con entrada axial y patrón de cono lleno uniforme. (Fuente: Autor)

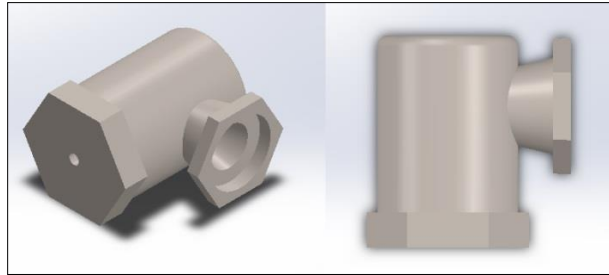


FIGURA 5.10 Propuesta de boquilla de aspersión para la DMG con entrada tangencial y patrón de cono lleno uniforme. (Fuente: Autor)

5.8.2 SIMULACIÓN CFD DE LAS PROPUESTAS PARA ARREGLO DE ASPERSIÓN DE 6 BOQUILLAS.

Con los cálculos realizados, en el siguiente apartado se muestran las simulaciones CFD de las boquillas de aspersión para una distribución geométrica donde serán utilizados 6 pulverizadores. El análisis CFD tiene 2 propósitos, el primero es verificar que las condiciones de operación, tanto en la Entrada como en la Salida de las boquillas, sean las obtenidas en los cálculos anteriormente realizados; y en segunda instancia, es obtener el ángulo de aspersión y la distribución geométrica del arreglo.

5.8.2.1 SIMULACIÓN CFD DE LAS BOQUILLAS CON ENTRADA AXIAL.

Las simulaciones CFD se realizaron en el programa ANSYS 15.0®, en donde los pulverizadores se encuentran dentro de una cámara con dimensiones de 50x50x50 [cm], como se observa en la Figura 5.10.

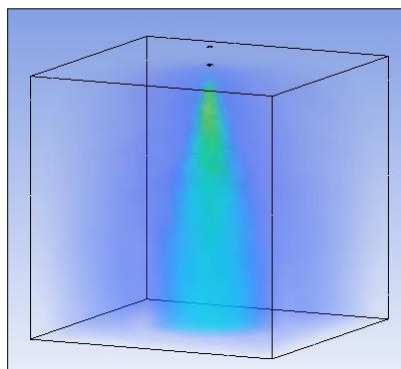


FIGURA 5.11 Simulación CFD de una boquilla con entrada axial para un arreglo de 6 aspersores.

Como se describió, los parámetros de operación están conformados por una temperatura de 39 [°C], presión de 1.61 [bar], gasto volumétrico de 6.1 [L/min] por boquilla, diámetro de entrada nominal de 3/8" según la Norma NPT, diámetro interno de entrada de 10.4556 [mm], velocidad de entrada de 1.1841 [m/s], diámetro de salida de 2.6949 [mm], velocidad de salida de 17.8244 [m/s], e índice de grosor de la gota de 9.07.

En la Figura 5.11, se puede observar la simulación CFD de una boquilla para un arreglo de aspersión de 6 pulverizadores con entrada axial. Del lado izquierdo se tiene un análisis de las velocidades de entrada y salida de la boquilla; del lado izquierdo la presión de operación. Con base en este análisis CFD, se puede comprobar que el funcionamiento de la boquilla de aspersión con entrada axial corresponde a los resultados obtenidos de los cálculos realizados en el apartado 5.8.

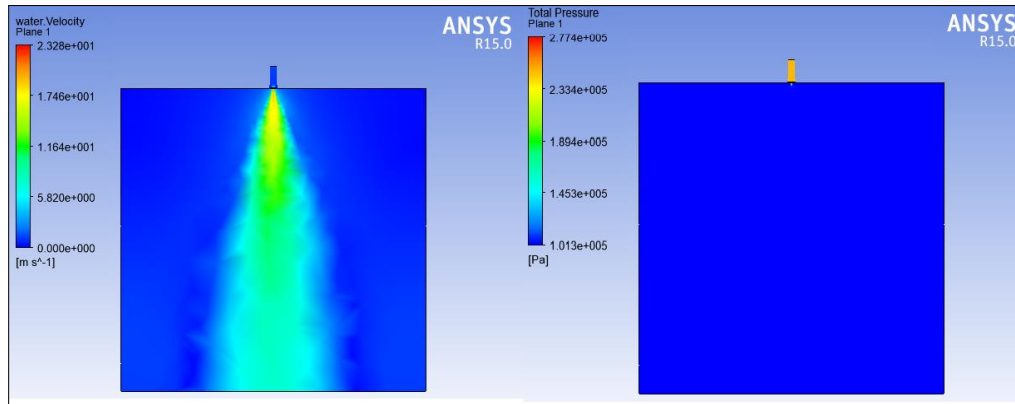


FIGURA 5.12 Análisis CFD de las velocidades en la entrada y salida de la boquilla (lado izquierdo), y presión de operación (lado derecho).

Verificando que las condiciones de operación son las deseadas, del análisis CFD y con la información de la Figura 5.8 se obtiene que el ángulo de aspersión de la boquilla es de 51[°]. La distribución geométrica es la mostrada en la Figura 4.10, para obtener la altura de aspersión con la Ecuación 11 se tiene:

$$h = CA = \frac{CO}{\tan \alpha} = \frac{\left(\frac{244 [mm]}{2}\right)}{\tan\left(\frac{51^\circ}{2}\right)} = 255 [mm]$$

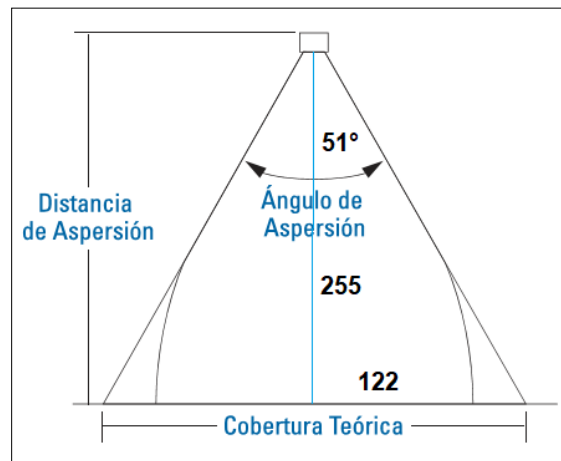


FIGURA 5.13 Esquema del ángulo de aspersión, cobertura teórica y distancia de aspersión para la primer propuesta (Valores en mm). (Fuente: Spraying Systems Co)

5.8.2.2 SIMULACIÓN CFD DE LAS BOQUILLAS CON ENTRADA TANGENCIAL.

Similar al análisis CFD anterior, el pulverizador se encuentra dentro de una cámara con dimensiones de 50x50x50 [cm], la diferencia radica en el funcionamiento y diseño en la entrada de la boquilla, tal como se observa en la Figura 5.14.

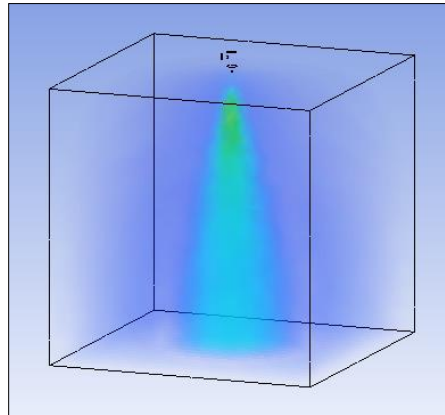


FIGURA 5.14 Simulación CFD de una boquilla con entrada tangencial para un arreglo de 6 aspersores.

