

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

DIMENSIONAMIENTO DE UN EQUIPO PARA LA OBTENCIÓN DE AGUA POTABLE POR MEDIO DE LA CONDENSACIÓN DE LA HUMEDAD DEL AIRE

**TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR PRESENTADO COMO
REQUISITO PARA LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO
MECÁNICO**

DIEGO PATRICIO FLORES BORJA

diego.flores04@epn.edu.ec

DIRECTOR: ING. PORTILLA AGUILAR ÁNGEL ADALBERTO, MSc

angel.portilla@epn.edu.ec

DMQ, julio 2024

CERTIFICACIÓN

Yo, Diego Patricio Flores Borja declaro que el trabajo de integración curricular aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

DIEGO PATRICIO FLORES BORJA

Certifico que el presente trabajo de integración curricular fue desarrollado por Diego Patricio Flores Borja, bajo mi supervisión.

ING. PORTILLA AGUILAR ÁNGEL ADALBERTO, MSc
DIRECTOR

DECLARACIÓN DE AUTORÍA

A través de la presente declaración, afirmamos que el trabajo de integración curricular aquí descrito, así como el (los) producto(s) resultante(s) del mismo, son públicos y estarán a disposición de la comunidad a través del repositorio institucional de la Escuela Politécnica Nacional; sin embargo, la titularidad de los derechos patrimoniales nos corresponde a los autores que hemos contribuido en el desarrollo del presente trabajo; observando para el efecto las disposiciones establecidas por el órgano competente en propiedad intelectual, la normativa interna y demás normas.

DIEGO PATRICIO FLORES BORJA

ÁNGEL ADALBERTO PORTILLA AGUILAR

DEDICATORIA

Dedico este Trabajo de Integración Curricular a mi padre Segundo Pascual Flores Torres. Aunque ya no se encuentre entre nosotros, su amor incondicional y su espíritu me acompañaron durante toda la carrera.

A ti Dina Piedad Borja Andrade. Gracias por ser madre y padre a la vez. Tu amor, tu apoyo constante, y tu gran esfuerzo por sacarme adelante me han convertido el hombre que soy hoy. Eres mi fuente de inspiración en los momentos difíciles.

A mi hermano Luis Orlando Flores Borja. A pesar de tu fuerte carácter con nosotros, eres una persona admirable, de espíritu indomable y gran trabajador. Siempre me tendiste la mano cuando más lo he necesitado.

A mi hermano Raúl Oswaldo Flores Borja y a tu querida esposa, Gloria, e hijos, Melody y Joseph quienes me ha apoyado en cada paso, su aliento y por siempre estar ahí en los momentos difíciles.

A mis perros Morita y Blanquita. Gracias por su amor incondicional desde el inicio y por alegrarme los días.

Diego Flores Borja

AGRADECIMIENTO

En primer lugar, agradezco a mi madre Dina Piedad Borja Andrade. Su amor incondicional, su apoyo constante y confianza a lo largo de mi vida y de mi carrera universitaria.

A mis familiares, les agradezco su apoyo, consejos, fe y estar conmigo en los momentos difíciles y brindándome la fuerza para seguir adelante.

Un agradecimiento especial al Ing. Ángel Adalberto Portilla Aguilar. Por su tiempo, dedicación, invaluable guía y paciencia durante la elaboración de este Trabajo de Integración Curricular.

Un agradecimiento a la Escuela Politécnica Nacional y la Facultad de Ingeniería Mecánica por permitirme realizar mis estudios, adquirir conocimientos y experiencias, y conocer a personas que han marcado mi vida.

Un gran agradecimiento a mis profesores de la carrera, por compartir sus conocimientos, experiencias, anécdotas y opiniones en cada clase. Su pasión por la enseñanza me ha inspirado y motivado a dar lo mejor a mí.

Y finalmente un gran agradecimiento a Gustavo, Bryan, Marco, Paola, Chulde, Anthony, David, Maite, y los demás compañeros por todos los momentos compartidos, tanto los buenos como los malos, que han enriquecido mi vida universitaria. Su amistad y compañerismo han sido un regalo invaluable.

No tengo palabras para expresar mi agradecimiento a todos los que me han apoyado en este maravilloso camino de la carrera de Ingeniería Mecánica

Diego Flores Borja

ÍNDICE DE CONTENIDO

CERTIFICACIÓN	I
DECLARACIÓN DE AUTORÍA.....	II
DEDICATORIA.....	III
AGRADECIMIENTO.....	IV
ÍNDICE DE CONTENIDO.....	V
ÍNDICE DE FIGURAS	XI
ÍNDICE DE TABLAS.....	XIII
ÍNDICE DE ECUACIONES.....	XIV
RESUMEN	XVI
ABSTRACT	XVII
1 DESCRIPCIÓN DEL COMPONENTE DESARROLLADO.....	1
1.1 Objetivo General	2
1.2 Objetivos Específicos.....	2
1.3 Alcance	2
1.4 Marco Teórico	3
1.4.1 La Condensación	3
1.4.2 El Vapor de Agua.....	4
1.4.3 Generadores Atmosféricos de Agua	5
1.4.3.1 Métodos Pasivos.....	5
1.4.3.1.1 Enfriamiento Radiativo.....	5
1.4.3.1.2 Colector de Neblina	6
1.4.3.2 Métodos Activos.....	6
1.4.3.2.1 Enfriamiento por Ciclo de Refrigeración	7
Evaporador	8
Condensador	9
Válvula de Expansión	10
Compresor.....	10

Refrigerante.....	12
1.4.3.2.2 Enfriamiento por Celda Peltier.....	14
1.4.4 Análisis Termodinámico en los Generadores Atmosféricos de Agua	15
1.4.4.1 Presión de Vapor (P_v).....	15
1.4.4.2 Presión de Vapor Saturado (P_g).....	15
1.4.4.3 Humedad Absoluta (ω).....	15
1.4.4.4 Humedad Relativa (Φ).....	16
1.4.4.5 Punto de Rocío (T_{pr}).....	16
1.4.4.6 Calor Latente de Vaporización (h_{fg}).....	16
1.4.4.7 Cartas Psicométrica.....	17
1.4.5 Balance de Energía y Balance de Masa	18
1.4.6 Análisis de los Procesos de Transferencia de Calor	20
1.4.6.1 Transferencia de Calor por Conducción (\dot{Q}_{cond}).....	20
1.4.6.2 Transferencia de Calor por Convección (\dot{Q}_{conv}).....	21
1.4.6.2.1 La Convección Natural	21
1.4.6.2.2 La Convección Forzada.....	21
1.4.6.3 Transferencia de Calor por Radiación (\dot{Q}_{rad}).....	22
2 METODOLOGÍA.....	24
2.1 Evaluación de las Condiciones de Trabajo.....	24
2.1.1 Variables de Entrada del Proceso.....	25
2.1.2 Variable de Salida del Proceso	25
2.1.3 Variable de la Condensación del Proceso.....	26
2.2 Cálculo de la Carga Térmica (\dot{Q}_{eva}).....	26
2.2.1 Balance de Masa	26
2.2.1.1 Balance de Masa del Aire Seco	26
2.2.1.2 Balance de Masa del Agua	27
2.2.2 Balance de Energía.....	27
2.2.3 Factor de Corrección By-Pass ($F.B.$).....	28

2.2.4	Calor Latente de Vaporización Modificado ($h_{fg_{agua}}^*$)	30
2.3	Selección de Refrigerante	30
2.4	Cálculo de la Tasa del Calor liberado por el Proceso (\dot{Q}_{conde}) y la Potencia del Compressor ($\dot{W}_{compresor}$)	32
2.5	Dimensionamiento del Evaporador	33
2.5.1	Cálculo del Coeficiente de Transferencia de Calor Exterior (Aire) del Evaporador ($h_{o_{eva}}$)	37
2.5.2	Cálculo del Coeficiente de Transferencia de Calor Interior (Refrigerante) del Evaporador ($h_{i_{eva}}$)	41
2.6	Dimensionamiento del Condensador	42
2.6.1	Cálculo del Coeficiente de Transferencia de Calor Interior (Refrigerante) del Condensador ($h_{i_{conde}}$)	46
2.6.2	Cálculo del Coeficiente de Transferencia de Calor Exterior (Aire) del Condensador ($h_{o_{conde}}$)	47
2.7	Selección de los Componentes de Compressor y Válvula de Expansión	49
2.7.1	Selección del Compressor	50
2.7.2	Selección de la Válvula de Expansión	51
3	RESULTADOS Y DISCUSIÓN	52
3.1	Evaluación de las Condiciones de Trabajo	52
3.1.1	Variables de Entrada del Proceso	52
3.1.1.1	Humedad Absoluta de Entrada (ω_1)	53
3.1.1.1.1	Presión de Vapor Saturado (P_{g_1})	53
3.1.1.1.2	Presión de Vapor (P_{v_1})	53
3.1.1.2	Entalpía del Aire Húmedo (h_1)	53
3.1.2	Variable de Salida del Proceso	54
3.1.2.1	Temperatura de Salida (T_2)	54
3.1.2.1.1	Punto de Rocío (T_{pr})	54
3.1.2.2	Humedad Relativa de Salida (Φ_2)	54

3.1.2.3	Humedad Absoluta de Salida (ω_2).....	54
3.1.2.3.1	Presión de Vapor Saturado (P_{g_2}).....	55
3.1.2.3.2	Presión de Vapor (P_{v_2}).....	55
3.1.2.4	Entalpía del Aire Húmedo (h_2).....	55
3.1.3	Variable de la Condensación del Proceso.....	55
3.1.3.1	Temperatura del Agua (T_{agua}).....	56
3.1.3.2	Entalpía de Líquido Saturado del Agua ($h_{f_{agua}}$).....	56
3.1.3.3	Flujo Másico del Agua Condensada (\dot{m}_{agua}).....	56
3.1.3.4	Flujo Másico del Aire Seco (\dot{m}_a).....	56
3.2	Cálculo de la Carga Térmica (\dot{Q}_{eva}).....	56
3.3	Selección de Refrigerante	57
3.4	Cálculo de la Tasa del Calor liberado por el Proceso (\dot{Q}_{conde}) y la Potencia del Compressor ($\dot{W}_{compresor}$).....	57
3.5	Dimensionamiento del Evaporador	60
3.5.1	Diferencia Media Logarítmica de Temperatura del Evaporador ($\Delta Tm_{l_{eva}}$)..	61
3.5.2	Cálculo del Coeficiente de Transferencia de Calor Exterior (Aire) del Evaporador ($h_{o_{eva}}$).....	61
3.5.2.1	Coeficiente de Transferencia de Calor por el Condensado (h_l).....	61
3.5.2.1.1	Espesor del Condensado en la Placa Vertical (δ).....	62
3.5.2.1.2	Número de Reynolds (Re).....	62
3.5.2.2	Coeficiente de Transferencia de Calor por el Aire (h_g).....	63
3.5.2.2.1	Número de Rayleigh (Ra_L).....	64
3.5.2.3	Relación de Transferencia de Calor del Aire Sobre la transferencia de Calor Total (Z_g).....	64
3.5.3	Cálculo del Coeficiente de Transferencia de Calor Interior (Refrigerante) del Evaporador ($h_{i_{eva}}$).....	65
3.5.4	Cálculo del Coeficiente Global de Transferencia de Calor del Evaporador (U_{eva}).....	66

3.5.5	Selección del Evaporador	66
3.6	Dimensionamiento del Condensador	68
3.6.1	Diferencia Media Logarítmica de Temperatura del Condensador ($\Delta Tm_{l_{conde}}$)	69
3.6.2	Cálculo del Coeficiente de Transferencia de Calor Interior (Refrigerante) del Condensador ($h_{i_{cond}}$)	69
3.6.2.1.1	Número de Reynolds (Re_L)	69
3.6.3	Cálculo del Coeficiente de Transferencia de Calor Exterior (Aire) del Condensador ($h_{o_{conde}}$)	70
3.6.3.1	Coeficiente de Transferencia de Calor por Convección del Condensador (h_{conv})	70
3.6.3.1.1	Número de Grashof (Gr_L)	71
3.6.3.1.2	Número de Nusselt Para Cilindros Verticales (Nu)	71
3.6.3.2	Coeficiente de Transferencia de Calor por Radiación del Condensador (h_{rad})	72
3.6.4	Cálculo del Coeficiente Global de Transferencia de Calor del Condensador (U_{conde})	72
3.6.5	Selección del Condensador	73
3.7	Selección de los Componentes de Compresor y Válvula de Expansión.....	74
3.7.1	Selección del Compresor	74
3.7.2	Selección de la Válvula de Expansión.....	75
4	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	77
4.1	Conclusiones.....	77
4.2	Recomendaciones	78
5	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	79
6	ANEXOS	84
ANEXO I.	Ficha Técnica del Gas Refrigerante R-134a.....	84
ANEXO II.	Ficha Técnica Roll Bond de Doble Cara EV10	88
ANEXO III.	Ficha Técnica de Tubo de Alambre Condensador Modelo 3	89

ANEXO IV.	Ficha Técnica de Compresor de la Marca Embraco EMIS30HHR	90
ANEXO V.	Evaluación del Tubo Capilar del Software Secop Capillary Tube	94

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Ciclo del Agua	3
Figura 2. Proceso de Destilación del Alcohol.....	4
Figura 3. Método Pasivo: Enfriamiento Radiativo	6
Figura 4. Método Pasivo: Colector de Neblina.....	6
Figura 5. Bosquejo Interno del Ciclo por Refrigeración.....	7
Figura 6. Diagrama T- s del Ciclo de Refrigeración	7
Figura 7. Evaporadores de Tubo Descubierta	8
Figura 8. Evaporador de Superficie de Placa	9
Figura 9. Evaporadores Aleteados	9
Figura 10. Condensadores Enfriados por Aire.....	9
Figura 11. Tubo Capilar	10
Figura 12. Válvula de Expansión Termostática.....	10
Figura 13. Compresor de Pistón.....	11
Figura 14. Compresor de Tornillo	11
Figura 15. Compresor de Scroll.....	12
Figura 16. Clasificación de Refrigerante	13
Figura 17. Funcionamiento de una Celda Peltier	14
Figura 18. Carta Psicrométrica	17
Figura 19. Proceso de Enfriamiento con Deshumidificación	18
Figura 20. Diagrama General del Balance de Energía y Masa.....	18
Figura 21. Transferencia de Calor por Conducción	20
Figura 22. Transferencia de Calor por Conducción	21
Figura 23. Transferencia de Calor por Conducción Forzada y Natural	21
Figura 24. Transferencia de Calor por Radiación	22
Figura 25. Diagrama de la Metodología.....	24
Figura 26. Esquema del Proceso de Enfriamiento con Deshumidificación	25
Figura 27. Balance de las Masas del Proceso.....	26
Figura 28. Factor de By-Pass en el Diagrama Psicrométrico.....	29
Figura 29. Diagrama Mollier del Ciclo de Refrigeración	32
Figura 30. Distribución de la Temperatura en el Evaporador.....	34
Figura 31. Esquema del Evaporador de Superficie de Placa Plana	34
Figura 34. Distribución de Temperatura en el Condensador.....	42
Figura 35. Condensador de Tubo con Alambres	43
Figura 36. Esquema del Condensador de Tubos con Alambres.....	45

Figura 37. Transferencia Calor Exterior del Condensador	47
Figura 38. Secop Capillary Tube Selector	51
Figura 39. Esquema del Ciclo de Refrigeración.....	52
Figura 40. Diagrama de T vs s del R-134a	58
Figura 41. Diagrama de P vs h del R-134a.....	58
Figura 42. Resultados del Ciclo de Refrigeración	60
Figura 43. Esquema de las Temperaturas en el Evaporador	60
Figura 44. Posición del Evaporador de Placa Plana	61
Figura 45. Dimensiones de un Evaporador de Placa Plana.....	67
Figura 46. Esquema de las Temperaturas en el Condensador.....	68
Figura 47. Posición del Condensador de Tubo con Alambres	68
Figura 48. Selección del Tubo Capilar	76

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Gases Refrigerantes Comerciales.....	13
Tabla 2. Comparación de los Métodos Activos	14
Tabla 3. Factores de By-Pass.....	29
Tabla 4. Propiedades Físicas del Refrigerante R-134a	31
Tabla 5. Valores Representativos del Coeficiente de Global.....	36
Tabla 6. Valores Representativos del Coeficiente de Global para Varios Fluidos (Líquido y Gases).....	37
Tabla 7. Valores Representativos del Coeficiente de Global de Transferencia de Calor Para Condensadores	45
Tabla 8. Catálogo de Compresores de la Marca Sikelan	50
Tabla 9. Propiedades Termodinámicas del Agua y el Aire	57
Tabla 10. Propiedades Termodinámicas del Refrigerante R-134a	59
Tabla 11. Temperaturas de los Fluidos en el Evaporador	60
Tabla 12. Propiedades Termodinámicas del Condensado del Agua	62
Tabla 13. Propiedades Termodinámicas del Aire.....	63
Tabla 14. Propiedades Termodinámicas del Refrigerante.....	65
Tabla 15. Características del Evaporador Roll Bond de Doble Cara	67
Tabla 16. Temperaturas de los Fluidos en el Condensador	68
Tabla 17. Propiedades Termodinámicas del Refrigerante.....	69
Tabla 18. Propiedades Termodinámicas del Aire.....	71
Tabla 19. Características del Parrilla de Condensador	74
Tabla 20. Características del Compresor	75
Tabla 21. Datos de Entrada del software Secop Capillary Tube	75

ÍNDICE DE ECUACIONES

Ecuación 1. Presión de Vapor de Agua.....	15
Ecuación 2. Ecuación de Clausius-Clapeyron.....	15
Ecuación 3. Humedad Absoluta	15
Ecuación 4. Humedad Relativa	16
Ecuación 5. Punto de Rocío.....	16
Ecuación 6. Calor Latente de Vaporización.....	17
Ecuación 7. Balance de Energía de Flujo Estacionario	18
Ecuación 8. Balance de Masa para el Aire Seco.....	19
Ecuación 9. Balance de Masa para el Agua.....	19
Ecuación 10. Transferencia de Calor por Conducción	20
Ecuación 11. Transferencia de Calor por Convección.....	22
Ecuación 12. Transferencia de Calor por Radiación	22
Ecuación 13. Balance del Aire Seco.	26
Ecuación 14. Balance de Masa del Agua.....	27
Ecuación 15. Cantidad de Energía Total de Entrada.....	27
Ecuación 16. Cantidad de Energía Total de Salida.	27
Ecuación 17. Balance de Energía.	27
Ecuación 18. Entalpía del aire húmedo	28
Ecuación 19. Carga Térmica.....	28
Ecuación 20. Factor de By-Pass	29
Ecuación 21. Calor latente de Vaporización Modificado.....	30
Ecuación 22. Temperatura de Película.....	30
Ecuación 23. Carga Térmica Modificado.....	30
Ecuación 24. Balance de Energía del Ciclo de Refrigeración.....	32
Ecuación 25. Calor Liberado del Proceso	32
Ecuación 26. Potencia del Compresor	33
Ecuación 27. Carga Térmica en el Ciclo de Refrigeración	33
Ecuación 28. Transferencia de Calor del Fluido Caliente en el Evaporador.....	34
Ecuación 29. Transferencia de Calor del Fluido Frío en el Evaporador.....	34
Ecuación 30. Transferencia de Calor con la Temperatura Media Logarítmica del Evaporador.....	35
Ecuación 31. Diferencia Media Logarítmica de Temperatura del Evaporador	35
Ecuación 32. Coeficiente Global de Transferencia de Calor del Evaporador	36
Figura 32. Condensación Sobre una Placa Plana Vertical.....	37

Ecuación 33. Coeficiente de Transferencia de Calor Efectivo	38
Ecuación 34. Relación de Transferencia de Calor del Aire Sobre la Transferencia de Calor Total	38
Ecuación 35. Coeficiente de Transferencia de Calor por el Condensado.....	39
Ecuación 36. Número de Reynolds Laminar Sin Ondas.....	39
Ecuación 37. Número de Reynolds Laminar Ondulado	39
Ecuación 38. Espesor del Condensado en la Placa Vertical	40
Ecuación 39. Temperatura de Película del Vapor Para el Evaporador.....	40
Ecuación 40. Número de Nusselt para Placas Verticales.....	40
Ecuación 41. Número de Rayleigh	40
Ecuación 42. Temperatura de Película del Aire Para el Evaporador.....	41
Ecuación 43. Correlación de Foster y Zurber	41
Ecuación 44. Transferencia de Calor del Fluido Frío en el Condensador.....	43
Ecuación 45. Transferencia de Calor del Fluido Frío en el Condensador.....	43
Ecuación 46. Transferencia de Calor con la Temperatura Media Logarítmica del Condensador.....	43
Ecuación 47. Diferencia Media Logarítmica de Temperatura del Condensador	43
Ecuación 48. Coeficiente Global de Transferencia de Calor del Condensador	44
Ecuación 49. Área Superficial de Lado Frío del Condensador.	45
Ecuación 50. Correlación de Chun y Kim	46
Ecuación 51. Número de Reynolds	46
Ecuación 52. Coeficiente de Transferencia de Calor Combinado	47
Ecuación 53. Número de Nusselt Para Cilindros Verticales	47
Ecuación 54. Número de Grashof	48
Ecuación 55. Temperatura de Película del Aire Para el Condensador	48
Ecuación 56. Número de Nusselt Para Cilindros Verticales Isotérmico.....	48
Ecuación 57. Coeficiente de Transferencia de Calor por Radiación.....	49
Ecuación 58. Coeficiente de Desempeño de Refrigeradores	50
Ecuación 59. Factor de Seguridad del Evaporador	66
Ecuación 60. Factor de Seguridad del Condensador	73
Ecuación 61. Factor de Seguridad del <i>COPR</i>	74

RESUMEN

El proyecto de Trabajo de Integración Curricular presenta el dimensionamiento de un equipo para la obtención de agua potable por medio de la condensación de la humedad del aire. Se plantea un prototipo de generador atmosférico de agua utilizando el método activo de enfriamiento por ciclo de refrigeración, para condensar 3 litros de agua por día, destinado a la ciudad de Quito-Ecuador.

Para dimensionar el equipo de condensación, se procede a calcular la carga térmica o capacidad enfriamiento necesario para enfriar el aire por debajo de punto de rocío y condensar el vapor de agua, asumiendo una temperatura del evaporador de 0 [°C]. Determinará la tasa de calor liberado y la potencia del compresor requerida asumiendo una temperatura del condensador de 60 [°C] utilizando el refrigerante R-134a.

Para determina las áreas mínimas de transferencia de calor de un evaporador de placa plana y un condensador de tubo y alambres se emplea el análisis de la transferencia media logarítmica, y un análisis de los coeficientes de transferencia de calor que intervienen en cada uno de los intercambiadores de calor. Para la selecciona de los componentes en el mercado se considera un área del 10% mayor a la calculada.

En la selecciona de un compresor hermético de pistón se escoge un componente que tenga un 10% mayor el coeficiente de desempeño de ciclo de refrigeración, y el uso del software Secop Capillary Tube Selector para la selección del tubo capilar.

En base a los resultados, el equipo de condensación de vapor de agua consta de un evaporador roll bond de doble cara con un área exterior total de 1,287 [m²], un condensador de tubo y alambres modelo 1/3 HP con un área exterior total de 0,88 [m²], un compresor hermético de pistón de la marca Embraco modelo EMIS30HHR, y tubo capilar con una longitud de 2,15 [m] y un diámetro interior de 0,90 [mm] correspondiente a un sistema de uso doméstico.

PALABRAS CLAVE: Condensación, vapor de agua, ciclo de refrigeración, carga térmica, refrigerante, intercambiadores de calor, compresor, tubo capilar.

ABSTRACT

The Curricular Integration Work project presents the dimensioning of an atmospheric water generator equipment to produce drinking water by condensing the humidity in the air. The prototype uses the active method cooling by refrigeration cycle, to condense 3 liters of water per day in Quito-Ecuador.

To size the atmospheric water generator equipment, is calculated the thermal load required to cool the air below the dew point and condense the steam, using an evaporator temperature of 0 [°C]. Determine the heat released and compressor power using condenser temperature of 60 [°C] and the refrigerant R-134a.

To determine the heat transfer areas of a flat plate evaporator, and a tube and wire condenser, is used the logarithmic average of the temperature difference and an analysis of the heat transfer coefficient in each heat exchanger. To select the evaporator and the condenser is considered a area 10% higher than the calculated.

In the selection of a hermetic piston compressor, a compressor is chosen with a 10% higher coefficient of performance than refrigeration cycle, and the use of Secop Capillary Tube Selector for the selection refrigeration capillary tube.

Based on the results, the atmospheric water generator equipment consists of a doble sided roll evaporator with a total outside area of 1.287 [m²], a 1/3 HP model wire and tube condenser with a total outside area of 0.88 [m²], an Embraco hermetic piston compressor model EMIS30HHR and refrigeration capillary tube with length of 2.15 [m] and an inside diameter of 0.90 [mm] corresponding to a domestic system.

KEYWORDS: Condensation, steam, refrigeration cycle, thermal load, refrigerant, heat exchangers, compressor, refrigeration capillary tube.

1 DESCRIPCIÓN DEL COMPONENTE DESARROLLADO

El presente trabajo de integración curricular se basa en un generador atmosférico de agua utilizando el método activo del enfriamiento por ciclo de refrigeración para generar condensado de vapor de agua presente en el aire. En esta ocasión, el trabajo se enfoca en el dimensionamiento y selección del evaporador, condensador, compresor y válvula de expansión de un sistema de refrigeración doméstico, para condensar una cantidad de 3 litros de agua por día en la ciudad de Quito-Ecuador.

En el primer capítulo se dará a conocer el fenómeno de la condensación y los distintos métodos utilizados para producir el condensado del vapor de agua presente en el aire atmosférico. También se revisará los conceptos básicos de los procesos termodinámicos, balances de energía y masa, y transferencia de calor que interfieren en los generadores de agua.

En el segundo capítulo se presenta la metodología para el dimensionamiento del equipo. Las variables de entrada y de salida necesarias para el cálculo de la carga térmica, el uso de distintas ecuaciones para determinar los coeficientes de transferencias de calor del evaporador y condensador para su respectivo dimensionamiento y selección. Y de igual manera, el uso de catálogos y software para la selección del compresor y el tubo capilar.

En el tercer capítulo se aplica la metodología del segundo capítulo, se dimensiona y selecciona los componentes del sistema de refrigeración doméstico, y finalmente, en el último capítulo se presentará las conclusiones y las recomendaciones obtenidas después del análisis los resultados del capítulo anterior.

El propósito de dimensionar y seleccionar los componentes del sistema de refrigeración es generar agua potable al separar el vapor de agua del aire y utilizarlo para el consumo humano u otras actividades, en zonas donde no se disponga el acceso de agua o cuyas fuentes están contaminadas.

1.1 Objetivo General

Dimensionar un equipo para la obtención de agua potable por medio de la condensación de la humedad del aire.

1.2 Objetivos Específicos

1. Estudiar los distintos métodos de enfriamiento que permitan condensar la humedad atmosférica.
2. Seleccionar el método de enfriamiento más apropiado para la obtención de agua potable.
3. Determinar las variables necesarias para el desarrollo de un modelo matemático para determinar la carga térmica necesaria para condensar el vapor de agua.
4. Dimensionar el área de transferencia de calor en el evaporador y condensador del sistema de refrigeración.
5. Seleccionar el evaporador y el condensador del sistema de refrigeración.
6. Seleccionar el compresor y el tubo capilar del sistema de refrigeración.

1.3 Alcance

El proyecto tiene como finalidad dimensionar un equipo para la obtención de agua potable por medio de la condensación de la humedad del aire. Para lograrlo, se determina las áreas de un evaporador de placa plana doble y un condensador de tubo con alambres y seleccionar el compresor y el tubo capilar necesarios para una producción de 3 litro de agua por día.

1.4 Marco Teórico

En este capítulo, se estudia el fenómeno de la condensación, detallando los mecanismos utilizados para la separación del vapor de agua del aire atmosférico. Asimismo, se examinarán los procesos termodinámicos, balance de energía y masa y de transferencia de calor que presentan en la condensación de agua dulce.

1.4.1 La Condensación

La condensación se define como el fenómeno de cambio de fase desde su estado gaseoso a su estado líquido, manifestándose cuando las partículas gaseosas entran en contacto con un fluido o superficie que se encuentra a menor temperatura que la temperatura de saturación del gas o vapor [1].

Este proceso se produce de forma natural y en procesos industriales. En forma natural, el vapor de agua se condensa a medida que el gas asciende a zonas más altas de la atmósfera y, debido a las temperaturas bajas, se produce la formación de gotas de agua líquida en suspensión. Estas gotas se juntan y forman las nubes, para luego caer en forma de lluvia por su propio peso en el proceso de precipitación [2]. Estos procesos se observan en el ciclo del agua en la Figura 1.

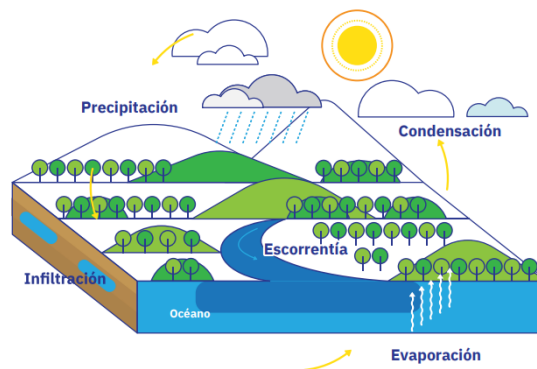


Figura 1. Ciclo del Agua [2].

Otros ejemplos del proceso de condensación en el aire ambiental son:

- La formación de rocío en las hojas de las plantas en la madrugada.
- La formación de gotas en superficies frías como envases fríos.
- El empañamiento de los vidrios, parabrisas y espejos.

En procesos industriales, la condensación se forma comúnmente cuando el vapor de una sustancia entra en contacto con una superficie fría, liberando el calor latente de

vaporización, transfiriendo el calor hacia la superficie fría y formando el condensado [3]. Un ejemplo es la obtención del alcohol etílico o etanol del vino en el proceso de destilación, como se observa en la Figura 2.

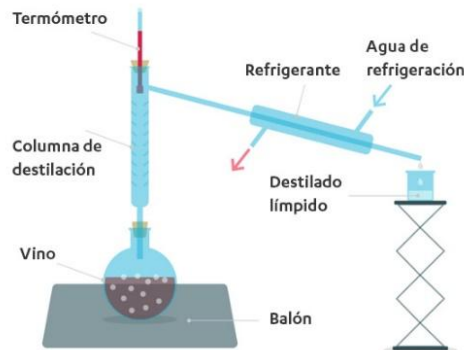


Figura 2. Proceso de Destilación del Alcohol [4].

1.4.2 El Vapor de Agua

El vapor de agua es el estado gaseoso del agua que se obtiene a partir de la evaporación, un cambio de fase de líquido a vapor, cuando la presión de vapor es menor que la presión de saturación del líquido a una temperatura dada [1].

El vapor de agua está presente en la atmósfera y, en conjunto con el aire seco, forman el aire atmosférico. A diferencia del aire seco, cuyas proporciones volumétricas son constantes en la mayoría de la atmósfera, la concentración de vapor de agua en el aire es una pequeña proporción que varía según la zona geográfica y su presencia es responsable de la humedad ambiental.