Los parámetros de operación están conformados por una temperatura de 39 [°C], presión de 1.61 [bar], gasto volumétrico de 6.1 [L/min] por boquilla, diámetro de entrada nominal de 3/8" según la Norma NPT, diámetro interno de entrada de 10.4556 [mm], velocidad de entrada de 1.1841 [m/s], diámetro de salida de 2.6949 [mm], velocidad de salida de 17.8244 [m/s], e índice de grosor de la gota de 9.07.

En la Figura 5.15, se puede observar la simulación CFD de una boquilla para un arreglo de aspersión de 6 pulverizadores con entrada tangencial. Del lado izquierdo se tiene el análisis de las velocidades de entrada y salida de la boquilla; del lado izquierdo la presión de operación. Con base en este análisis CFD, se puede comprobar que el funcionamiento de la boquilla de aspersión con entrada axial corresponde a los resultados obtenidos de los cálculos realizados en el apartado 5.8

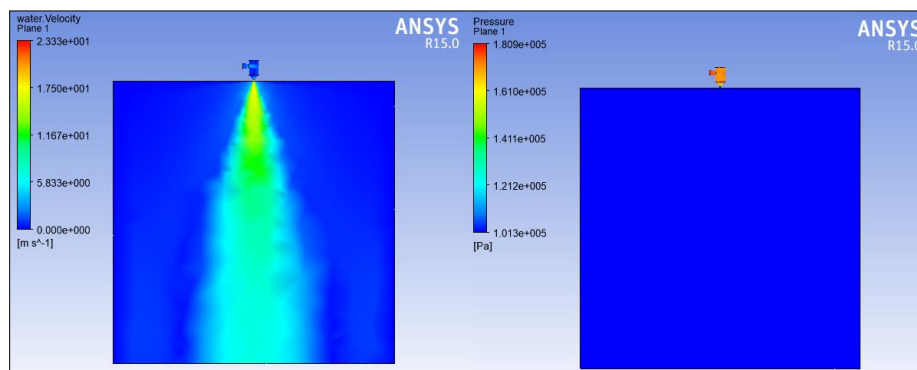


FIGURA 5.15 Análisis CFD de las velocidades en la entrada y salida de la boquilla (lado izquierdo), y presión de operación (lado derecho).



Verificando que las condiciones de operación son las deseadas, del análisis CFD y con la información de la Figura 5.8 se obtiene que el ángulo de aspersión de la boquilla es de 52[°]. La distribución geométrica es la mostrada en la Figura 4.10, para obtener la altura de aspersión con la Ecuación 11 se tiene:

$$h = CA = \frac{CO}{\tan \alpha} = \frac{\left(\frac{244 \text{ [mm]}}{2}\right)}{\tan\left(\frac{52^\circ}{2}\right)} = 250 \text{ [mm]}$$

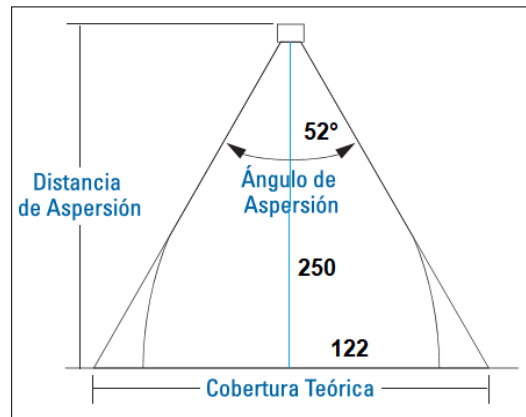


FIGURA 5.16 Esquema del ángulo de aspersión, cobertura teórica y distancia de aspersión para la segunda propuesta (Valores en mm). (Fuente: Spraying Systems Co)



5.8.3 CÁLCULOS PARA LAS PROPUESTAS CON 8 BOQUILLAS

Para implementar un arreglo de aspersión de 8 boquillas con patrón de aspersión de cono lleno uniforme, se tienen los siguientes parámetros termodinámicos: Temperatura de 39 [°C], presión de 1.61 [bar] (1.64 [kg/cm²]) y un gasto de 36.6 [L/min] (0.00061 [m³/s]). Considerando que el gasto en cada boquilla será la octava parte del total, se tendrá un flujo de 0.0763E-03 [m³/s] (4.575 [L/min]) por boquilla.

De la Tabla 5.4, se tiene que la velocidad en la entrada de las boquillas es de 1.1841 [m/s]. Con los parámetros termodinámicos anteriormente mencionados, se puede determinar la velocidad a la salida de la boquilla, sustituyendo en la Ecuación 23:

$$Vb = \sqrt{\frac{2(161,000-0)[Pa]}{(1,018 \frac{kg}{m^3})}} + (1.1841^2 \frac{m}{s}) = \mathbf{17.8244 [m/s]}$$

Obteniendo la velocidad final de la boquilla, se puede determinar el área de salida, y con la velocidad inicial se obtiene el área inicial. Por lo tanto, de la Ecuación 1 se tiene:

$$A_b = \frac{Q}{v} = \frac{0.0763E-03 \frac{m^3}{s}}{17.8244 \frac{m}{s}} = \mathbf{4.2779E-06 [m^2]} \quad A_a = \frac{Q}{v} = \frac{0.0763E-03 \frac{m^3}{s}}{1.1841 \frac{m}{s}} = \mathbf{0.644E-06 [m^2]}$$

Con el área de Salida, se puede calcular el diámetro correspondiente, por lo tanto:

$$D_b = \sqrt{\frac{4A}{(\pi)}} = \sqrt{\frac{4*(4.2779E-06) [m2]}{(\pi)}} = 2.3338E-03 [m] = \mathbf{2.334 [mm]}$$

Y finalmente, conociendo el área en la Entrada, se puede determinar el diámetro:

$$D_a = \sqrt{\frac{4A}{(\pi)}} = \sqrt{\frac{4*(0.644E-06) [m2]}{(\pi)}} = 9.0548E-03 [m] = \mathbf{9.0548 [mm]}$$

De la Ecuación 12, y con diámetro de salida (D_b) se obtiene el índice de grosor (IG), parámetro que nos indica el tamaño de gota; y con la Ecuación 13 se obtiene el Impacto o fuerza de choque del fluido de trabajo sobre la superficie de tubos:

$$IG = 12.85 \frac{1.64 \frac{kg}{cm^2}}{2.334[mm]}^{1.3} = \mathbf{10.47} \quad I = (0.024) \left(4.575 \frac{L}{min} \right) \left(\sqrt{1.64 \frac{kg}{cm^2}} \right) = \mathbf{0.1406 \frac{kg}{cm^2}}$$

Por lo tanto, para las boquillas con Entrada Axial y Tangencial, el diámetro interno de entrada es de 9.0548 [mm] y velocidad de 1.1841 [m/s], mientras que el diámetro de salida es de 2.334 [mm] y velocidad de 17.8244 [m/s].

Como se mencionó en el apartado anterior, para determinar el diámetro externo para el roscado americano NPT, se debe considerar un valor mayor al diámetro interno de entrada de la boquilla (según los cálculos del presente trabajo de 9.0548 [mm] para un arreglo de 8 boquillas).



De la Tabla 5.7 del apartado anterior, el autor ha decidido utilizar un diámetro nominal de $\frac{1}{4}$ ya que el espesor de la boquilla (aproximadamente 2.5 [mm]) asegura que no haya fallas en la presencia de presiones altas, y proporciona una mayor durabilidad en la presencia de fluidos corrosivos.

Con los parámetros de diseño mencionados, a continuación se muestran los dibujos en programa CAD de las boquillas de aspersión que el autor propone.