En promedio, en la atmósfera contiene 3 gramos de agua por cada kilogramo de aire, un valor aproximado de la cantidad de agua dulce en la atmósfera es alrededor de $1,29 \times 10^{13}$ [m³] o $1,29 \times 10^{16}$ [litros], de los cuales el 98% es vapor de agua y el resto 2% es agua condensada (nubes) [5].

La disponibilidad de agua dulce en el aire es un recurso hídrico que puede ser utilizado como una fuente de agua potable. De hecho, en zonas donde no se disponga de fuentes de agua dulce o no es apta para el consumo, se utilizan equipos que condensan el vapor de agua del entorno para utilizarlo como agua dulce, llamados generadores atmosféricos de agua.

1.4.3 Generadores Atmosféricos de Agua

Los generadores atmosféricos de agua, conocidos como AWG por sus siglas en inglés (Atmospheric Water Generators), son equipos cuyo objetivo es separar el vapor de agua presente en el aire atmosférico y convertirlo en agua líquida [6]. Esta agua puede ser utilizada para el consumo humano u otros propósitos. Estos equipos utilizan el proceso de condensación al provocar el cambio de fase del vapor de agua a líquido, mediante la disminución de la temperatura del aire atmosférico por debajo de la temperatura de saturación, conocida como punto de rocío.

Los generadores atmosféricos de agua se clasifican según el método utilizado para extraer el agua, y se dividen de la siguiente manera:

1.4.3.1 Métodos Pasivos

Son sistemas de captación de agua que no requiere una fuente de energía externa para condensar el vapor de agua presente en el aire. Y estos sistemas son:

- Enfriamiento Radiativo.
- Colector de Neblina.

1.4.3.1.1 Enfriamiento Radiativo

Este sistema pasivo utiliza el proceso de enfriamiento radiativo superficial nocturno, el cual se caracteriza por la pérdida calor de los cuerpos físicos al emitir continuamente radiación infrarroja desde la superficie terrestre hacia cielo nocturno despejado [6]. Esta transferencia de calor por radiación es debido por la diferencia entre la temperatura ambiente en la superficie terrestre y la temperatura del espacio exterior, que está a $-270,15$ [°C] o 3 [K] aproximadamente.

Los generadores de agua utilizan este fenómeno mediante el uso de materiales y recubrimientos con alta emisividad para emitir radiación infrarroja desde una superficie hacia el espacio exterior. Este proceso reduce la temperatura superficial del panel que está en contacto con el aire atmosférico por debajo del punto de rocío y formando la condensación del vapor de agua presente en el aire a pesar de que la temperatura ambiente esté por encima del panel. Una aplicación de este proceso se puede observar en la Figura 3.

Este sistema se limita a una producción de condensado de $0,61$ [litros/m²-día]. Son muy sensibles a velocidades de viento superiores a $4,4$ [m/s] y a la temperatura del suelo donde se apoyan estos equipos de condensación [6].



Figura 3. Método Pasivo: Enfriamiento Radiativo [6].

1.4.3.1.2 Colector de Neblina

El colector de neblina es un sistema que captura el condensado de agua suspendida en el aire. Estos equipos utilizan mallas verticales que están soportadas por postes y cables para resistir los vientos que rodean las estructuras y atrapan el agua suspendida en forma de neblina y dirigirla a un depósito de almacenamiento [6]. Una aplicación de este proceso se puede observar en la Figura 4.

La producción de estos colectores depende de la cantidad de humedad presente en la zona. Por lo cual, es preferible su instalación en regiones húmedas, áreas elevadas y cercanas a fuentes de agua, como ríos, lagos u océanos. Estos sistemas se limitan a una producción de condensado hasta 4,7 [litros/m²-día] [7].



Figura 4. Método Pasivo: Colector de Neblina [6].

1.4.3.2 Métodos Activos

Son sistemas de captación que requieren de una fuente de energía externa para condensar el vapor de agua. Y estos sistemas son:

- Enfriamiento por Ciclo de Refrigeración

- Enfriamiento por Celda Peltier

1.4.3.2.1 Enfriamiento por Ciclo de Refrigeración

En este proceso utiliza el ciclo de refrigeración, como se observa en la Figura 5. El aire atmosférico circula a través del evaporador, donde entra en contacto con una superficie cuya temperatura está por debajo del punto de rocío. En esta etapa, se enfría el aire atmosférico al extraer el calor del fluido hacia el evaporador y condensar el vapor de agua presente en el aire.

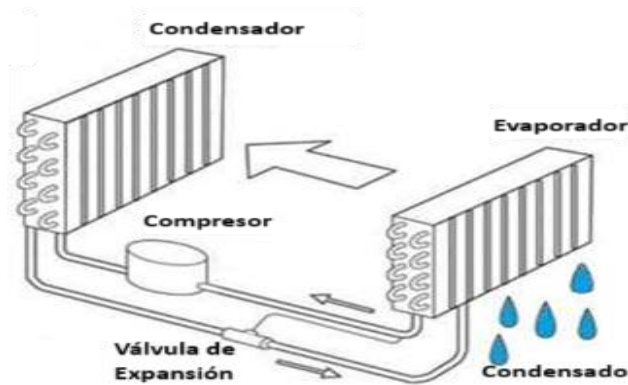


Figura 5. Bosquejo Interno del Ciclo por Refrigeración [8].

En el ciclo de refrigeración está compuesto por 4 procesos como se ilustra en el diagrama del ciclo de la Figura 6 y son los siguientes [9]:

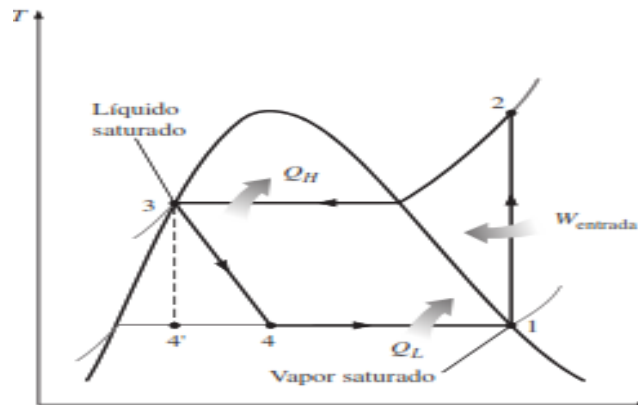


Figura 6. Diagrama T- s del Ciclo de Refrigeración [9].

- **Proceso 1:** Compresión isentrópica del refrigerante en el compresor, puntos 1-2.
- **Proceso 2:** Rechazo de calor a presión constante en el condensador, puntos 2-3.
- **Proceso 3:** Estrangulamiento en una válvula de expansión, puntos 3-4.

- **Proceso 4:** Absorción de calor a presión constante en el evaporador, puntos 4-1.

Estos equipos tienen un alto rendimiento en comparación a los métodos pasivos. Los sistemas pueden producir por unidad 10 hasta 1.000 [litros/día] de agua dulce [10]. En la Figura 5, el ciclo termodinámico se compone de 4 dispositivos para el funcionamiento y son los siguientes:

Evaporador

El evaporador es un intercambiador de calor que se ubica entre el compresor y la válvula de expansión. Su función es extraer el calor del aire atmosférico por medio de la transferencia de calor por conducción en la pared que separa el aire y el refrigerante, y la transferencia de calor por convección entre los dos fluidos, enfriando el aire a temperatura inferior al punto de rocío y condensando el vapor de agua [11]. Los evaporadores usados para enfriar el aire atmosférico según su construcción son los siguientes:

- **Evaporador de tubo descubierto:** Son los más utilizados y solo es constituido por un tubo. Como se muestra en la Figura 7, este tubo está presente en espirales, zigzag, ovalo, entre otras configuraciones.

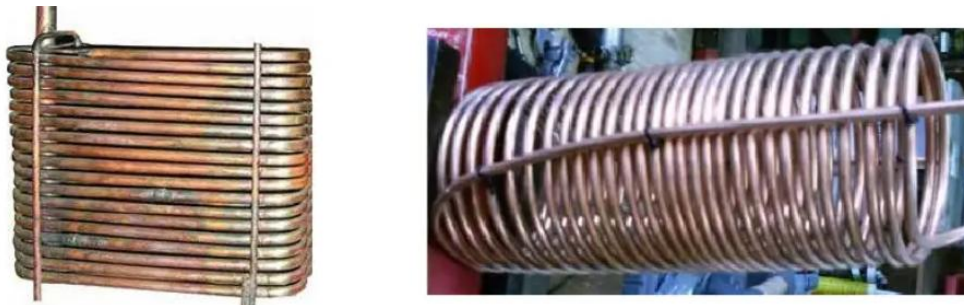


Figura 7. Evaporadores de Tubo Descubierto [12].

- **Evaporador de superficie de placa:** Son dos placas metálicas delgadas unidas de tal manera que existe un canal entre ellas para que circule el refrigerante, como se muestra en la Figura 8. Estos evaporadores son utilizados en los frigoríficos y congeladores domésticos.



Figura 8. Evaporador de Superficie de Placa [12].

- **Evaporadores aleteados:** Son serpentines de tubos descubierto-aleteados como se muestra en la Figura 9. La superficie externa, absorber mayor cantidad de calor del aire y mejorar la eficiencia del equipo en un espacio compacto.

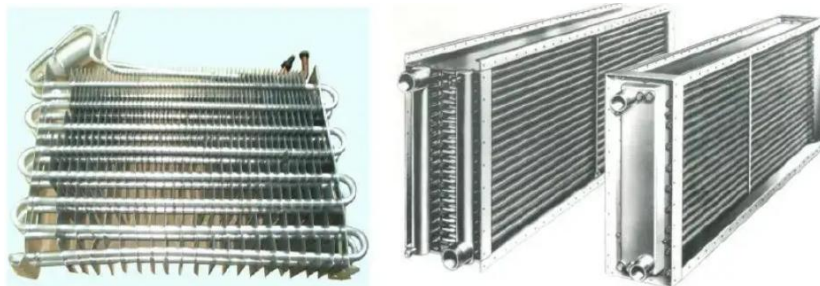
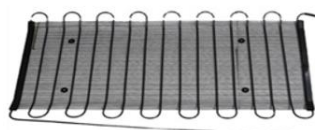


Figura 9. Evaporadores Aleteados [12].

Condensador

El condensador es un intercambiador de calor que utiliza los mismos principios que el evaporador. Sin embargo, su función es liberar el calor extraído del aire atmosférico proveniente del evaporador y la energía obtenida al comprimir el refrigerante [11]. En los sistemas de refrigeración domésticos utilizan los condensadores por aire, equipos que transfieren el calor directamente al aire, como se muestra en la Figura 10.



Condensador de Tubos y Alambres



Condensador de Superficie de Placas



Condensador Aleteados

Figura 10. Condensadores Enfriados por Aire [13].

Válvula de Expansión

La válvula de expansión, también denominado dosificador, es un dispositivo que se encarga de llevar el refrigerante en estado líquido desde una alta presión (Condensador) hasta una baja presión (Evaporador), dosificando la cantidad de refrigerante que se dirige al evaporador, provocando una disminución de temperatura en comparación cuando salió del condensador [11]. En un sistema de refrigeración doméstico y comercial, las válvulas de expansión utilizadas son las siguientes:

- **Tubo Capilar:** Es un dispositivo que se emplea en pequeñas instalaciones en las que varía poco la carga frigorífica, principalmente para instalaciones domésticas y comerciales, y en sistemas de aire acondicionado, como se muestra en la Figura 11.



Figura 11. Tubo Capilar [14].

- **Válvula de Expansión Termostática (TXV):** Es un dispositivo para regular la inyección de refrigerante desde el condensador al evaporador controlando el recalentamiento del fluido, como se muestra en la Figura 12.



Figura 12. Válvula de Expansión Termostática [15].

Compresor

Los compresores, también conocidos como bombas de vapor, son el corazón de todos los sistemas de refrigeración y de aire acondicionado. Su funcionamiento consiste en

aumentar la presión desde el nivel de una baja presión (Evaporador) hasta una alta presión (Condensador), comprimir el refrigerante y descargándolo a una presión y temperatura adecuadas para su condensación [11]. En el sistema de refrigeración domésticos y comerciales los compresores utilizados son:

- **Compresores de Pistón:** Utilizan pistones para comprimir el gas refrigerante, como se muestra en la Figura 13. Común en sistemas de refrigeración domésticos y comerciales, así como en algunas aplicaciones industriales.



Figura 13. Compresor de Pistón [16].

- **Compresores de Tornillo:** Emplean rotores en espiral para comprimir el gas refrigerante. Utilizados en sistemas de refrigeración industrial y comercial debido a su eficiencia y capacidad para manejar cargas de trabajo variables, como se muestra en la Figura 14.



Figura 14. Compresor de Tornillo [17].

- **Compresores de Scroll:** Consisten en dos espirales (uno fijo y otro móvil) que se desplazan para comprimir el gas refrigerante entre ellas. Comunes en sistemas de aire acondicionado y bombas de calor, como se muestra en la Figura 15.



Figura 15. Compresor de Scroll [14].

Refrigerante

El refrigerante es un fluido fundamental en los sistemas de refrigeración, utilizado para transmitir el calor dentro del ciclo de refrigeración. Esta sustancia natural o sintética transfer el calor desde evaporador y lo disipa en el condensador mediante cambios en la temperatura y la presión del sistema [18]. Los gases refrigerantes que utilizan son [19]:

- **Refrigerante Clorofluorocarbonos (CFCs):** Los refrigerantes R11, R502, R500, y R113 pertenecen a este grupo y son altamente dañinos para la capa de ozono y uso está prohibido desde 2001.
- **Refrigerante Hidroclorofluorocarbonos (HCFCs):** Son la segunda generación de gases refrigerantes fluorados y están compuestos por hidrógenos, cloro, flúor y carbono. Este grupo de refrigerante son menos perjudiciales para la capa de ozono en comparación con los CFCs, sin embargo, su uso está prohibido desde 2015. Ejemplos de refrigerantes (HCFC) son: R22, R123, R141b y R142b.
- **Refrigerante Hidrofluorocarbonos (HFCs):** Son la tercera generación de gases refrigerantes fluorados y compuestos por hidrogeno, flúor y carbono. Estos gases refrigerantes son amigables con el medio ambiente y al no contener cloro en su estructura su impacto en la capa de ozono es nulo. Ejemplos de refrigerantes son: R134a, R404a, R407 y R507.
- **Refrigerantes Hidrofluoroolefinas (HFOs):** Son la cuarta generación de gases refrigerantes fluorados y compuestos por hidrógeno, flúor y doble enlace de carbono. De manera similar a los HFCs, son amigables con el medio ambiente y su impacto al ozono es nulo. Ejemplos incluyen R1233zd, R1234yf y R1234ze.
- **Refrigerante Hidrocarburos (HCs):** Son gases hidrocarburos cuyo impacto en la capa de ozono y el cambio climático es nulo. Sin embargo, los refrigerantes HCs son altamente inflamables. Los refrigerantes son: R290, R600a y R1270.

Observando la Figura 16, los refrigerantes también se clasifican según la inflamabilidad, toxicidad y seguridad de los gases. En la tabla 1 se muestra que clase de seguridad y grupo pertenecen.



Figura 16. Clasificación de Refrigerante [20].

Otra clasificación es según el potencial de agotamiento del ozono (Ozone Depletion Potential, ODP) y el potencial de calentamiento global (Global Warming Potential, GWP) que son medidores de la capacidad que tiene un gas refrigerante en destruir la capa de ozono y la capacidad de un gas en retener el calor en la atmosfera durante un período de tiempo respectivamente. En la Tabla 1 se muestra los refrigerantes disponibles en el mercado con respecto al ODP y GWP.

Tabla 1. Gases Refrigerantes Comerciales [21].

Refrigerante	Refrigerante Comercial	Refrigerante Industrial	Potencial de agotamiento de ozono (ODP)	Potencial de calentamiento global (GWP)	Clase de seguridad y Grupo
R404A	X		0	3922	A1 L1
R454A	X		0	2140	A1 L1
R448A	X		0	1387	A1 L1
R449A	X		0	1396	A1 L1
R134a	X		0	1430	A1 L1
R513A	X		0	631,4	A1 L1
R450A	X		0	604,7	A1 L1
R290	X	X	0	3	A3 L3
R152		X	0	124	A2 L2
R744	X	X	0	1	A1 L1
R600a	X		0	0	A3 L3
R717		X	0	0	A2 L2

1.4.3.2.2 Enfriamiento por Celda Peltier

Conocido como sistema de refrigeración termoeléctrico, las celdas Peltier son dispositivos termoeléctricos semiconductores donde existe una diferencia de temperatura entre sus caras mediante el paso de corriente eléctrica, este fenómeno termoeléctrico se denomina efecto Peltier [22]. Este sistema utiliza la cara fría de la celda para enfriar el aire atmosférico y condensar el vapor de agua. Este efecto se observa en la Figura 17.

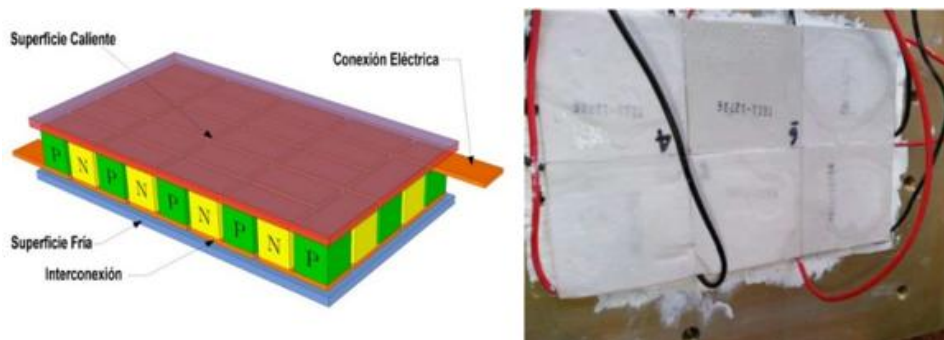


Figura 17. Funcionamiento de una Celda Peltier [23].

A diferencia de los sistemas por ciclo de refrigeración, las celdas no requieren el uso de un refrigerante, siendo amigables con el medio ambiente. Son equipos muy silenciosos, compactos y capaces de enfriar a temperaturas muy bajas. Sin embargo, estos equipos tienen una baja eficiencia energética, requiriendo una cantidad significativa de energía eléctrica, limitándose a enfriar objetos pequeños y el calor residual de la cara caliente es un peligro a temperaturas altas.

En la Tabla 2 se compara la productividad del ciclo de refrigeración con respecto a las celdas de Peltier al generar agua dulce de la atmósfera. Se muestra que el ciclo de refrigeración produce más condensado de mililitros de agua por cada watio utilizado en comparación de las celdas de Peltier.

Tabla 2. Comparación de los Métodos Activos [22].

SISTEMA	Voltaje [V]	Corriente [A]	Potencia [W]	Humedad Relativa [%]	Temperatura Ambiental [°C]	Cantidad de agua [ml]	Productividad [ml/W]
Ciclo de refrigeración	119,0	1,2	142,8	61-65	18,2	20	0,140
Celdas de Peltier	12,3	9	110,7	55-62	19,1	2,5	0,0230
Tiempo de la Prueba: 30 minutos							

1.4.4 Análisis Termodinámico en los Generadores Atmosféricos de Agua

1.4.4.1 Presión de Vapor (P_v)

Se define la presión que el vapor de agua ejerce si existiera solo a la temperatura y volumen del aire atmosférico [9]. Según la ley de Dalton, el aire seco y el vapor de agua son considerados gases ideales, por lo cual, la presión de vapor se expresa según la Ecuación 1.

$$P_v = P - P_a$$

Ecuación 1. Presión de Vapor de Agua [9].

Donde:

P_v : Presión de Vapor [kPa]

P : Presión Atmosférica [kPa]

P_a : Presión del Aire Seco [kPa]

1.4.4.2 Presión de Vapor Saturado (P_g)

La presión de vapor saturado o vapor saturante es la presión cuando el aire ya no admite más vapor [24]. La presión de saturación se cuantifica según la ecuación de Clausius-Clapeyron para condiciones atmosférica de la Ecuación 2.

$$P_g = 6,112 \times 10^{-1} * \exp\left(\frac{17,67 * T}{T + 243,5}\right)$$

Ecuación 2. Ecuación de Clausius-Clapeyron [24].

Donde:

P_g : Presión de Vapor Saturado [kPa]

T : Temperatura Ambiental [$^{\circ}C$]

1.4.4.3 Humedad Absoluta (ω)

La humedad absoluta o relación de humedad es la masa real de vapor de agua presente en una unidad de masa de aire seco y se representa en la Ecuación 3.

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = \frac{0,622 * P_v}{P - P_v}$$

Ecuación 3. Humedad Absoluta [9].

Donde:

ω : Humedad Absoluta $\left[\frac{kg H_2O}{kg aire seco} \right]$

m_v : Masa del Vapor de Agua $[kg H_2O]$

m_a : Masa de Aire Seco $[kg aire seco]$

1.4.4.4 Humedad Relativa (Φ)

La humedad relativa es un valor porcentual y representa la cantidad de vapor de agua presente en el aire con respecto a la máxima cantidad de vapor de agua que el aire podría contener sin que se produzca la condensación a una temperatura específica [9], como se muestra en la Ecuación 4.

$$\Phi = \frac{m_v}{m_g} * 100 \% = \frac{P_v}{P_g} * 100 \%$$

Ecuación 4. Humedad Relativa [9].

Donde:

Φ : Humedad Relativa [%]

m_v : Masa del Vapor de Agua $[kg H_2O]$

m_g : Masa Máxima de Vapor de Agua a una Temperatura Específica $[kg H_2O]$

1.4.4.5 Punto de Rocío (T_{pr})

Se define como la temperatura a la que ocurre la condensación del vapor de agua presente en el aire, es decir, la temperatura de saturación del agua correspondiente a la presión de vapor [9]. Según la Ecuación 5.

$$T_{pr} = T_{sat @ P_v}$$

Ecuación 5. Punto de Rocío [9].

Donde:

T_{pr} : Punto de Rocío [$^{\circ}C$]

1.4.4.6 Calor Latente de Vaporización (h_{fg})

El calor latente de vaporización o entalpía de vaporización es la cantidad de energía absorbida o liberada durante el proceso de evaporación y el proceso de condensación

respectivamente dependiendo de la temperatura o presión [9]. El calor latente de vaporización se determina con la Ecuación 6.

$$h_{fg} = h_g - h_f$$

Ecuación 6. Calor Latente de Vaporización [9].

Donde:

h_{fg} : Calor Latente de Vaporización $\left[\frac{\text{J}}{\text{kg}}\right]$

h_f : Entalpía de Líquido Saturado $\left[\frac{\text{J}}{\text{kg}}\right]$

h_g : Entalpía de Vapor Saturado $\left[\frac{\text{J}}{\text{kg}}\right]$

1.4.4.7 Cartas Psicométrica

Las cartas psicométricas son diagramas que permiten determinar las propiedades termodinámicas del aire húmedo, la temperatura de bulbo húmedo, la humedad relativa, la humedad específica y la entalpía, y visualizar los procesos que experimenta en un sistema de climatización a una presión atmosféricas determinada [9]. Un esquema de la carta psicométrica se muestra en la Figura 18.

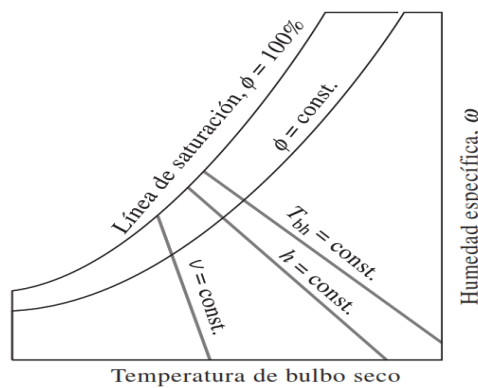


Figura 18. Carta Psicométrica [9].

La carta psicométrica del proceso de enfriamiento con deshumidificación de la Figura 19 muestra las siguientes etapas:

- **Etapa 1:** El aire caliente y húmedo entra en el evaporador en el punto 1.
- **Etapa 2:** El aire circula en el evaporador, disminuyendo la temperatura del aire y aumentando la humedad relativa sin cambiar la humedad absoluta hasta que el aire alcance la saturación en el punto X.

- **Etapa 3:** El aire se enfría más para provocar la condensación, permaneciendo saturado y siguiendo la línea de 100% de humedad relativa en todo el proceso de hasta alcanzar el punto 2. Al final del proceso, se suele considerar que el agua generada en este proceso se encuentra a temperatura del punto 2.

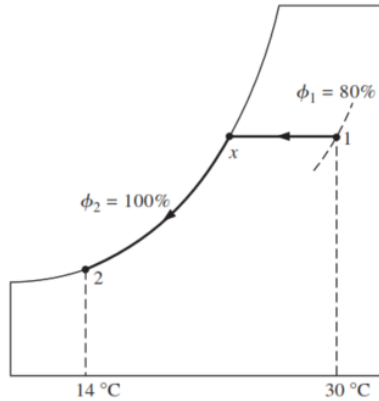


Figura 19. Proceso de Enfriamiento con Deshumidificación [9].

1.4.5 Balance de Energía y Balance de Masa

El balance energía o principio de conservación de la energía se define como el cambio neto de la energía total del sistema en el transcurso de un proceso es igual a la diferencia entre la energía total que entra y la energía total que sale en el transcurso del proceso [9].

El proceso de enfriamiento con deshumidificación, se lo considera un proceso estacionario, como se muestra en el esquema de la Figura 20 y Ecuación 7.

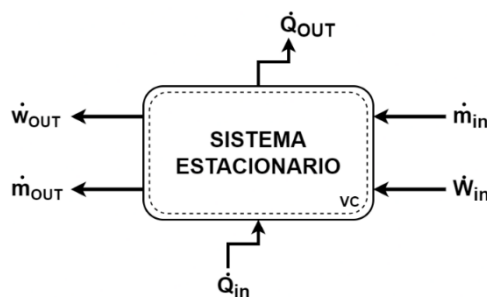


Figura 20. Diagrama General del Balance de Energía y Masa [Fuente Propia].

$$\dot{Q}_{in} + \dot{W}_{in} + \sum_{in} (\dot{m} * h) = \dot{Q}_{out} + \dot{W}_{out} + \sum_{out} (\dot{m} * h)$$

Ecuación 7. Balance de Energía de Flujo Estacionario [9].

Donde:

\dot{Q}_{in} : Transferencia de Calor de Entrada [W]

\dot{W}_{in} : Transferecia de Trabajo de Entrada [W]

\dot{m}_{in} : Flujo Másico de Entrada $\left[\frac{kg}{s}\right]$

h_{in} : Entalpia del Flujo Másico de Entrada $\left[\frac{J}{kg}\right]$

\dot{Q}_{out} : Transferencia de Calor de Salida [W]

\dot{W}_{out} : Transferecia de Trabajo de Salida [W]

\dot{m}_{out} : Flujo Másico de Salida $\left[\frac{kg}{s}\right]$

h_{out} : Entalpia del Flujo Másico de Salida $\left[\frac{J}{kg}\right]$

El balance de masa o también conocido como principio de conservación de la masa para un volumen de control se lo define como la transferencia neta de masa hacia o desde el volumen de control es igual al cambio neto en la masa total durante un intervalo de tiempo [9].

En el proceso de enfriamiento con deshumidificación, el balance de masa del aire atmosférico se muestra en la Figura 20 y se determina con la Ecuación 8 y Ecuación 9.

$$\sum_{in} \dot{m}_a = \sum_{out} \dot{m}_a$$

Ecuación 8. Balance de Masa para el Aire Seco [9].

$$\sum_{in} \dot{m}_{agua} = \sum_{out} \dot{m}_{agua} \quad \text{ó} \quad \sum_{in} (\dot{m}_a * \omega) = \sum_{out} (\dot{m}_a * \omega)$$

Ecuación 9. Balance de Masa para el Agua [9].

Donde:

$\dot{m}_{a_{in}}$: Flujo Másico del Aire de Entrada $\left[\frac{kg \text{ aire seco}}{s}\right]$

$\dot{m}_{agua_{in}}$: Flujo Másico del Agua de Entrada $\left[\frac{kg \text{ H}_2\text{O}}{s}\right]$

ω_{in} : Humedad Absoluta de Entrada $\left[\frac{kg \text{ H}_2\text{O}}{kg \text{ aire seco}}\right]$

$\dot{m}_{a_{out}}$: Flujo Másico del Aire de Salida $\left[\frac{kg}{s}\right]$

$\dot{m}_{agua\ out}$: Flujo Másico del Agua de Salida $\left[\frac{kg\ H_2O}{s}\right]$

ω_{out} : Humedad Absoluta de Salida $\left[\frac{kg\ H_2O}{kg\ aire\ seco}\right]$

1.4.6 Análisis de los Procesos de Transferencia de Calor

1.4.6.1 Transferencia de Calor por Conducción (\dot{Q}_{cond})

La transferencia de calor por conducción se define como la transferencia de energía de las partículas más energéticas de una sustancia hacia las adyacentes menos energéticas, como resultado de interacciones entre esas partículas [1]. En otras palabras, si un medio material continuo y no vacío existe un gradiente de temperatura, el calor fluye en el sentido de la temperatura decreciente sin que exista simultáneamente ningún desplazamiento de materia a nivel macroscópico [25]. Este proceso de transferencia de calor se observa en la Figura 21.

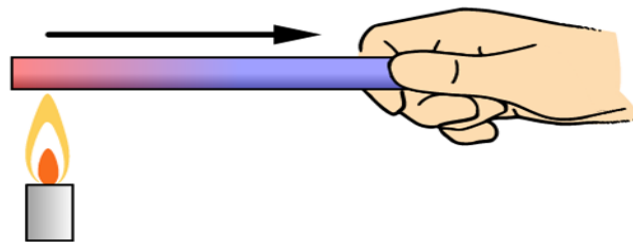


Figura 21. Transferencia de Calor por Conducción [26].

Esta cantidad de energía transferida es representada según la ley de Fourier mediante la Ecuación 10.

$$\dot{Q}_{cond} = -k * A * \frac{\Delta T}{\Delta X}$$

Ecuación 10. Transferencia de Calor por Conducción [1].

Donde:

\dot{Q}_{cond} : Flujo de Calor por Conducción [W]

k : Conductividad Térmica del Material $\left[\frac{W}{m*K}\right]$

$\frac{\Delta T}{\Delta X}$: Gradiente de Temperatura $\left[\frac{K}{m}\right]$

A : Área Perpendicular a la Dirección del Flujo [m^2]

1.4.6.2 Transferencia de Calor por Convección (\dot{Q}_{conv})

La transferencia de calor por convección es el modo de transferencia de energía entre una superficie sólida y el líquido o gas adyacente que está en movimiento y comprende los efectos combinados de la conducción y el movimiento de fluidos [1]. Este proceso de transferencia de calor se observa en la Figura 22.

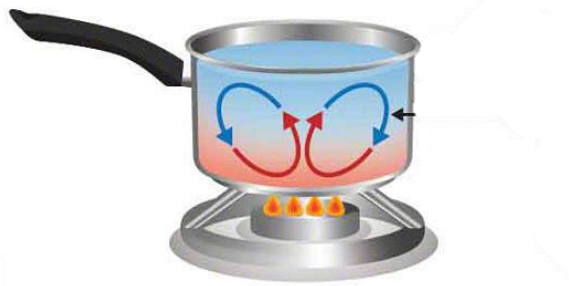


Figura 22. Transferencia de Calor por Conducción [27].