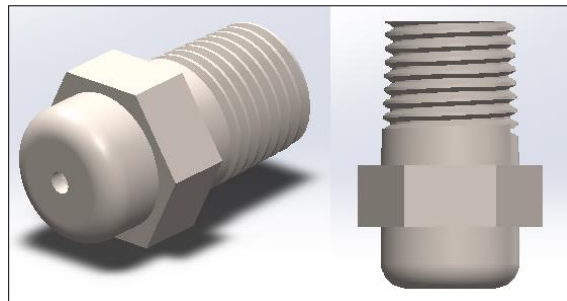


FIGURA 5.17 Propuesta de boquilla de aspersión para la DMG con entrada axial y patrón de cono lleno uniforme. (Fuente: Autor)

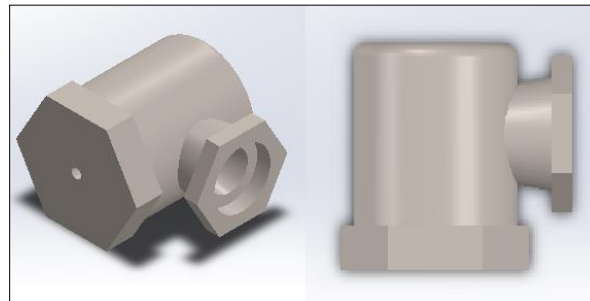


FIGURA 5.18 Propuesta de boquilla de aspersión para la DMG con entrada tangencial y patrón de cono lleno uniforme. (Fuente: Autor)

5.8.4 SIMULACIÓN CFD DE LAS PROPUESTAS PARA ARREGLO DE ASPERSIÓN DE 8 BOQUILLAS.

Con los cálculos realizados, en el siguiente apartado se muestran las simulaciones CFD de las boquillas de aspersión para una distribución geométrica donde serán utilizados 8 pulverizadores. El análisis CFD tiene el propósito de verificar que las condiciones de operación, tanto en la Entrada como en la Salida de las boquillas, sean las obtenidas en los cálculos anteriormente realizados, y obtener el correspondiente arreglo geométrico de aspersión

5.8.4.1 SIMULACIÓN CFD DE LAS BOQUILLAS CON ENTRADA AXIAL.

Las simulaciones CFD se realizaron en el programa ANSYS 15.0®, los pulverizadores se encuentran dentro de una cámara con dimensiones de 50x50x50 [cm], como se observa a continuación.

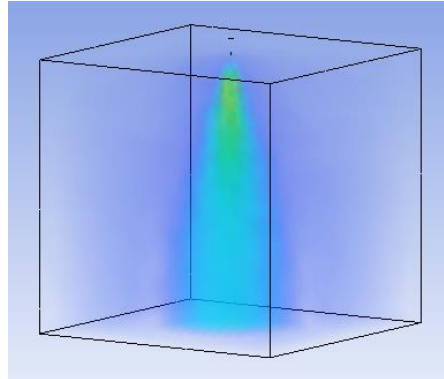


FIGURA 5.19 Simulación CFD de una boquilla con entrada axial para un arreglo de 8 aspersores.

Los parámetros de operación están conformados por una temperatura de 39 [°C], presión de 1.61 [bar], gasto volumétrico de 4.575 [L/min] por boquilla, diámetro de entrada nominal de ¼"según la Norma NPT, diámetro interno de entrada de 9.0548 [mm], velocidad de entrada de 1.1841 [m/s], diámetro de salida de 2.334 [mm], velocidad de 17.8244 [m/s], e índice de grosor de la gota de 10.47.

En la Figura 5.19, se puede observar la simulación CFD de una boquilla para un arreglo de aspersión de 8 pulverizadores con entrada axial. Del lado izquierdo se tiene un análisis de las velocidades de entrada y salida de la boquilla; del lado izquierdo la presión de operación. Con base en este análisis CFD, se puede comprobar que el funcionamiento de la boquilla de aspersión con entrada axial corresponde a los resultados obtenidos de los cálculos realizados en el apartado 5.10.

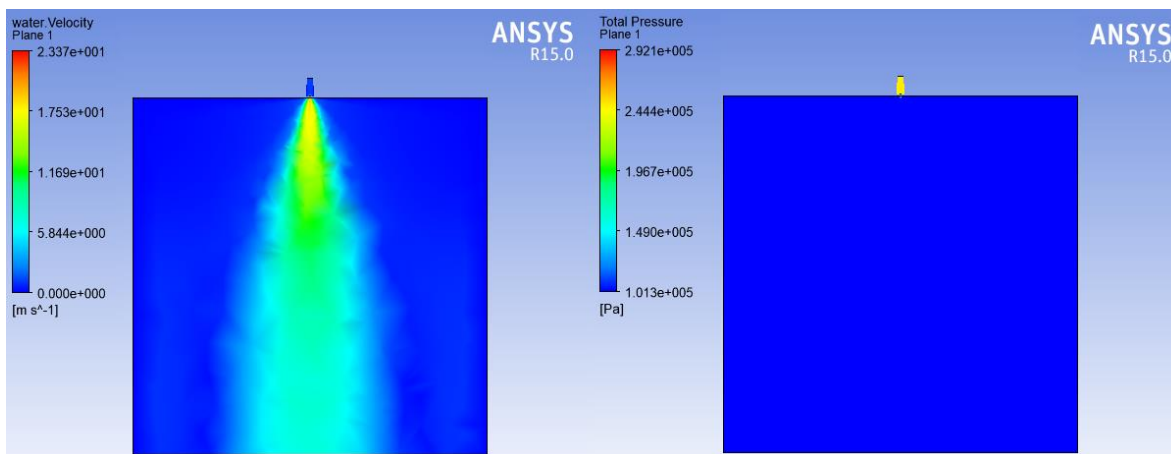


FIGURA 5.20 Análisis CFD de las velocidades en la entrada y salida de la boquilla (lado izquierdo), y presión de operación (lado derecho).

Verificando que las condiciones de operación son las deseadas, del análisis CFD y con la información de la Figura 5.8 se obtiene que el ángulo de aspersión de la boquilla es de 51[°]. La distribución geométrica es la mostrada en la Figura 4.11, para obtener la altura de aspersión con la Ecuación 11 se tiene:

$$h = CA = \frac{CO}{\tan \alpha} = \frac{\left(\frac{292 \text{ [mm]}}{2}\right)}{\tan\left(\frac{51^\circ}{2}\right)} = 306 \text{ [mm]}$$

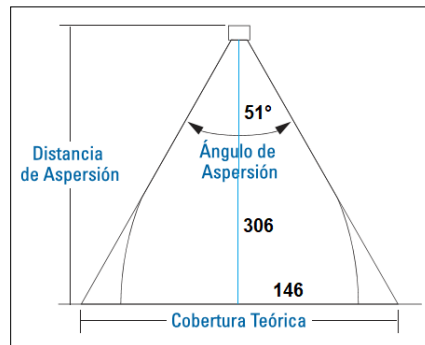


FIGURA 5.21 Esquema del ángulo de aspersión, cobertura teórica y distancia de aspersión para la tercer propuesta (Valores en mm). (Fuente: Spraying Systems Co)

5.8.4.2 SIMULACIÓN CFD DE LAS BOQUILLAS CON ENTRADA TANGENCIAL.

Similar al análisis CFD anterior, el pulverizador se encuentra dentro de una cámara con dimensiones de 50x50x50 [cm], la diferencia radica en el funcionamiento y diseño en la entrada de la boquilla, tal como se observa en la Figura 5.14.

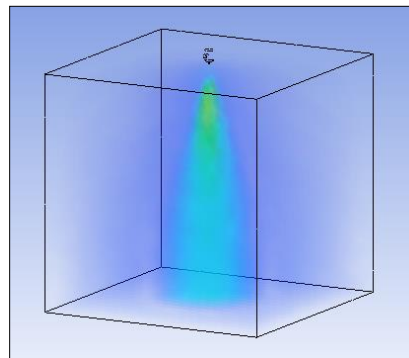


FIGURA 5.22 Simulación CFD de una boquilla con entrada tangencial para un arreglo de 8 aspersores.

Los parámetros de operación están conformados por una temperatura de 39 [°C], presión de 1.61 [bar], gasto volumétrico de 6.1 [L/min] por boquilla, diámetro de entrada nominal de 1/4" según la Norma NPT, diámetro interno de entrada de 10.4556 [mm], velocidad de entrada de 1.1841 [m/s], diámetro de salida de 2.6949 [mm], velocidad de salida de 17.8244 [m/s], e índice de grosor de la gota de 9.07.

En la Figura 5.22, se puede observar la simulación CFD de una boquilla para un arreglo de aspersión de 8 pulverizadores con entrada tangencial. Del lado izquierdo se tiene el análisis de las velocidades de entrada y salida de la boquilla; del lado izquierdo la presión de operación. Con base en este análisis CFD, se puede comprobar que el funcionamiento de la boquilla de aspersión con entrada axial corresponde a los resultados obtenidos de los cálculos realizados en el apartado 5.10.

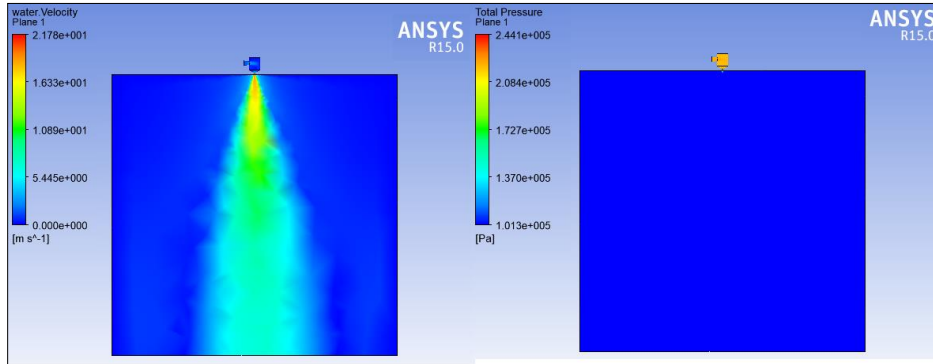


FIGURA 5.23 Análisis CFD de las velocidades en la entrada y salida de la boquilla (lado izquierdo), y presión de operación (lado derecho).

Verificando que las condiciones de operación son las deseadas, del análisis CFD y con la información de la Figura 5.8 se obtiene que el ángulo de aspersión de la boquilla es de 55[°]. La distribución geométrica es la mostrada en la Figura 4.11, para obtener la altura de aspersión con la Ecuación 11 se tiene:

$$h = CA = \frac{CO}{\tan \alpha} = \frac{\left(\frac{292 \text{ [mm]}}{2}\right)}{\tan\left(\frac{55^\circ}{2}\right)} = 280 \text{ [mm]}$$

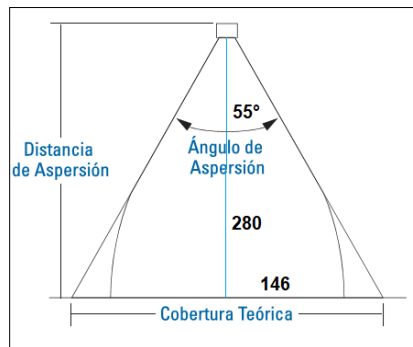


FIGURA 5.24 Esquema del ángulo de aspersión, cobertura teórica y distancia de aspersión para la cuarta propuesta (Valores en mm). (Fuente: Spraying Systems Co)

Analizando ambas simulaciones, se puede observar que el ángulo de aspersión no se ve modificado por el diseño en la entrada de la boquilla. Sin embargo, el tamaño de la gota en la boquilla con entrada tangencial presenta un tamaño menor y se encuentra dentro del rango de funcionamiento recomendable respecto a las gotas obtenidas de la boquilla con entrada axial, todo debido al choque de las moléculas de agua dentro de la cámara de turbulencia.



5.9 SELECCIÓN DE LA BOQUILLA

En resumen, de los 4 análisis anteriores se tienen las siguientes características finales: para la primer boquilla con entrada axial para un arreglo que contiene 6 boquillas se tiene una temperatura de 39 [°C], presión de 1.61 [bar], gasto volumétrico de 6.1 [L/min] por boquilla, diámetro de entrada nominal de 3/8" según la Norma NPT, diámetro interno de entrada de 10.46 [mm], velocidad de entrada de 1.1841 [m/s], diámetro de salida de 2.6949 [mm], velocidad de salida de 17.8244 [m/s], índice de grosor de la gota de 9.07, fuerza de choque de 0.1406 [kg/cm²], ángulo de 51[°], cobertura de 244 [mm] y altura de aspersión de 255 [mm].

Para la segunda opción, que corresponde a una boquilla de aspersión con entrada tangencial para un arreglo que contiene 6 boquillas se tiene una temperatura de 39 [°C], presión de 1.61 [bar], gasto volumétrico de 6.1 [L/min] por boquilla, diámetro de entrada nominal de 3/8" según la Norma NPT, diámetro interno de entrada de 10.46 [mm], velocidad de entrada de 1.1841 [m/s], diámetro de salida de 2.7 [mm], velocidad de salida de 17.8244 [m/s], índice de grosor de la gota de 9.07, fuerza de choque de 0.1875 [kg/cm²], ángulo de 52°, cobertura teórica de 244 [mm] y altura de 250 [mm].

Como tercera opción, para una boquilla de aspersión con entrada axial para un arreglo que contiene 8 boquillas se tiene una temperatura de 39 [°C], presión de 1.61 [bar], gasto volumétrico de 4.575 [L/min] por boquilla, diámetro de entrada nominal de 1/4" según la Norma NPT, diámetro interno de entrada de 9.05 [mm], velocidad de entrada de 1.1841 [m/s], diámetro de salida de 2.334 [mm], velocidad de salida de 17.8244 [m/s], índice de grosor de la gota de 9.07, fuerza de choque de 0.1406 [kg/cm²], ángulo de aspersión de 51[°], cobertura teórica de 292 [mm] y altura de 306 [mm].

Como última propuesta, para una boquilla con entrada tangencial para un arreglo que contiene 8 boquillas, se tiene una temperatura de 39 [°C], presión de 1.61 [bar], gasto volumétrico de 4.475 [L/min] por boquilla, diámetro de entrada nominal de 1/4" según la Norma NPT, diámetro interno de entrada de 9.05 [mm], velocidad de entrada de 1.1841 [m/s], diámetro de salida de 2.334 [mm], velocidad de salida de 17.8244 [m/s], índice de grosor de la gota de 9.07, fuerza de choque de 0.1406 [kg/cm²], ángulo de aspersión de 55 [°], cobertura teórica de 292 [mm] y altura de 280 [mm].

Con base en lo análisis anteriores, se propone utilizar la cuarta propuesta, un modelo que contiene un arreglo de 8 boquillas con entrada tangencial, su diseño interno genera gotas con tamaño de gota medianos (pero de menor tamaño respecto a las primer y segunda propuesta) y dentro del rango del funcionamiento del índice de grosor; entre las propuestas posee el ángulo de aspersión más ancho (55 [°]), posee una altura de aspersión adecuada (tan sólo 30 [mm] de diferencia respecto a la altura menor de las propuestas), la fuerza de choque es menor que la primer y segunda propuesta, lo que implica un desgaste menor para el banco de tubos.