La convección puede ser natural o forzada:

1.4.6.2.1 La Convección Natural

Se denomina convección natural o también libre si el movimiento del fluido es causado por las fuerzas de empuje que son inducidas por las diferencias de densidad debidas a la variación de la temperatura en ese fluido [1].

1.4.6.2.2 La Convección Forzada

Se denomina convección forzada si el fluido es forzado a fluir sobre la superficie mediante medios externos como un ventilador, una bomba o el viento [1].

Unos ejemplos de estos procesos se observan en la Figura 23.

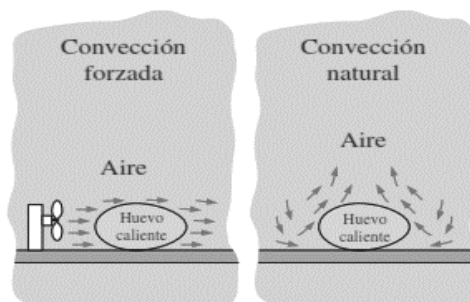


Figura 23. Transferencia de Calor por Conducción Forzada y Natural [1].

Por la ley de Newton del enfriamiento, define la rapidez de la transferencia de calor por convección según la Ecuación 11.

$$\dot{Q}_{conv} = h * A_s * (T_s - T_{\infty})$$

Ecuación 11. Transferencia de Calor por Convección [1].

Donde:

\dot{Q}_{conv} : Flujo de Calor por Convección [W]

h : Coeficiente de Transferencia de Calor por Convección $\left[\frac{W}{m^2 * K}\right]$

T_s : Temperatura de la Superficie [K]

T_{∞} : Temperatura del Fluido [K]

A_s : Área Superficial [m^2]

1.4.6.3 Transferencia de Calor por Radiación (\dot{Q}_{rad})

La transferencia de calor por radiación es la energía emitida por la materia en forma de ondas electromagnéticas (o fotones) como resultado de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas. A diferencia de las transferencias de calor por conducción y la convección, la radiación no requiere la presencia de un medio de material físico, de hecho, es la transferencia más rápida y no sufre atenuación en el vacío [1]. En la Figura 24 muestra el proceso de transferencia de calor:

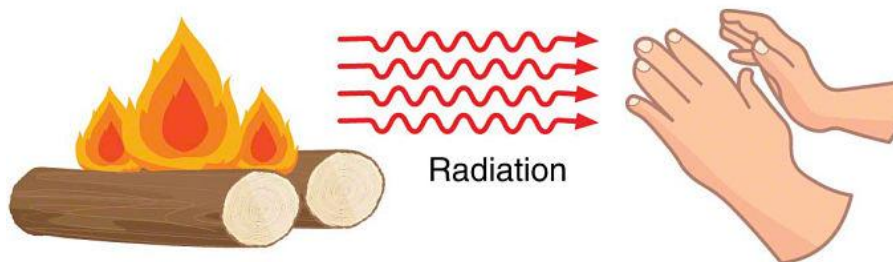


Figura 24. Transferencia de Calor por Radiación [27].

Por la ley de Stefan-Boltzmann define la razón de la transferencia de calor por radiación entre dos cuerpos es según la Ecuación 12.

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon * \sigma * A_s * (T_s^4 - T_{alred}^4)$$

Ecuación 12. Transferencia de Calor por Radiación [1].

Donde:

\dot{Q}_{rad} : Flujo de Calor por Radiación [W]

ε : Emisividad de la Superficie

σ : Constante de Stefan – Boltzmann e Igual a $5,67 \times 10^{-8} \left[\frac{W}{m^2 \cdot K^4} \right]$

T_s : Temperatura de la Superficie [K]

T_{alred} : Temperatura de los Alrededores [K]

A_s : Área Superficial [m^2]

2 METODOLOGÍA

En esta sección, se realizará el dimensionamiento de un evaporador, el condensador y la selección del compresor y la válvula de expansión de un sistema de refrigeración para la condensación del vapor de agua en el aire. Por lo cual, se iniciará desde el desarrollo de un modelo matemático de la carga térmica necesaria para enfriar el aire atmosférico para una producción de agua específica. El procedimiento se muestra en la Figura 25.

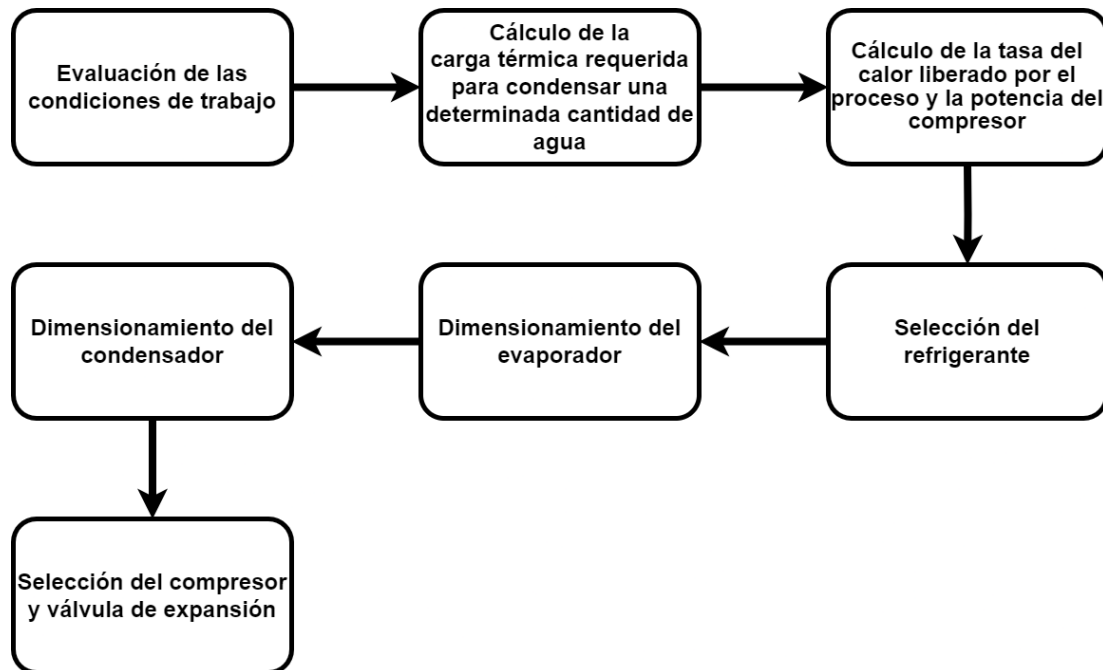


Figura 25. Diagrama de la Metodología [Fuente Propia].

2.1 Evaluación de las Condiciones de Trabajo

En la Figura 26, se muestra el proceso de enfriamiento con deshumidificación del aire atmosférico que será utilizado para obtener el agua. Como se observa, para analizar el volumen de control en que se tiene:

- Entrada del aire atmosférico.
- Salida del aire atmosférico.
- Condensación del vapor de agua.

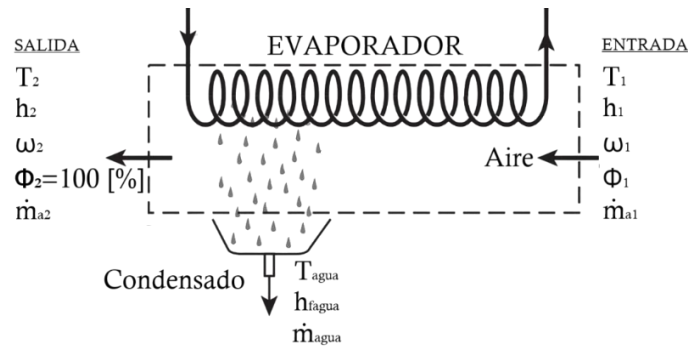


Figura 26. Esquema del Proceso de Enfriamiento con Deshumidificación [Fuente Propia].

2.1.1 Variables de Entrada del Proceso

Son variables termodinámicas del aire húmedo a condiciones atmosféricas. Se identifican con el subíndice “1”, como se describen a continuación:

- T_1 : Temperatura de Entrada o Temperatura Ambiental [$^{\circ}C$]
- Φ_1 : Humedad Relativa de Entrada o Ambiental [%]
- ω_1 : Humedad Absoluta de Entrada $\left[\frac{kg \ H_2O}{kg \ aire \ seco} \right]$
- h_1 : Entalpía del Aire Húmedo de Entrada $\left[\frac{J}{kg \ aire \ seco} \right]$
- \dot{m}_{a1} : Flujo Másico del Aire Seco de Entrada $\left[\frac{kg \ aire \ seco}{s} \right]$

2.1.2 Variable de Salida del Proceso

Las variables de salida del aire húmedo que atravesaron el evaporador del sistema de condensación del agua se identifican con el subíndice “2” y son:

- T_2 : Temperatura de salida [$^{\circ}C$]
- Φ_2 : Humedad Relativa de Salida e Igual a 100 [%]
- ω_2 : Humedad Absoluta de Salida $\left[\frac{kg \ H_2O}{kg \ aire \ seco} \right]$
- h_2 : Entalpía del Aire Húmedo de Salida $\left[\frac{J}{kg \ aire \ seco} \right]$
- \dot{m}_{a2} : Flujo Másico del Aire Seco de salida $\left[\frac{kg \ aire \ seco}{s} \right]$

2.1.3 Variable de la Condensación del Proceso

Estas variables termodinámicas correspondientes al agua condensada como consecuencia del proceso se identifican con el subíndice “agua”:

- T_{agua} : Temperatura del Agua = T_2 [$^{\circ}\text{C}$]
- $h_{f\text{agua}}$: Entalpía de Líquido Saturado del Agua @ T_{agua} [$\frac{\text{J}}{\text{kg H}_2\text{O}}$]
- \dot{m}_{agua} : Flujo Másico del Agua Condensada [$\frac{\text{kg H}_2\text{O}}{\text{s}}$]

2.2 Cálculo de la Carga Térmica (\dot{Q}_{eva})

La carga térmica es la cantidad de calor que el evaporador debe absorber del aire atmosférico para disminuir la temperatura hasta el punto de rocío y provocar la condensación del vapor presente en el aire. Esta energía que libera el aire húmedo hacia el equipo se obtiene a partir del balance de masa y energía para un proceso estacionario.

2.2.1 Balance de Masa

Para realizar el balance de masa del proceso se divide en dos partes: el balance de masa del aire seco y el balance de masa del agua. Utilizando las ecuaciones 8 y 9, según el esquema de la Figura 27.

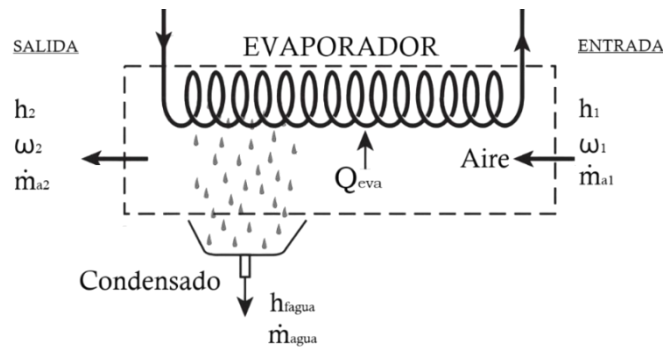


Figura 27. Balance de las Masas del Proceso [Fuente Propia].

2.2.1.1 Balance de Masa del Aire Seco

Durante el proceso, la masa del aire seco que ingresa al evaporador es igual a la que sale. Se determina con la Ecuación 13.

$$\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} = \dot{m}_a$$

Ecuación 13. Balance del Aire Seco.

Donde:

\dot{m}_a : Flujo Másico del Aire Seco $\left[\frac{kg \text{ aire seco}}{s}\right]$

2.2.1.2 Balance de Masa del Agua

En este proceso existe una separación de la cantidad agua en la entrada con respecto a la salida del proceso y esta diferencia es el vapor de agua condensado. Se define en la Ecuación 14.

$$\dot{m}_{a1} * \omega_1 = \dot{m}_{a2} * \omega_2 + \dot{m}_{agua}$$

Ecuación 14. Balance de Masa del Agua.

2.2.2 Balance de Energía

El balance de energía del proceso se utilizará la Ecuación 7 y se considera que las energías cinéticas, potenciales e internas son nulas. Para Figura 27, el balance de energía es el siguiente:

La cantidad total de energía que entra en el proceso se determina en la Ecuación 15:

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_{a1} * h_1$$

Ecuación 15. Cantidad de Energía Total de Entrada

Para determinar la cantidad total de energía que sale del proceso se utilizara la Ecuación 16.

$$\dot{Q}_{out} = \dot{Q}_{eva} + \dot{m}_{a2} * h_2 + \dot{m}_{agua} * h_{f_{agua}}$$

Ecuación 16. Cantidad de Energía Total de Salida.

Al igualar la Ecuación 15 y Ecuación 16 se obtiene:

$$\dot{m}_{a1} * h_1 = \dot{Q}_{eva} + \dot{m}_{a2} * h_2 + \dot{m}_{agua} * h_{f_{agua}}$$

Ecuación 17. Balance de Energía.

Donde:

\dot{Q}_{eva} : Carga Térmica [W]

La entalpía del aire humedad se calcula con la Ecuación 18.

$$h = h_a + \omega * h_{g_{agua}} = C_{p_{aire}} * T + \omega * h_{g_{agua}}$$

Ecuación 18. Entalpia del aire húmedo [9].

Donde:

h_a : Entalpia del Aire Seco $\left[\frac{J}{kg}\right]$

$h_{g_{agua}}$: Entalpia del Vapor de Agua $\left[\frac{J}{kg H_2O}\right]$

$C_{p_{aire}}$: Calor Específico del Aire a Presión Constante $\left[\frac{J}{kg * ^\circ C}\right]$

T : Temperatura del Aire Húmedo [$^\circ C$]

Se sustituye el balance de masa del aire seco y del agua de las ecuaciones, el calor latente de vaporización y la entalpia del aire húmedo de la Ecuación 13, Ecuación 14, Ecuación 6 y Ecuación 18 respectivamente en el balance de energia de la Ecuación 17, obteniendo que la carga térmica es igual a la Ecuación 19.

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_{agua} * \left(\frac{h_1 - h_2}{\omega_1 - \omega_2} - h_{f_{agua}} \right) \approx \dot{m}_{agua} * \left(C_{p_{aire}} * \frac{T_1 - T_2}{\omega_1 - \omega_2} + h_{f_{g_{agua}}} \right)$$

Ecuación 19. Carga Térmica.

Donde:

h_{fg} : Calor latente de Vaporización @ T_{pr} $\left[\frac{J}{kg}\right]$

La carga térmica representa la cantidad de energía teórica absorbida por el evaporador. Para obtener una mayor exactitud en los valores reales, se corrige la Ecuación 19 considerando:

- Factor de By Pass.
- Calor latente de vaporización modificado.

2.2.3 Factor de Corrección By-Pass ($F.B.$)

Cuando se enfría el aire atmosférico, no todo el aire que atraviesa el evaporador se enfría a la temperatura de la superficie, por lo cual, la temperatura de salida del aire será mayor a la temperatura del evaporador. Se hace necesario introducir un factor de corrección denominado factor de By-Pass, el mismo que se lo define como el porcentaje de aire atmosférico que pasa por el evaporador sin sufrir ningún cambio de temperatura. La relación ($F.B.$) se determina con la Ecuación 20 considerando la Figura 28.

$$F.B. = \frac{T_2 - T_2'}{T_1 - T_2'} = \frac{T_2 - T_{eva}}{T_1 - T_{eva}}$$

Ecuación 20. Factor de By-Pass [28].