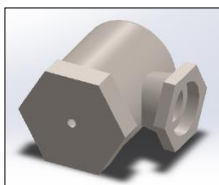


FIGURA 5.25 Boquilla de aspersión con entrada tangencial para un arreglo de 8 boquillas con arreglo en doble línea.



CONCLUSIÓN DEL CAPÍTULO 5

En el presente Capítulo, se diseñaron modelos de pulverizadores más eficientes y se propusieron los equipos auxiliares para la implementación del sistema de aspersión de estos nuevos modelos, con base en los resultados del Capítulo anterior.

Como procedimiento en la selección del sistema de aspersión eficiente, se realizó, en primer término, la selección de equipos auxiliares, y con base en estos resultados se propusieron los modelos de pulverización.

Como equipos auxiliares se tiene una bomba hidráulica de 4 [HP], suponiendo un rendimiento del 75%. El diámetro en la entrada y salida del Condensador es de 3", mientras que el diámetro en las entradas de cada cámara es de 1", los cuáles fueron seleccionados por los resultados obtenidos de las ecuaciones de Kent y de Peter & Timmerhaus.

Los accesorios (fittings) que se proponen, al igual que en Capítulo anterior, corresponden a una válvula de compuerta después del tanque de almacenamiento, seguido por un codo de 90°. Después de la bomba centrífuga, una válvula de globo regula el paso del fluido. La tubería en el interior del Condensador es de un diámetro menor (1/4"), por lo tanto, se tiene una reducción en la entrada.

En la salida del Pre-calentador se ubica un ensanchamiento, seguido de un codo de 90° y una conexión en "T". Parte del fluido marino se dirige hacia las entradas de la cámara mientras que el exceso de agua de mar retorna al tanque de almacenamiento a través de una válvula tipo flash, donde la intención es que el flujo sea unidireccional, en este caso, el exceso de agua hacia el tanque.

El fluido se guía a través de una válvula de compuerta seguido de un codo de 90°, donde se hace pasar por la vía principal antes de entrar a cada una de las cámaras. Para que el fluido pueda entrar en la primera cámara, se dispone de un codo de 90°; para la segunda cámara, una conexión en "T" permite el paso horizontal del fluido hacia la primer cámara mientras que el paso vertical es la entrada hacia la segunda; por último, la tercer cámara contiene una conexión en "T" realizando la misma función que la anterior conexión. Antes de que el fluido de trabajo entre en cada cámara por medio del arreglo de boquillas, una válvula de globo regula el paso del fluido para que el gasto de entrada sea el adecuado.

Con base en los resultados de las ecuaciones obtenidas en el Capítulo 3 y de los diversos análisis CFD realizados en el programa ANSYS 15.0®, el modelo eficiente que se propone utilizar en la DMG es un arreglo de 8 boquillas con entrada tangencial en doble línea, su diseño interno genera gotas con tamaño de gota medianos (pero de menor tamaño respecto a las primer y segunda propuesta) y dentro del rango del funcionamiento del índice de grosor; entre las propuestas posee el ángulo de aspersión más ancho (55 [°]), posee una altura de aspersión adecuada (tan sólo 30 [mm] de diferencia respecto a la altura menor de las propuestas), la fuerza de choque es menor que la primer y segunda propuesta, lo que implica un desgaste menor para el banco de tubos. Todos los argumentos anteriores hacen que el proceso posea, al menos teóricamente, un funcionamiento eficiente en el sistema de aspersión de la DMG.



CONCLUSIONES.

En el presente trabajo se ha propuesto los sistemas de aspersión y los equipos auxiliares a utilizar en la Desaladora Modular Geotérmica que el grupo iiDEEA del Instituto de Ingeniería está desarrollando, para ser implementado en Baja California.

La Desaladora Modular Geotérmica (DMG) está conformada por tres sistemas: Sistema Térmico, Sistema de Vacío y Sistema de Aspersión. Estos tres sistemas están contenidos dentro de tres Cámaras de Evaporación y una Cámara de Condensación.

Uno de los elementos más importantes del sistema de aspersión es el banco de tubos, ya que será la superficie a cubrir. Estos elementos tienen una longitud de 1,150 [mm], con un diámetro interno de $\frac{1}{4}$ ". Su arreglo consta de una matriz cuadrada de 12 x 12 por cada paso, y tiene una relación de separación-diámetro (s/d) de 1.3, valor obtenido según la bibliografía en el diseño de intercambiadores de calor. Los espejos tienen un ancho de $\frac{7}{8}$ " (22.23 mm), quedando de esta manera un área de 1,105.54 [mm] x 215 [mm], que es la superficie de contacto del fluido pulverizado.

En la propuesta del sistema de aspersión se consideran dos modelos principales, el primero utilizando equipos de aspersión utilizados en la industria, con base en estos resultados, se realizó una mejora con análisis CFD y re-diseñando un mejor modelo.

El sistema de aspersión es el encargado de conducir e introducir el agua de mar al interior de las Cámaras de evaporación, de manera que su arreglo cubra una mayor superficie de los tubos, logrando hacer más eficiente la transferencia de calor. Este sistema está compuesto por un tanque de almacenamiento, donde se encuentra el agua de mar, una bomba centrífuga que guía el fluido hacia el interior del Condensador, donde el vapor de la cámara anterior intercambia parte de su energía elevando la temperatura del fluido antes de entrar a las Cámaras de evaporación. En el interior de cada Cámara, se tiene un sistema de distribución de agua marina, conformado por un tubo de aspersión con su correspondiente arreglo de boquillas, cuyo propósito es pulverizar el líquido y dispersarlo a lo largo de la superficie del banco de tubos.

Durante el recorrido del fluido de trabajo desde el tanque de Almacenamiento hasta el arreglo de aspersores, se tienen accesorios (fittings) que regulan el paso del fluido de trabajo. Estos accesorios lo componen una válvula de compuerta después del tanque de almacenamiento, seguido por un codo de 90°. Después de la bomba centrífuga, una válvula de globo regula el paso del fluido. La tubería en el interior del Condensador es de un diámetro menor ($\frac{1}{4}$ "), por lo tanto, se tiene una reducción en la entrada.

En la salida del Pre-calentador se ubica un ensanchamiento, seguido de un codo de 90° y una conexión en "T". Parte del fluido marino se dirige hacia las entradas de la cámara mientras que el exceso de agua de mar retorna al tanque de almacenamiento a través de una válvula tipo flash, donde la intención es que el flujo sea unidireccional, en este caso, el exceso de agua hacia el tanque.

El fluido se guía a través de una válvula de compuerta seguido de un codo de 90°, donde se hace pasar por la vía principal antes de entrar a cada una de las cámaras. Para que el fluido pueda entrar en la primera cámara, se dispone de un codo de 90°; para la segunda cámara, una conexión en "T" permite el paso horizontal del fluido hacia la primera cámara mientras que el paso vertical es



la entrada hacia la segunda; por último, la tercer cámara contiene una conexión en “T” realizando la misma función que la anterior conexión. Antes de que el fluido de trabajo entre en cada cámara por medio del arreglo de boquillas, una válvula de globo regula el paso del fluido para que el gasto de entrada sea el adecuado.

Para la propuesta de pulverizadores utilizados en la industria, y como resultado del análisis de varios prototipos, se propone utilizar boquillas de tapa y vena desmontable, hechos de acero inoxidable 316 SS, con patrón de aspersión de cono lleno, y del tipo estándar. Se tiene un arreglo en 2 líneas de 8 boquillas, flujo por unidad de 4.8 [l/min] y con un gasto real de 38.43 [l/min], entrada nominal de 3/8” NPT, ángulo de aspersión de 49 [°], cobertura teórica de 292 [mm], altura de 320 [mm], IG de 7.23 e Impacto de 0.1334 [kg/cm²].