Donde:

F. B. : Factor de By Pass

$T_{eva} = T_2'$: Temperatura del Evaporador [°C]

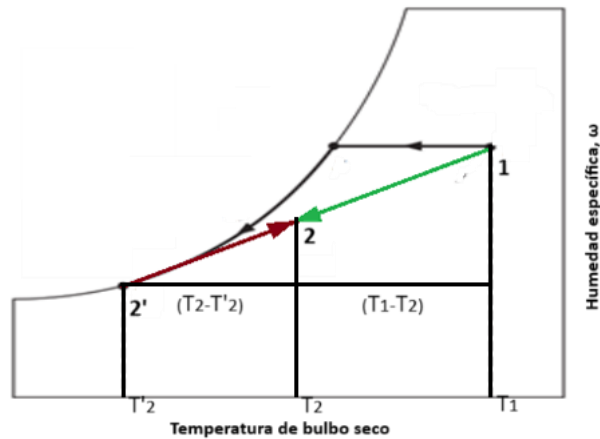


Figura 28. Factor de By-Pass en el Diagrama Psicrométrico [Fuente Propia].

La Tabla 3 muestra los factores de By-Pass recomendados para distintas aplicaciones de aire acondicionado que puede ser utilizado en el proceso de enfriamiento.

Tabla 3. Factores de By-Pass [28].

Factor de By-Pass (F.B.)	Aplicación	Usos
0,30 a 0,50	Balance térmico pequeño	Apartamentos
0,20 a 0,30	Acondicionamiento de confort clásico y Balance térmico pequeño	Fábricas, Tiendas Pequeñas
0,10 a 0,20	Acondicionamiento de confort clásico	Fábricas, Bancos, Tiendas Grandes
0,05 a 0,10	Ganancias sensibles grandes o caudal de aire exterior grande	Fábricas, Restaurantes, Tiendas Grandes
0 a 0,10	Funcionamiento con aire fresco total	Fábricas, Hospitales, Quirófanos

2.2.4 Calor Latente de Vaporización Modificado ($h_{fg_{agua}}^*$)

El calor latente de vaporización ($h_{fg_{agua}}$) en la Ecuación 19 es el calor liberado cuando se condensa una unidad de masa de vapor, sin embargo, en un proceso real el condensado se enfría todavía más hasta una temperatura que se encuentra entre el punto de rocío (T_{pr}) y la temperatura del evaporador (T_{eva}), liberando más calor [1]. Por lo tanto, se recomienda utilizar el calor latente de vaporización modificado, como se muestra en la Ecuación 21.

$$h_{fg_{agua}}^* = h_{fg_{agua}} + 0,68 * C_{pl} * (T_{pr} - T_{eva})$$

Ecuación 21. Calor latente de Vaporización Modificado [1].

Donde:

$h_{fg_{agua}}^*$: Calor Latente de Vaporización Modificado $\left[\frac{J}{kg}\right]$

C_{pl} : Calor Específico del Líquido @ T_f $\left[\frac{J}{kg^{*}^{\circ}C}\right]$

La temperatura de película (T_f) se determina con la Ecuación 22.

$$T_f = \frac{T_{pr} + T_{eva}}{2}$$

Ecuación 22. Temperatura de Película [1].

Considerando el factor de By-Pass y el calor latente modificado de la Ecuación 20 y Ecuación 21 respectivamente en la Ecuación 19, la carga térmica modificada requerida para condensar una cierta cantidad de vapor se muestra en la Ecuación 23.

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_{agua} * \left[C_{p_{aire}} * \frac{(1 - F.B.) * (T_1 - T_{eva})}{\omega_1 - \omega_2} + h_{fg_{agua}} + 0,68 * C_{pl} * (T_{pr} - T_{eva}) \right]$$

Ecuación 23. Carga Térmica Modificado.

2.3 Selección de Refrigerante


Los sistemas que utilizan refrigerantes deben seleccionar un refrigerante que minimice el impacto ambiental y cumplan con los requisitos técnicos. Al seleccionar un refrigerante, se debe considerar [29]:

- Un potencial de agotamiento del ozono (ODP) cercano a 0.

- Un potencial de calentamiento global (GWP) inferior a 2500 para sistemas de refrigeración pequeños.
- Cumplir con las regulación y normativas locales e internacionales.
- Permita hacer mantenimiento y disponibilidad de suministro.

El gas refrigerante hidrofurocarbono R-134a es uno de más utilizados en sistemas de aire acondiciona y sistemas de refrigeración debido a sus propiedades físicas, como se muestra en la Tabla 4.

Tabla 4. Propiedades Físicas del Refrigerante R-134a [30].

R-134a	Propiedades Físicas	Unidades
	Peso Molecular	102 [g/mol]
	Punto de Ebullición (@ 1,013 bar)	-26,1 [°C]
	Punto de Congelación	-103 [°C]
	Temperatura Crítica	101,1 [°C]
	Presión Crítica	40,67 [bar abs]
	Densidad Crítica	508 [kg/m ³]
	Densidad del Líquido (25 °C)	1,206 [kg/m ³]
	Densidad del Líquido (0 °C)	1,293 [kg/m ³]
	Densidad del Vapor Saturado	5,28 [kg/m ³]
	Presión de Vapor (25 °C)	6,657 [bar abs]
	Presión de Vapor (0 °C)	2,92 [bar abs]
	Calor de Vaporización a Punto de Ebullición	217,2 [kJ/kg]
	Calor Específico del Líquido (25°C) (1,013 bar)	1,44 [kJ/kg*k]
	Calor Específico del Vapor (25°C) (1,013 bar)	0,85 [kJ/kg*k]
	Viscosidad del líquido (25°C)	0,202 [cP]
	Presión superficial (25°C)	8,09 [mN/m]
	Solubilidad del R134a en agua (25°C a 1,013 bar)	0,15 [wt%]
	Capacidad volumétrica refrig. (-25°C)	1192,11 [kg/m ³]
	Inflamabilidad	No
	ODP	0
PCA (GWP)	1340	

El gas refrigerante R-134a se caracteriza por:

- El refrigerante tiene un ODP igual a 0.
- El refrigerante tiene un GWP igual a 1340.
- No es un gas inflamable.
- Baja toxicidad.
- Es considerado un refrigerante seguro.

- No es corrosivo.
- Excelente compatibilidad con la mayoría de los materiales elastómeros y plastómeros.
- Utilizado en los sistemas de refrigeración doméstico, comercial y de transporte.

2.4 Cálculo de la Tasa del Calor liberado por el Proceso (\dot{Q}_{conde}) y la Potencia del Compresor ($\dot{W}_{compresor}$)

En el ciclo de refrigeración, el balance de energía del sistema se muestra en la Ecuación 24 y Figura 29.

$$\dot{Q}_{conde} = \dot{Q}_{eva} + \dot{W}_{compresor}$$

Ecuación 24. Balance de Energía del Ciclo de Refrigeración [1].

Donde:

\dot{Q}_{conde} = Calor Liberado del Proceso [W]

$\dot{W}_{compresor}$ = Potencia del Compresor [W]

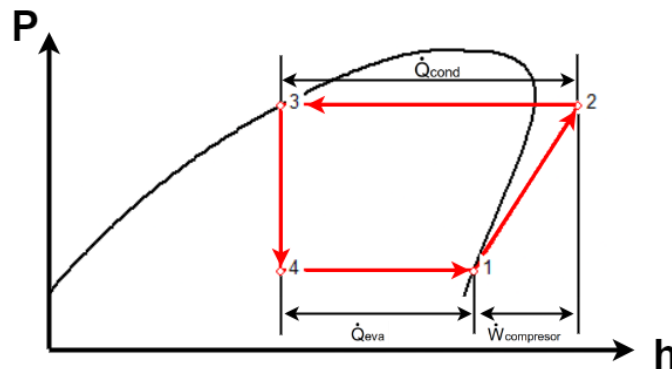


Figura 29. Diagrama Mollier del Ciclo de Refrigeración [Fuente Propia].

La cantidad de calor liberado del sistema en el condensador se determina según la Ecuación 25.

$$\dot{Q}_{conde} = \dot{m}_{refri} * (h_2 - h_3)$$

Ecuación 25. Calor Liberado del Proceso [1].

Donde:

\dot{m}_{refri} = Flujo Másico del Refrigerante $\left[\frac{kg}{s}\right]$

$h_2 =$ Entalpía Específica del Refrigerante en la Entrada del Condensador $\left[\frac{J}{kg}\right]$

$h_3 =$ Entalpía Específica del Refrigerante en la Salida del Condensador $\left[\frac{J}{kg}\right]$

Según el diagrama de Mollier de la Figura 29, las entalpías específicas del punto 2 y 3 se determina según la presión alta (condensador).

La potencia del compresor necesario para liberar la carga térmica se termina según la Ecuación 26.

$$\dot{W}_{compresor} = \dot{m}_{refri} * (h_2 - h_1) = \dot{Q}_{conde} - \dot{Q}_{eva}$$

Ecuación 26. Potencia del Compresor [1].

Donde:

$h_1 =$ Entalpía Específica del Refrigerante en la Salida del Evaporador $\left[\frac{J}{kg}\right]$

La carga térmica dentro del ciclo de refrigeración se puede determinar con la Ecuación 27.

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_{refri} * (h_1 - h_4)$$

Ecuación 27. Carga Térmica en el Ciclo de Refrigeración [1].

Donde:

$h_4 = h_3 =$ Entalpía Específica del Refrigerante en la Entrada del Evaporador $\left[\frac{J}{kg}\right]$

2.5 Dimensionamiento del Evaporador

El evaporador en el sistema de refrigeración es el encargado de absorber el calor del aire húmedo y bajar la temperatura, como se muestra en la Figura 30 el fluido caliente (aire) cede el calor al fluido frío (refrigerante).

Para el dimensionamiento del evaporador de superficie de placa planas de la Figura 31 debe relacionar la transferencia total de calor con las temperaturas de entrada y salida de los fluidos caliente y frío, el coeficiente global de transferencia de calor, y el área superficial total [3]. Se considera que la tasa de transferencia de calor desde el fluido caliente es igual a la transferencia de calor del frío, según la Ecuación 28, Ecuación 29 y Ecuación 30.

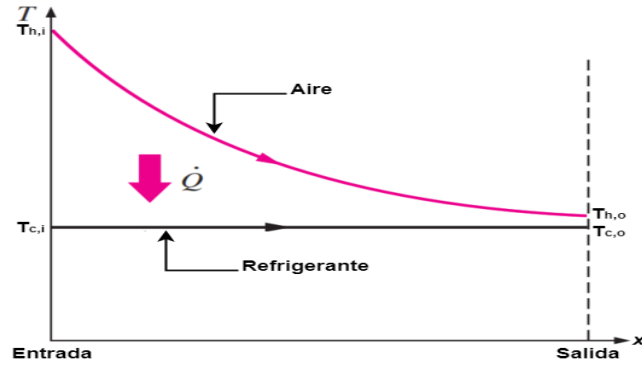


Figura 30. Distribución de la Temperatura en el Evaporador [1].



Figura 31. Esquema del Evaporador de Superficie de Placa Plana [Fuente Propia].

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{Q}_h = \dot{m}_h * (h_{h,i} - h_{h,o}) = \dot{m}_{aire} * (h_1 - h_2)$$

Ecuación 28. Transferencia de Calor del Fluido Caliente en el Evaporador.

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{Q}_c = \dot{m}_c * (h_{c,o} - h_{c,i}) = \dot{m}_{refri} * h_{fg_{refri}}$$

Ecuación 29. Transferencia de Calor del Fluido Frío en el Evaporador.

Los subíndices “c” y “h” se refieren a los fluidos frío (cool) y caliente (hot) respectivamente.

Donde:

\dot{m}_{aire} : Flujo de Másico del Aire $\left[\frac{kg}{s}\right]$

\dot{m}_{refri} : Flujo de Másico del Refrigerante $\left[\frac{kg}{s}\right]$

$h_{fg_{refri}}$: Calor Latente del Agua $\left[\frac{J}{kg}\right]$

h_1 : Entalpía del Aire Húmedo en la Entrada del Evaporador $\left[\frac{J}{kg \text{ aire seco}}\right]$

h_2 : Entalpía del Aire Húmedo en la Salida del Evaporador $\left[\frac{J}{kg \text{ aire seco}}\right]$

La tasa de transferencia de calor en un intercambiador se puede definir según la ley de Newton del enfriamiento, según la Ecuación 30.

$$\dot{Q}_{eva} = U_{eva} * A_{seva} * \Delta T_{ml_{eva}}$$

Ecuación 30. Transferencia de Calor con la Temperatura Media Logarítmica del Evaporador [1].

Donde:

U_{eva} : Coeficiente Global de Transferencia de Calor del Evaporador $\left[\frac{W}{m^2 * K}\right]$

A_{seva} : Área Superficial Total de Transferencia de Calor del Evaporador del Exterior $[m^2]$

$\Delta T_{ml_{eva}}$: Diferencia Media Logarítmica de Temperatura del Evaporador $[K]$ o $[^\circ C]$

La diferencia media logarítmica de temperatura ($\Delta T_{ml_{eva}}$) se calculó utilizando la Ecuación 31 basándose en la Figura 30.

$$\Delta T_{ml_{eva}} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)}$$

Ecuación 31. Diferencia Media Logarítmica de Temperatura del Evaporador [1].

Donde:

$$\Delta T_1 = (T_{h,i} - T_{c,i})$$

$$\Delta T_2 = (T_{h,o} - T_{c,o})$$

$T_{h,i} = T_1$: Temperatura de Entrada del Aire Húmedo $[^\circ C]$

$T_{h,o} = T_2$: Temperatura de Salida del Aire Húmedo $[^\circ C]$

$T_{c,i}$: Temperatura de Entrada del Refrigerante $[^\circ C]$

$T_{c,o}$: Temperatura de Salida del Refrigerante $[^\circ C]$

El coeficiente global de transferencia de calor (U_{eva}) para un evaporador superficie de placa se calcula según la Ecuación 32.

$$\frac{1}{U_{eva} * A_s} = \frac{1}{U_i * A_i} = \frac{1}{U_o * A_o} = \frac{1}{h_{i_{eva}} * A_i} + \frac{\ln\left(\frac{OD}{ID}\right)}{2 * \pi * k * L} + \frac{1}{h_{o_{eva}} * A_o}$$

Ecuación 32. Coeficiente Global de Transferencia de Calor del Evaporador [1].

Los subíndices “i” y “o” se refieren al lado interior y exterior del evaporador respectivamente.

Donde:

U_i : Coeficiente Global de Transferencia de Calor del Lado Interior $\left[\frac{W}{m^2 * K}\right]$

U_o : Coeficiente Global de Transferencia de Calor del Lado Exterior $\left[\frac{W}{m^2 * K}\right]$

A_i : Área Superficial Total de Transferencia de Calor del Lado Interior $[m^2]$

A_o : Área Superficial Total de Transferencia de Calor del Lado Exterior $[m^2]$

$h_{i_{eva}}$: Coeficiente de Convección del Lado Interior $\left[\frac{W}{m^2 * K}\right]$

$h_{o_{eva}}$: Coeficiente de Convección del Lado Exterior $\left[\frac{W}{m^2 * K}\right]$

OD : Diámetro exterior $[m]$

ID : Diámetro interior $[m]$

k : Conductividad térmica de las paredes del tubo $\left[\frac{W}{m * K}\right]$

L : Longitud del intercambiador $[m]$

Tabla 5. Valores Representativos del Coeficiente de Global [1].

Tipo de intercambiador de calor	$U \left[\frac{W}{m^2 * K}\right]$
Agua a Agua	850-1700
Agua a Aceite	100-350
Agua a gasolina o queroseno	300-1000
Calentadores de agua de alimentación	1000-8500
Fueloil de vapor a gasóleo ligero	200-400
De vapor a fuel-oil pesado	50-200
Condensador de vapor	1000-6000
Condensador (enfriado por agua)	300-1000
Condensador de amoníaco (refrigerado por agua)	800-1400
Condensadores de alcohol (refrigerados por agua)	250-700
Gas a gas	10-40
Agua-aire en tubos con aletas (agua en tubos)	30-60
Vapor-aire en tubos con aletas (vapor en tubos)	30-300

Los valores representativos de los coeficientes de transferencia de calor de la Tabla 5 y Tabla 6, son valores que pueden utilizarse para un diseño preliminar del evaporador.

Tabla 6. Valores Representativos del Coeficiente de Global para Varios Fluidos (Líquido y Gases) [31].

Condiciones de Transferencia de Calor	$U \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$
Gases en Convección Natural	5-37
Agua en Convección Natural	100-1200
Aceite Bajo Convección Libre	50-350
Flujo de Gas en Tubos y Entre Tubos	10-350
Agua que Fluye en Tubos	500-1200
Aceite que Fluye en Tubos	300-1700
Metales Fundidos que fluyen en Tubos	200-45000
Agua Nucleada Hirviendo	2000-45000
Película de Agua Hirviendo	100-300
Condensador de Vapor de Agua tipo Película	400-17000
Condensación de Vapor de Agua (Gotas)	30000-140000
Condensación de Líquido orgánicos	500-2300

Para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor en el evaporador, se determina los coeficientes de transferencia de calor exterior e interior del intercambiador.

2.5.1 Cálculo del Coeficiente de Transferencia de Calor Exterior (Aire) del Evaporador ($h_{o\,eva}$)

Para determinar el coeficiente de transferencia exterior del evaporador, se debe entender el proceso de condensación que ocurre sobre la placa plana vertical como se muestra en la Figura 32.

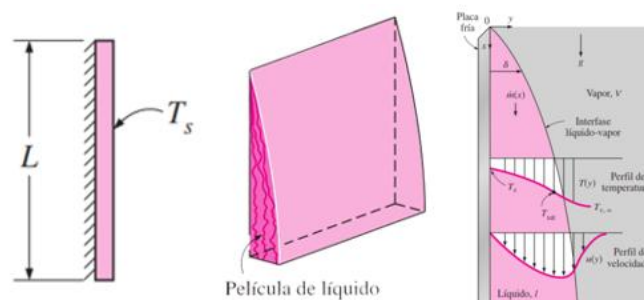


Figura 32. Condensación Sobre una Placa Plana Vertical [1].

En el proceso de la Figura 32, la condensación del vapor de agua se encuentra en un ambiente saturado y sin presencia de gases no condensables (GNC). Sin embargo, al condensar vapor presente en el aire atmosférico se encuentra mezclado con el aire seco (nitrógeno, oxígeno, argón, etc) considerado como GNC.

La presencia del aire seco provoca una reducción del coeficiente de transferencia de calor en el proceso de condensación, y al estar mezclado con el vapor actúa como una barrera entre el vapor y la superficie. El vapor debe difundirse primero a través del gas no condensable antes de llegar a la superficie, como se muestra en la Figura 33 [1].

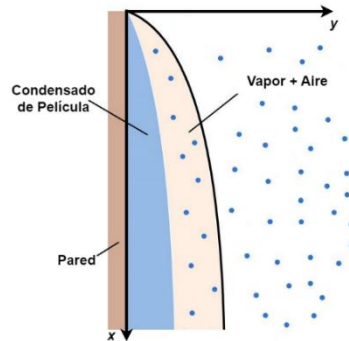


Figura 33. Efectos de los GNC en la Condensación Sobre una Placa [32].

El método de equilibrio o método de curva de condensación fue desarrollado por Silver (1974) y Belly y Ghaly (1973) para determinar el coeficiente de transferencia de calor entre el aire y la pared del evaporador, suponiendo que los fluidos de condensación, vapor y gas (aire) están en un equilibrio local [33]. El coeficiente de transferencia de calor exterior se determina con la Ecuación 33.

$$\frac{1}{h_{o\,eva}} = \frac{1}{h_l} + \frac{Z_g}{h_g}$$

Ecuación 33. Coeficiente de Transferencia de Calor Efectivo [33].

Donde:

h_l : Coeficiente de Transferencia de Calor por el Condensado $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$

h_g : Coeficiente de Transferencia de Calor por el Aire $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$

Z_g : Relación de Transferencia de Calor del Aire Sobre la Transferencia de Calor Total

La relación de transferencia de calor del aire sobre la transferencia de calor total (Z_g) se calcula según la Ecuación 34.

$$Z_g = \frac{\dot{Q}_g}{\dot{Q}_{Total}} = \frac{\dot{Q}_g}{\dot{Q}_{eva}} = X_g * C_{pg} * \frac{dT_g}{dh_m} \approx \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{agua} + \dot{m}_a} * C_{pg} * \frac{\Delta T_g}{\Delta h_m}$$

Ecuación 34. Relación de Transferencia de Calor del Aire Sobre la Transferencia de Calor Total [33].

Donde:

\dot{Q}_g : Tasa de Transferencia de Calor Utilizado para Enfriar el Aire [W]

X_g : La Fracción del Flujo Másico del Aire Sobre el Flujo Total (Aire + Vapor de Agua)

C_{pg} : Calor Especifico del Aire $\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$

$\frac{dT_g}{dh_m} \approx \frac{\Delta T_g}{\Delta h_m}$: Pendiente Local de la Curva de Condensacion de Equilibrio $\left[\frac{K \cdot kg}{J}\right]$

T_g : Temperatura del Aire Humedo [K]

h_m : Entalpía Específica del Aire Humedo $\left[\frac{J}{kg}\right]$

Coeficiente de transferencia de calor por el condensado (h_l) se determina con la Ecuación 35.

$$h_l = \begin{cases} 0.943 \left[\frac{g * \rho_l (p_l - p_v) * h_{fg}^* * k_l^3}{\mu_l * (T_{sat} - T_s) * L} \right]^{\frac{1}{4}}, & 0 < Re < 30 \\ \frac{Re * k_l}{1.08 * Re^{1.22} - 5.2} * \left(\frac{g}{\nu_l^2} \right)^{1/3}, & 30 < Re < 1800 \end{cases}$$

Ecuación 35. Coeficiente de Transferencia de Calor por el Condensado [1].

El número de Reynolds se calcula con la Ecuación 36 y Ecuación 37.

$$Re = \frac{4 * g * \rho_l * (\rho_l - \rho_v) * \delta^3}{3 * \mu_l^2}, 0 < Re < 30$$

Ecuación 36. Número de Reynolds Laminar Sin Ondas [1].

$$Re = \left[4.81 + \frac{3.70 * L * k_l * (T_{sat} - T_s)}{\mu_l * h_{fg}^*} * \left(\frac{g}{\nu_l^2} \right)^{1/3} \right]^{0.820}, 30 < Re < 1800$$

Ecuación 37. Número de Reynolds Laminar Ondulado [1].

Donde:

g : Gravedad e Igual a 9,81 $\left[\frac{m}{s^2}\right]$

ρ_l : Densidad del Líquido @ $T_{f \text{ vapor}}$ $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$

ρ_v : Densidad del Gas @ $T_{f \text{ vapor}}$ $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$

k_l : Conductividad Térmica del Líquido @ $T_{f \text{ vapor}}$ $\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$

μ_l : Viscosidad del Líquido @ $T_{f\ vapor}$ $\left[\frac{kg}{m*s}\right]$

ν_l : Viscosidad Cinemática @ $T_{f\ vapor}$ $\left[\frac{m^2}{s}\right]$

T_{sat} : Temperatura de Saturación [$^{\circ}C$]

T_s : Temperatura de Superficie [$^{\circ}C$]

L: Altura de la Placa del Evaporador [m]

h_{fg}^* : Calor Latente Modificado de Vaporización = $h_{fg} + 0,68 * C_{pl} * (T_{pr} - T_{eva})$ $\left[\frac{J}{kg}\right]$

El espesor del condensado (δ) en la placa vertical se calcula según la Ecuación 38.

$$\delta = \left[\frac{4 * \mu_l * k_l * (T_{sat} - T_s) * L}{g * \rho_l (p_l - p_v) * h_{fg}^*} \right]^{\frac{1}{4}}$$

Ecuación 38. Espesor del Condensado en la Placa Vertical [1].

La temperatura de película del vapor ($T_{f\ vapor}$) se determina con la Ecuación 39:

$$T_{f\ vapor} = \frac{T_{eva} + T_{pr}}{2}$$

Ecuación 39. Temperatura de Película del Vapor Para el Evaporador.

Coefficiente de transferencia de calor por el aire (h_g) se evalúa con la Ecuación 40:

$$\overline{Nu} = \frac{h_g * L_c}{k_{air}} = \left\{ 0,6 + \frac{0,387 * Ra_L^{1/6}}{[1 + (0,492/Pr_{air})^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$$

Ecuación 40. Número de Nusselt para Placas Verticales [1].

Donde el número de Rayleigh se determina con la Ecuación 41:

$$Ra_L = \frac{g * \beta * (T_{\infty} - T_s) * L_c^3}{\nu_{air} * \alpha_{air}}$$

Ecuación 41. Número de Rayleigh [1].

Donde:

L_c : Longitud Característica; $L_c = L$ [m]

g : Gravedad e Igual a 9,81 $\left[\frac{m}{s^2}\right]$

β : Coeficiente de Expansión Volumétrica e Igua $\frac{1}{T_{f\ Air}[K]}$

T_{∞} : Temperatura de los Alrededores [$^{\circ}C$]

T_s : Temperatura de la Superficie [$^{\circ}C$]

k_{air} : Conductividad Térmica del Aire @ $T_{f\ Air}$ [$\frac{W}{m*K}$]

Pr_{air} : Número de Prandtl @ $T_{f\ Air}$

ν_{air} : Viscosidad Cinemática @ $T_{f\ Air}$ [$\frac{m^2}{s}$]

α_{air} : Difusividad Térmica del Aire @ $T_{f\ Air}$ [$\frac{m^2}{s}$]

Donde la temperatura de película del aire ($T_{f\ Air}$) se determina con la Ecuación 42:

$$T_{f\ Air} = \frac{T_{\infty} + T_s}{2}$$

Ecuación 42. Temperatura de Película del Aire Para el Evaporador.

Este método es aproximado, no solo por la condición del equilibrio entre el líquido y el vapor, sino también porque se ignoran los efectos de transferencia de masa. Pero, es aceptado para el diseño industrial de condensadores [33].

2.5.2 Cálculo del Coeficiente de Transferencia de Calor Interior (Refrigerante) del Evaporador ($h_{i\ eva}$)

En el evaporador, el refrigerante que actúa como el fluido frío se encuentra en el proceso de ebullición, es decir, que se encuentra en un cambio de fase dentro del evaporador. Este fluido bifásico debe tener una ebullición nucleada para tener un mayor intercambio de calor con respecto a las paredes internas. Para calcular el coeficiente se utiliza correlaciones como la Ecuación 43 de Foster y Zurber para cilindros horizontales [33].

$$h_{i\ eva} = 1,22 * 10^{-3} \left[\frac{C_{pl}^{0,45} * k_L^{0,79} * \rho_L^{0,49}}{\sigma^{0,5} * \mu_L^{0,29} * (h_{fg} * \rho_g)^{0,24}} \right] * (T_w - T_s)^{0,24} * (P_w - P_s)^{0,75}$$

Ecuación 43. Correlación de Foster y Zurber [33].

Donde:

$h_{i\ eva}$: Coeficiente de Transferencia Calor Interior del Evaporador [$\frac{W}{m^2*K}$]

C_{pl} : Calor Específico del Refrigerante en Estado Líquido [$\frac{J}{kg*K}$]

k_L : Conductividad Térmica del Refrigerante en Estado Líquido [$\frac{W}{m*K}$]

ρ_L : Densidad del Refrigerante en Estado Líquido $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$

ρ_g : Densidad del Refrigerante en Estado Gaseoso $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$

σ : Tensión Superficial $\left[\frac{N}{m}\right]$

μ_L : Viscosidad Dinámica en Estado Líquido [Pa * s]

h_{fg} : Calor Latente de Vaporización $\left[\frac{J}{kg}\right]$

T_w : Temperatura de la Superficie de la Pared [$^{\circ}C$]

T_s : Temperatura del Refrigerante en el Evaporador [$^{\circ}C$]

P_w : Presión de Saturación @ T_w [Pa]

P_s : Presión de Saturación @ T_s [Pa]

2.6 Dimensionamiento del Condensador

Similar al diseño del evaporador, se analizar el comportamiento de los fluidos caliente (refrigerante) y frío (aire) en el condensador, como se muestra en el diagrama de distribución del condensador de la Figura 34.

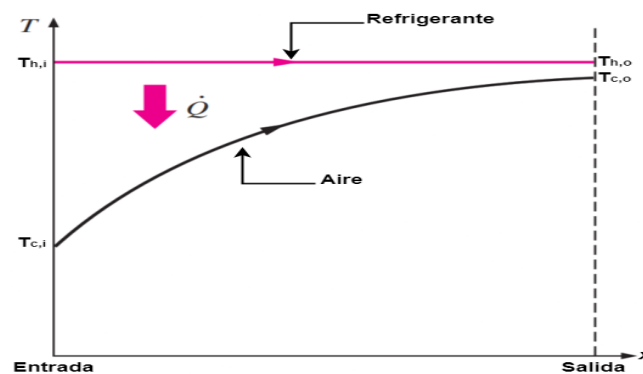


Figura 34. Distribución de Temperatura en el Condensador [1].

Para el dimensionamiento de un condensador de tubos con alambres de la Figura 35 debe relacionar la transferencia total de calor con las temperaturas de entrada y salida de los fluidos caliente y frío, el coeficiente global de transferencia de calor y el área superficial total [3]. En la Ecuación 44, Ecuación 45 y Ecuación 46, muestra la cantidad de calor liberado del sistema de refrigeración (condensador) hacia el aire atmosférico.

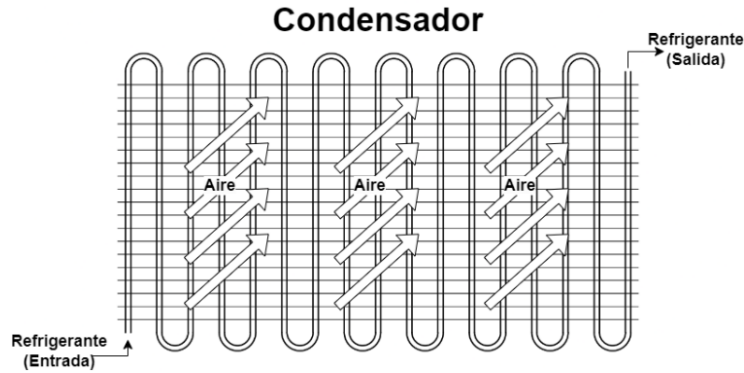


Figura 35. Condensador de Tubo con Alambres [Fuente Propia].

$$\dot{Q}_{conde} = \dot{Q}_c = \dot{m}_c * (h_{c,o} - h_{c,i}) = \dot{m}_{aire} * C_{p_{aire}} * (T_{c,o} - T_{c,i})$$

Ecuación 44. Transferencia de Calor del Fluido Frío en el Condensador.

$$\dot{Q}_{conde} = \dot{Q}_h = \dot{m}_h * (h_{h,o} - h_{h,i}) = \dot{m}_{refri} * h_{fg_{refri}}$$

Ecuación 45. Transferencia de Calor del Fluido Frío en el Condensador.

$$\dot{Q}_{conde} = U_{conde} * A_{s_{conde}} * \Delta T_{ml_{conde}}$$

Ecuación 46. Transferencia de Calor con la Temperatura Media Logarítmica del Condensador [1].