Esta propuesta presenta condiciones de operación bastante similares a las demandadas por la Desaladura, garantizando un buen funcionamiento en la interacción de los equipos y los sistemas que conforman la unidad de desalación.

Sin embargo, ciertos parámetros están determinados por el proveedor y es necesario realizar ajustes a la DMG y a los equipos auxiliares para que puedan funcionar adecuadamente. Por ello, se propone un modelo eficiente de arreglo de boquillas, donde la modificación se realice re-diseñando los pulverizadores y su arreglo, de esta manera, los parámetros de funcionamiento de la DMG no se vean modificados.

Por ende, como mejora en el diseño del arreglo de aspersión, se propone utilizar boquillas con entrada tangencial para un arreglo que contiene 8 boquillas, se tiene una temperatura de 39 [°C], presión de 1.61 [bar], gasto volumétrico de 4.575 [L/min] por boquilla, diámetro de entrada nominal de 1/4” según la Norma NPT, diámetro interno de entrada de 9.054f8 [mm], velocidad de entrada de 1.1841 [m/s], diámetro de salida de 2.3 [mm], velocidad de salida de 17.8244 [m/s], índice de grosor de la gota de 9.07, fuerza de choque de 0.1406 [kg/cm²], ángulo de aspersión de 55 [°], cobertura teórica de 292 [mm] y altura de 280 [mm].

Comparando ambos modelos (Propuesta del Capítulo 4 y capítulo 5) el modelo propuesto por el autor presenta una presión de 0.3 [bar] mayor respecto a los equipos de catálogos, flujo volumétrico de 4.575 [L/min] el cual es el flujo requerido por la DMG; diámetros de entrada y salida ajustados según las demandas del proceso, diseño interno con entrada tangencial, lo que genera turbulencia en el interior de la boquillas y a su vez una mejora aspersión; ángulo de aspersión del nuevo modelo mayor (55 [°]), altura de aspersión menor (280 [mm]) e índice de grosor de los nuevos modelos dentro del rango adecuado de funcionamiento. Todos estos parámetros de funcionamiento hacen que el arreglo de aspersión para el sistema de aspersión sea más eficiente, obteniendo mejores resultados en el proceso de desalación.



NOMENCLATURA

A	=	Área transversal del tubo [m ²]
C	=	Constante
CA	=	Cateto Adyacente [m]
CO	=	Cateto Opuesto [m]
D	=	Diámetro de tubería [m]
g	=	Gravedad [m/s ²]
h	=	Distancia de aspersión teórica [m]
hf	=	Pérdidas primarias [m]
hPa	=	Pérdidas secundarias [m]
I	=	Impacto o fuerza de choque [kg/cm ²]
IG	=	Índice de grosor
K	=	Constante en la zona de salida de una tobera
k	=	Factor para pérdidas de carga secundaria
L	=	Longitud de tubería [m]
N	=	Factor de capacidad según el tipo de boquilla
n	=	Número de coberturas
P	=	Presión [Pa]
ppm	=	Partes por millón
Q	=	Caudal [m ³ /s]
r	=	Radio [m]
Re	=	Número de Reynolds
V	=	Velocidad del fluido [m/s]
W	=	Flujo másico en 1000 [lb/h].
x	=	Distancias entre boquillas
z	=	Altura [m]

SUBINDICES

a	=	Inicial o de entrada
asp	=	Aspersor
b	=	Final o de salida
boq	=	Boquilla
opt	=	Óptimo

LETRAS GRIEGAS

μ	=	Viscosidad absoluta [cP]
α	=	Ángulo de aspersión [°]
λ	=	Coeficiente de fricción [m o ft]
ν	=	Viscosidad cinemática [cSt]
ξ	=	Rugosidad absoluta [m o ft]
ρ	=	Densidad del agua [kg/m ³ o lb/ft ³]



ACRONIMOS

- DMG** = Desaladora Modular Geotérmica
iiDEA = Ingeniera en Desalación y Energías Renovables
UNAM = Universidad Nacional Autónoma de México



BIBLIOGRAFÍA

Alarcón F., R., 2012. Propuesta de diseño de un intercambiador de calor tubular para el aprovechamiento de recursos geotérmicos de baja entalpía. Tesis de licenciatura. Universidad Nacional Autónoma de México.

Albaina U., Junio 2017. Tecnologías sostenibles sobre la gestión del agua: La desalación. Estudio del caso en la zona costera del Mediterráneo. Ingeniería Técnica Electrónica. Escuela Universitaria de Ingeniería.

Bueche Frederick J. (1990). Fundamentos de Física tomo I, tercera edición. México, Editorial McGraw Hill.

Cámara, Z., Melián, N. Las técnicas de desalación y sus costes. Universidad Miguel Hernández Escuela Politécnica Superior de Orihuela.

Comisión Federal de Electricidad, Agosto 2012. La geotermia en México: Retos y perspectivas.

Comisión Federal de Electricidad. Proyecto Geotermoeléctrico Cerro Prieto: datos generales del proyecto, del promovente y del responsable del estudio del impacto ambiental.

Comisión Nacional del Agua, (Marzo del 2011). Estadísticas del agua en México, edición 2011. (Ed. Secretaría de Medio Ambiente y Recursos Naturales).

Congreso Interamericano de Ingeniería Sanitaria y Ambiental (2002) .Desalación del agua: Una alternativa para resolver la demanda de agua potable en el Sur de la República mexicana. Cancún, México, 27 al 31 de octubre, 2002

Convergía: Grupo de investigación de Conversión de Energía. Energía Geotérmica. Universidad del Valle.

Correa, D. El impacto Social y económico de la desalación de agua de mar. Biblioteca Jurídica Virtual del Instituto de Investigaciones Jurídicas de la UNAM.

Delavan. Nozzle Technology. Web: www.delavan.co.uk

Díaz del castillo, R. (2008). Materiales y sus propiedades. Facultad de estudios Superiores Cuautitlán Izcalli. UNAM.

Estadísticas del agua en México, edición 2011.

Flores A., L. A., 2012. Generación eléctrica con el ciclo Pressured Water Generation (PWG). Tesis de Licenciatura. Universidad Nacional Autónoma de México.

Foro Consultivo Científico y Tecnológico, AC (2012). Diagnóstico del agua en las américas. IANAS.

Fuentes D., Santacruz, C., Gómez R., Martínez E. (2006) Desalinización de agua mediante el uso



de energías no convencionales para su aplicación en comunidades rurales 3ª. Parte. Instituto Mexicano de Tecnología del agua.

Fuentes Días, Manuel; Ramírez González, Antonio, Septiembre/Octubre 2010. Desalación de agua: Una alternativa para resolver la demanda de agua potable en el sur de la República Mexicana. Agua latinoamericana.

Guía de la Energía Geotérmica. Dirección General de Industria, Energía y Minas. Comunidad de Madrid.

Guzman, J. S., Sanz L., Robles L. (2011) Evaluación del potencial de la energía geotérmica. Estudio técnico PER 2011-2020. Madrid, España. IDAE.

H. Christopher H. Armstead. 1989. Energía Geotérmica. Limusa. Pp230

Instituto de Investigaciones Eléctricas, Marzo 2005. Estimación del recurso y prospectiva tecnológica de la geotermia en México. (Proyecto IIE No. 3753).

Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE) y el Instituto Geológico y minero de España (IGME), Junio del 2008. Manual de Geotermia. Madrid.

International Energy Agency (IEA), Geothermal Implementing Agreement (GIA), <http://www.ieagia.org/documents/>

Lechler. Example for nozzle arrangement. http://www.lechlerusa.com/Service-Support/Working-aids/Examples-for-nozzle-arrangement/-cbs8p_AAABu0kAAAEysP4EMEq0-en_US

Los Humeros, energía geotérmica limpia y renovable. Green Peace.

Lugo H., 1996. La superficie de la Tierra, un vistazo a un mundo cambiante. México, D.F. Fondo de Cultura Económica, S. A. de C. V.

Mataix, C. (2002). Mecánica de Fluidos y máquinas hidráulicas. 2ª Edición. Oxford.

Mendoza R., Ernesto, Hernández A., Cuauhtémoc, 2004. La protección ambiental en el campo geotérmico de Los Azufres, Michoacán. Geotermia: Revista mexicana de geo energía, 17(1), 2-10.

Oberg E., Day J., F. (2012). Machinery's Handbook. Industrial Press. 29th Edición.

Ramos R., Báez R. (2013). Diseño y construcción en un sistema de riego por aspersión en una parcela demostrativa en el cantón Cevallos. Tesis de Licenciatura. Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Rodríguez Z., E. F. (2016). Propuesta de Diseño Térmico e Hidráulico de Unidad DMG. Tesis de Maestría. Universidad Nacional Autónoma de México.

Santoyo-Gutiérrez y Torres-Alvarado Escenario futuro de explotación de la energía geotérmica: hacia un desarrollo sustentable. Octubre 2010. CIE, UNAM. Revista Digital Universitaria.



Silva, R., 2012. Mejoramiento de la calidad de aguas salinas y salobres mediante un sistema de evapotranspiración y destilación solar. Tesis de doctorado. Universidad Nacional Autónoma de México.

Sotelo D., G. Hidráulica General. Volumen 1. 1era Edición. Editorial LIMUSA.

Spraying Systems Co. Catálogo de boquillas de aspersión. Referencias Técnicas. Pág. A2.

Spraying Systems Co. Catálogo de boquillas de aspersión. Referencias Técnicas. Pág. A4.

UNDESA. World Population Prospects: The 2008 Revision. Medium fertility variant, 2010-2050. Consultado en: <http://esa.un.org/unpd/wpp2008/index.html> (15/07/2010).

Ven Te Chow. 1982. Hidráulica de los canales abiertos.

Water Desalination Report, Vol. VI, núm. 11, 12 de Marzo de 1970.

White M., F. (2006). Fluid Mechanics. McGraw-Hill. México.

Zúñiga, S. 2004. La desalinización: Una opción a tener en cuenta.
<http://www.cubasolar.cu/biblioteca/Energia/Energia26/HTML/articulo04.htm>



ANEXOS

**Anexo 1. Densidad del agua de mar [kg/m³]**

Temperatura	Concentración (ppm)												
	28000	29000	30000	31000	32000	33000	34000	35000	36000	37000	38000	39000	40000
10	1022	1023	1023	1024	1025	1026	1026	1027	1028	1029	1029	1030	1031
15	1021	1021	1022	1023	1024	1024	1025	1026	1027	1027	1028	1029	1030
20	1019	1020	1021	1022	1022	1023	1024	1025	1025	1026	1027	1028	1028
25	1018	1019	1019	1020	1021	1022	1022	1023	1024	1025	1025	1026	1027
30	1016	1017	1018	1018	1019	1020	1021	1021	1022	1023	1024	1024	1025
35	1014	1015	1016	1017	1017	1018	1019	1020	1020	1021	1022	1023	1023
40	1012	1013	1014	1015	1015	1016	1017	1018	1018	1019	1020	1021	1021
45	1010	1011	1012	1013	1013	1014	1015	1016	1016	1017	1018	1019	1019
50	1008	1009	1010	1010	1011	1012	1013	1013	1014	1015	1016	1016	1017
55	1006	1007	1007	1008	1009	1010	1010	1011	1012	1013	1013	1014	1015
60	1003	1004	1005	1006	1006	1007	1008	1009	1009	1010	1011	1011	1012
65	1001	1002	1002	1003	1004	1004	1005	1006	1007	1007	1008	1009	1010
70	998	999	1000	1000	1001	1002	1002	1003	1004	1005	1005	1006	1007
75	995	996	997	997	998	999	1000	1000	1001	1002	1003	1003	1004
80	992	993	994	994	995	996	997	997	998	999	1000	1000	1001
85	989	990	990	991	992	993	994	994	995	996	996	997	998
90	986	987	987	988	989	990	990	991	992	993	993	994	995
95	983	983	984	985	986	986	987	988	988	989	990	991	991
100	979	980	981	981	982	983	984	984	985	986	987	987	988
105	976	976	977	978	978	979	980	981	981	982	983	984	984
110	972	973	973	974	975	976	976	977	978	979	979	980	981



Anexo 2. Viscosidad del agua de mar x10-6 [m2/s]

Temperatura	Concentración (ppm)												
	28000	29000	30000	31000	32000	33000	34000	35000	36000	37000	38000	39000	40000
10	1.35	1.352	1.354	1.356	1.358	1.36	1.362	1.364	1.366	1.368	1.371	1.373	1.375
15	1.186	1.188	1.19	1.192	1.193	1.195	1.197	1.199	1.201	1.203	1.205	1.207	1.209
20	1.05	1.052	1.054	1.056	1.057	1.059	1.061	1.063	1.064	1.066	1.068	1.07	1.071
25	0.937	0.939	0.941	0.942	0.944	0.946	0.947	0.949	0.95	0.952	0.954	0.955	0.957
30	0.842	0.844	0.845	0.847	0.848	0.85	0.851	0.853	0.854	0.856	0.857	0.859	0.86
35	0.761	0.763	0.764	0.766	0.767	0.768	0.77	0.771	0.773	0.774	0.776	0.777	0.778
40	0.692	0.694	0.695	0.696	0.698	0.699	0.7	0.702	0.703	0.704	0.705	0.707	0.708
45	0.633	0.634	0.635	0.636	0.638	0.639	0.64	0.641	0.643	0.644	0.645	0.646	0.648
50	0.581	0.582	0.583	0.585	0.586	0.587	0.588	0.589	0.59	0.592	0.593	0.594	0.595
55	0.536	0.537	0.538	0.539	0.54	0.541	0.543	0.544	0.545	0.546	0.547	0.548	0.549
60	0.496	0.497	0.498	0.499	0.501	0.502	0.503	0.504	0.505	0.506	0.507	0.508	0.509
65	0.461	0.462	0.463	0.464	0.465	0.466	0.467	0.468	0.469	0.47	0.471	0.472	0.473
70	0.43	0.431	0.432	0.433	0.434	0.435	0.436	0.437	0.438	0.439	0.44	0.441	0.442
75	0.403	0.404	0.405	0.406	0.406	0.407	0.408	0.409	0.41	0.411	0.412	0.413	0.414
80	0.378	0.379	0.38	0.381	0.382	0.383	0.383	0.384	0.385	0.386	0.387	0.388	0.389
85	0.356	0.357	0.358	0.359	0.359	0.36	0.361	0.362	0.363	0.363	0.364	0.365	0.366
90	0.336	0.337	0.338	0.338	0.339	0.34	0.341	0.342	0.342	0.343	0.344	0.345	0.346
95	0.318	0.319	0.32	0.32	0.321	0.322	0.323	0.323	0.324	0.325	0.326	0.326	0.327
100	0.302	0.302	0.303	0.304	0.305	0.305	0.306	0.307	0.307	0.308	0.309	0.31	0.31
105	0.287	0.287	0.288	0.289	0.289	0.29	0.291	0.292	0.292	0.293	0.294	0.294	0.295
110	0.273	0.274	0.274	0.275	0.276	0.276	0.277	0.278	0.278	0.279	0.28	0.28	0.281



Anexo 3. Rosca Americana Cónica para Tubos (Inch)

ASME B1.20.1-2013

Nominal Pipe Size	O.D. Pipe	Threads/inch, n	Pitch of Thread, P	Pitch Diameter at Beginning of External Thread, E ₁		Hand-light Engagement		Effective Thread, External		Length, L ₁ Plane to L ₂ Plane, External		Wrench Make-Up Length, Internal Thread		Vanish Thread, V	Overall Length, External Thread, L ₄	Nominal Complete External Threads ⁵		Change Minor Diameter in Diameter per Turn of Thread, h					
				E ₁ in.	Threads	Length ¹ , L ₁ in.	Pitch Diameter ² , E ₁ in.	Length ³ , L ₂ in.	Pitch Diameter, E ₂ in.	Threads	Length, L ₃ in.	Pitch Diameter, E ₃ in.	Threads			Length, L ₄ in.	E ₁ in.	E ₂ in.	E ₁ in.	E ₂ in.	20	21	22
1/16	0.3125	27	0.0703704	0.27118	0.1600	4.32	0.28118	0.2611	7.05	0.28750	0.1011	2.73	0.1111	3	0.2624	0.1285	3.47	0.3896	0.1870	0.28287	0.02963	0.00231	0.2415
1/8	0.4050	27	0.0703704	0.36351	0.1615	4.36	0.37360	0.2639	7.13	0.38000	0.1024	2.76	0.1111	3	0.35656	0.1285	3.47	0.3924	0.1898	0.37537	0.02963	0.00231	0.3338
3/16	0.5400	18	0.0555556	0.47739	0.2278	4.10	0.49163	0.4018	7.23	0.50250	0.1740	3.13	0.1667	3	0.46697	0.1928	3.47	0.5946	0.2907	0.49556	0.04444	0.00347	0.4329
1/4	0.6750	18	0.0555556	0.61201	0.2400	4.32	0.62701	0.4078	7.34	0.63750	0.1678	3.02	0.1667	3	0.60160	0.1928	3.47	0.6806	0.2967	0.63056	0.04444	0.00347	0.5675
5/16	0.8400	14	0.07142857	0.75843	0.3200	4.48	0.77843	0.5337	7.47	0.79178	0.2137	2.99	0.2143	3	0.74504	0.2479	3.47	0.7815	0.3909	0.78286	0.05714	0.00446	0.7014
3/8	1.0500	14	0.07142857	0.96768	0.3390	4.75	0.98887	0.5457	7.64	1.00178	0.2067	2.89	0.2143	3	0.95429	0.2479	3.47	0.7935	0.4029	0.99286	0.05714	0.00446	0.9106
1	1.3150	11.5	0.08695652	1.21363	0.4000	4.60	1.23863	0.6828	7.85	1.25631	0.2828	3.25	0.2609	3	1.19733	0.3017	3.47	0.9845	0.5089	1.24544	0.06957	0.00543	1.1441
1 1/8	1.6600	11.5	0.08695652	1.55713	0.4200	4.83	1.58338	0.7068	8.13	1.60131	0.2868	3.30	0.2609	3	1.54083	0.3017	3.47	1.0085	0.5329	1.59044	0.06957	0.00543	1.4876
1 1/4	1.9000	11.5	0.08695652	1.79609	0.4200	4.83	1.82234	0.7235	8.32	1.84131	0.3035	3.49	0.2609	3	1.77978	0.3017	3.47	1.0252	0.5496	1.83044	0.06957	0.00543	1.7266
2	2.3750	11.5	0.08695652	2.26902	0.4360	5.01	2.29627	0.7565	8.70	2.31630	0.3205	3.69	0.2609	3	2.25272	0.3017	3.47	1.0582	0.5826	2.30543	0.06957	0.00543	2.1995
2 1/2	2.8750	8	0.12500000	2.71953	0.6820	5.46	2.76216	1.1375	9.10	2.79063	0.4555	3.64	0.2500	2	2.70391	0.4338	3.47	1.5712	0.8875	2.77500	0.10000	0.00781	2.6195
3	3.5000	8	0.12500000	3.34063	0.7660	6.13	3.38850	1.2000	9.60	3.41563	0.4340	3.47	0.2500	2	3.32500	0.4338	3.47	1.6337	0.9300	3.40000	0.10000	0.00781	3.2406
3 1/2	4.0000	8	0.12500000	3.83750	0.8210	6.57	3.88881	1.2500	10.00	3.91563	0.4290	3.43	0.2500	2	3.82888	0.4338	3.47	1.6837	1.0000	3.90000	0.10000	0.00781	3.2374
4	4.5000	8	0.12500000	4.33438	0.8440	6.75	4.38713	1.3000	10.40	4.41563	0.4560	3.65	0.2500	2	4.31875	0.4338	3.47	1.7337	1.0300	4.40000	0.10000	0.00781	4.2343
5	5.5630	8	0.12500000	5.39073	0.9370	7.50	5.44929	1.4063	11.25	5.47863	0.4693	3.75	0.2500	2	5.37511	0.4338	3.47	1.8400	1.1563	5.46300	0.10000	0.00781	5.2907
6	6.6250	8	0.12500000	6.44609	0.9580	7.66	6.50597	1.5125	12.10	6.54063	0.5545	4.44	0.2500	2	6.43047	0.4338	3.47	1.9462	1.2625	6.52500	0.10000	0.00781	6.3460
8	8.6250	8	0.12500000	8.43359	1.0650	8.50	8.50003	1.7125	13.70	8.54063	0.6495	5.20	0.2500	2	8.41797	0.4338	3.47	2.1462	1.4625	8.52500	0.10000	0.00781	8.3335
10	10.7500	8	0.12500000	10.54531	1.2100	9.68	10.62094	1.9250	15.40	10.66563	0.7150	5.72	0.2500	2	10.52969	0.4338	3.47	2.3587	1.6750	10.65000	0.10000	0.00781	10.4453
12	12.7500	8	0.12500000	12.53281	1.3600	10.88	12.61781	2.1250	17.00	12.66563	0.7650	6.12	0.2500	2	12.51719	0.4338	3.47	2.5887	1.8750	12.65000	0.10000	0.00781	12.4328
14	14.0000	8	0.12500000	13.77500	1.5620	12.50	13.87263	2.2500	18.00	13.91563	0.8880	5.50	0.2500	2	13.75938	0.4338	3.47	2.6837	2.0000	13.90000	0.10000	0.00781	13.6749
16	16.0000	8	0.12500000	15.76250	1.8120	14.50	15.87575	2.4500	19.60	15.91563	0.9380	5.10	0.2500	2	15.74688	0.4338	3.47	2.8837	2.2000	15.90000	0.10000	0.00781	15.6624
18	18.0000	8	0.12500000	17.75000	2.0000	16.00	17.87500	2.6500	21.20	17.91563	0.6500	5.20	0.2500	2	17.73438	0.4338	3.47	3.0837	2.4000	17.90000	0.10000	0.00781	17.6499
20	20.0000	8	0.12500000	19.73750	2.1250	17.00	19.87031	2.8500	22.80	19.91563	0.7250	5.80	0.2500	2	19.72888	0.4338	3.47	3.2837	2.6000	19.90000	0.10000	0.00781	19.6374
24	24.0000	8	0.12500000	23.71250	2.3750	19.00	23.86094	3.2500	26.00	23.91563	0.8750	7.00	0.2500	2	23.69888	0.4338	3.47	3.6837	3.0000	23.90000	0.10000	0.00781	23.6124

Copyright © 2013 by the American Society of Mechanical Engineers.
No reproduction may be made of this material without written consent of ASME.