Donde:

U_{conde} : Coeficiente Global de Transferencia de Calor del Condensador $\left[\frac{W}{m^2 * K} \right]$

$A_{s_{conde}}$: Área Superficial Total de Transferencia de Calor del Condensador Exterior $[m^2]$

$\Delta T_{ml_{conde}}$: Diferencia Media Logarítmica de Temperatura del Condensador $[K]$ o $[\text{°C}]$

El diseño del condensador, el cálculo de la diferencia media logarítmica de temperatura ($\Delta T_{ml_{conde}}$) se determina con la Ecuación 47 basándose en la Figura 34.

$$\Delta T_{ml_{conde}} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)}$$

Ecuación 47. Diferencia Media Logarítmica de Temperatura del Condensador [1].

Donde:

$$\Delta T_1 = (T_{h,i} - T_{c,i})$$

$$\Delta T_2 = (T_{h,o} - T_{c,o})$$

$T_{c,i}$: Temperatura de Entrada del Aire Húmedo [°C]

$T_{c,o}$: Temperatura de Salida del Aire Húmedo [°C]

$T_{h,i}$: Temperatura de Entrada del Refrigerante [°C]

$T_{h,o}$: Temperatura de Salida del Refrigerante [°C]

El coeficiente global de transferencia de calor (U_{conde}) para un condensador de tubo alambrado se calcula con la Ecuación 48.

$$\frac{1}{U_{conde} * A_{Sconde}} = \frac{1}{U_i * A_i} = \frac{1}{U_o * A_o} = \frac{1}{h_{i conde} * A_i} + \frac{\ln\left(\frac{OD}{ID}\right)}{2 * \pi * k * L} + \frac{1}{h_{o conde} * A_o}$$

Ecuación 48. Coeficiente Global de Transferencia de Calor del Condensador [1].

Los subíndices “i” y “o” se refieren al lado interior y exterior del condensador respectivamente.

Donde:

U_i : Coeficiente Global de Transferencia de Calor del Lado Interior $\left[\frac{W}{m^2 * K}\right]$

U_o : Coeficiente Global de Transferencia de Calor del Lado Exterior $\left[\frac{W}{m^2 * K}\right]$

A_i : Área Superficial Total de Transferencia de Calor del Lado Interior [m^2]

A_o : Área Superficial Total de Transferencia de Calor del Lado Exterior [m^2]

$h_{i conde}$: Coeficiente de Convección del Lado Interior $\left[\frac{W}{m^2 * K}\right]$

$h_{o conde}$: Coeficiente de Convección del Lado Exterior $\left[\frac{W}{m^2 * K}\right]$

OD : Diámetro Exterior [m]

ID : Diámetro Interior [m]

k : Conductividad Térmica de las Paredes del Tubo $\left[\frac{W}{m * K}\right]$

L : Longitud del Intercambiador [m]

En un condensador de tubo con alambres, el área superficial de lado frío (A_o) es el área externa del intercambiador se determina con la Ecuación 49 según el esquema de la Figura 36.

$$A_{s_{conde}} = A_t + A_w = \pi * OD * L_t + \pi * D_w * L_w * N_w$$

Ecuación 49. Área Superficial de Lado Frío del Condensador.

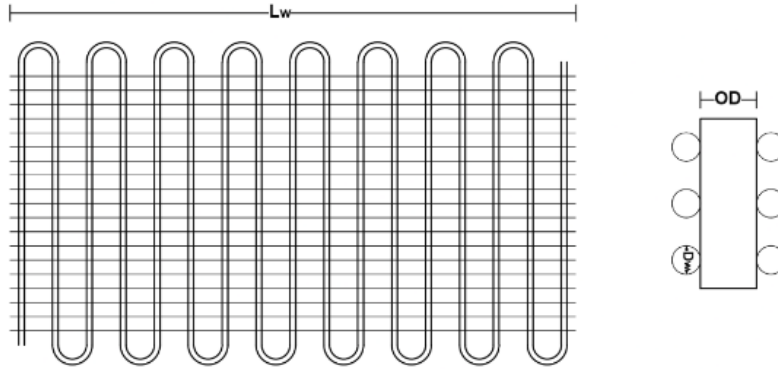


Figura 36. Esquema del Condensador de Tubos con Alambres [Fuente Propia].

Donde:

A_t : Área del tubo [m^2]

A_w : Área del alambrado [m^2]

L_t : Longitud total del tubo del condensador [m]

D_w : Diámetro del alambre [m]

L_w : Longitud del alambre [m]

N_w : Número de alambres del condensador

Existen valores representativos de los coeficientes de convección global de transferencia de calor para condensadores, según la Tabla 7.

Tabla 7. Valores Representativos del Coeficiente de Global de Transferencia de Calor Para Condensadores [34].

Tipo	Aplicación	U [$\frac{W}{m^2 \cdot K}$]
Intercambiadores de calor refrigerados por aire	Refrigeración de agua	600-750
	Refrigeración de hidrocarburos ligeros líquidos	400-550
	Enfriamiento de alquitrán	30-60
	Enfriamiento de aire o gases de combustión	60-180
	Enfriamiento de hidrocarburos gaseosos	200-450
	Condensación de vapor de baja presión	700-850
	Condensación de vapores orgánicos	350-500

Para determinar el coeficiente global de transferencia de calor en el condensador, se determina los coeficientes de convección externo e interno.

2.6.1 Cálculo del Coeficiente de Transferencia de Calor Interior (Refrigerante) del Condensador ($h_{i_{conde}}$)

El coeficiente de convección interna del condensador de tubos con alambres se determina por medio de la corrección de Chun y Kim para tubos verticales, como se muestra en la Ecuación 50 [33].

$$\frac{h_{i_{conde}}}{k_L} \left(\frac{\mu_L^2}{\rho_L * (\rho_L - \rho_g) * g} \right)^{1/3} = 1,33 * Re_L^{-1/3} + 9,56 * 10^{-6} * Re_L^{0,89} * Pr_L^{0,94} + 8,22 * 10^{-2}$$

Ecuación 50. Correlación de Chun y Kim [33].

Donde el número de Reynolds se determina con la Ecuación 51.

$$Re_L = \frac{4 * \dot{m}_{refri}}{\pi * ID * \mu_L}$$

Ecuación 51. Número de Reynolds [1].

Donde:

$h_{i_{conde}}$: Coeficiente de Transferencia Calor Interior del Condensador $\left[\frac{W}{m^2 * K} \right]$

k_L : Conductividad Térmica del Refrigerante en Estado Líquido $\left[\frac{W}{m * K} \right]$

μ_L : Viscosidad Dinámica en Estado Líquido $[Pa * s]$

ρ_L : Densidad del Refrigerante en Estado Líquido $\left[\frac{kg}{m^3} \right]$

ρ_g : Densidad del Refrigerante en Estado Gaseoso $\left[\frac{kg}{m^3} \right]$

g : Gravedad e Igual a 9,81 $\left[\frac{m}{s^2} \right]$

Pr_L : Número de Prandtl en Estado Líquido

Re_L : Número de Reynold

\dot{m}_{refri} : Flujo Másico del Refrigerante $\left[\frac{kg}{s} \right]$

OD : Diámetro Exterior $[m]$

2.6.2 Cálculo del Coeficiente de Transferencia de Calor Exterior (Aire) del Condensador ($h_{o_{conde}}$)

El cálculo del coeficiente de convección externa para el condensador de tubos con alambres cuando el tubo expuesto está en posición verticales, como se muestra la Figura 37.

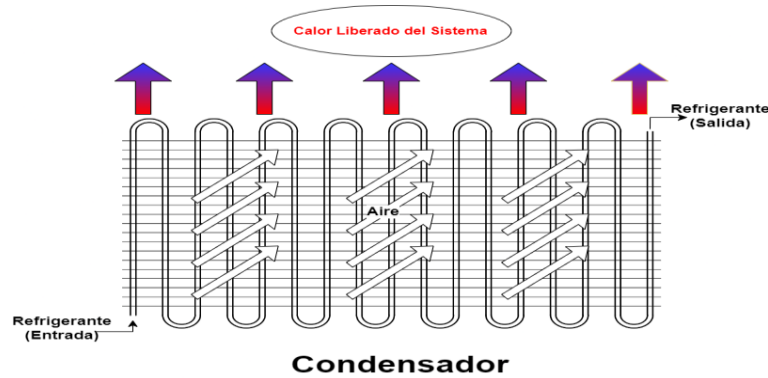


Figura 37. Transferencia Calor Exterior del Condensador [Fuente Propia].

En el condensador, se produce dos mecanismos de transferencia de calor en paralelo: por convección y por radiación. El coeficiente de transferencia de calor exterior se define como la sumatoria de los coeficientes de transferencia por convección y radiación como se muestra en la Ecuación 52.

$$h_{o_{conde}} = h_{conv} + h_{rad}$$

Ecuación 52. Coeficiente de Transferencia de Calor Combinado [1].

Donde:

$h_{o_{conde}}$: Coeficiente de Transferencia Calor Exterior del Condensador $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$

h_{conv} : Coeficiente de Transferencia de Calor por Convección del Condensador $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$

h_{rad} : Coeficiente de Transferencia de Calor por Radiación del Condensador $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$

La Ecuación 53 es una correlación empírica del número promedio de Nusselt para la convección natural en un cilindro vertical.

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h}_{conv} * L_c}{k_{air}} = \left\{ 0,6 + \frac{0,387 * Ra_L^{1/6}}{[1 + (0,492/Pr_{air})^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2, OD > \frac{35 * L_c}{Gr_L^{1/4}}$$

Ecuación 53. Número de Nusselt Para Cilindros Verticales [1].

El número de Grashof (Gr_L) se determina con la Ecuación 54:

$$Gr_L = \frac{g * \beta * (T_s - T_\infty) * L_c^3}{\nu_{air}^2}$$

Ecuación 54. Número de Grashof [1].

Donde:

L_c : Longitud Característica [m]

g : Gravedad e Igual a 9,81 $\left[\frac{m}{s^2}\right]$

β : Coeficiente de Expansión Volumétrica $\frac{1}{T_{f\,Air}[K]}$

T_∞ : Temperatura de los Alrededores [$^{\circ}C$]

T_s : Temperatura de la Superficie [$^{\circ}C$]

k_{air} : Conductividad Térmica del Aire @ $T_{f\,Air}$ $\left[\frac{W}{m*K}\right]$

Pr_{air} : Número de Prandtl @ $T_{f\,Air}$

ν_{air} : Viscosidad Cinemática @ $T_{f\,Air}$ $\left[\frac{m^2}{s}\right]$

α_{air} : Difusividad Térmica del aire @ $T_{f\,Air}$ $\left[\frac{m^2}{s}\right]$

Donde la temperatura de película del aire ($T_{f\,Air}$) se determina con la Ecuación 55:

$$T_{f\,Air} = \frac{T_\infty + T_s}{2}$$

Ecuación 55. Temperatura de Película del Aire Para el Condensador [1].

Sin embargo, al no cumplir la condición del número de Nusselt para cilindros verticales, se utiliza los resultados de Cebeci para el número de Nusselt para un cilindro vertical con un número de Prandtl (Pr) igual a 0,72, se obtiene la correlación en Popiel de la Ecuación 56.

$$\frac{Nu_L}{Nu_{L,fp}} = 1 + 0,3 \left[32^{0.5} * Gr_L^{-0.25} * \frac{L}{D} \right]^{0.909}, 0 < \frac{4L}{D} \left(\frac{Gr_L}{4} \right)^{-1/4} < 5$$

Ecuación 56. Número de Nusselt Para Cilindros Verticales Isotérmico [35].

Donde:

$Nu_{L,fp}$: Número de Nusselt Para Placas Verticales

El coeficiente de transferencia de calor por radiación (h_{rad}) es determina con la Ecuación 57.

$$h_{rad} = \varepsilon * \sigma * (T_s + T_{alred}) * (T_s^2 + T_{alred}^2)$$

Ecuación 57. Coeficiente de Transferencia de Calor por Radiación [1].

Donde:

ε : Emisividad, para una superficie laca, negra, billante es igua a 0,87

σ : Constante de Stefan – Boltzmann e igual a $5,67 * 10^{-8} \left[\frac{W}{m^2 * K^4} \right]$

T_s : Temperatura de la Superficie [K]

T_{alred} : Temperatura de los Alrededores [K]

2.7 Selección de los Componentes de Compresor y Válvula de Expansión

La selección adecuada de un compresor y una válvula de expansión para el sistema de refrigeración es impórtate para obtener un excelente rendimiento. En esta etapa, una vez finalizado los diseños del evaporador y el condensador, corresponde a seleccionar el resto de los componentes. Para lo cual, se procede a utilizar los catálogos especializados o software de selección de componentes de las mismas compañías como son:

- Danfoss
- Sikelan
- Emerson Climate Technologies
- Bitzer
- Embraco

Estas empresas tienen catálogos web y softwares que al agregar los datos del sistema de refrigeración (Carga térmica, refrigerante, Temperatura del evaporador y Temperatura del condensador, etc.), se obtienen los dispositivos más recomendados para el sistema.

2.7.1 Selección del Compresor

El equipo que se va a seleccionar es un compresor hermético recíprocante o de pistón, ya que este equipo se caracteriza por [36]:

- Son unas de las tecnologías más utilizadas en los ciclos de refrigeración domésticos y comerciales.
- La eficiencia térmica puede alcanzar el 65 a 85 %.
- Son equipos de bajo costo y el mantenimiento es relativamente bajo.
- Facilidad del intercambio del equipo y los repuestos.
- Una larga vida útil, siempre que se realice un adecuado mantenimiento.



Se utilizará el coeficiente de desempeño o COP (Coefficient of Performance) para un sistema de refrigeración de la Ecuación 58, para seleccionar el equipo deseado.

$$COP_R = \frac{\text{Salida Deseada}}{\text{Entrada Requerida}} = \frac{\dot{Q}_{eva}}{W_{compresor}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

Ecuación 58. Coeficiente de Desempeño de Refrigeradores [9].

También se considerará la capacidad de enfriamiento del equipo. Los compresores recíprocantes que utilizan el refrigerante R-134a encontrados en el mercado se muestra en Tabla 8.

Tabla 8. Catálogo de Compresores de la Marca Sikelan [37].

Modelo del Compresor	Potencia	Capacidad de Enfriamiento	Aplicación
No. ADW66 	1/5 [HP]	165 [W]	Ultra congeladores, congeladores y conservadoras.
No. ADW91 	1/4 [HP]	200 [W]	
No. ADW128 	1/3 [HP]	320 [W]	

2.7.2 Selección de la Válvula de Expansión

La válvula de expansión que se va a seleccionar es un tubo capilar, utilizado en sistemas de refrigeración domésticos y comerciales. Para determinar la longitud y el diámetro del tubo, se utilizará el software de la empresa Secop denominado: Secop Capillary Tube Selector.

El software Secop Capillary Tube Selector es una herramienta para calcular un estrangulamiento de tubos capilares adecuado para el sistema de refrigeración que utilizan compresores herméticos [38].

Para obtener la longitud y el diámetro del tubo capilar se debe ingresar:

- Carga Térmica.
- Temperatura del Evaporador.
- Temperatura del Condensador.
- Temperatura del Retorno del Gas Refrigerante.
- Tipo de refrigerante.

Al ingresar las variables en el software, como se muestra en la Figura 38, se obtiene un tubo capilar recomendado para el sistema de refrigeración correspondiente.

Input Data

Refrigerant: R290

A Heat load of the system
B Evaporating temperature
C Condensing temperature
D Return gas temperature

Capillary Tube Recommendation

Flow Rate: 3.7 l/min (N₂ at delta p 10 nbar)

Length	Inner Diameter
4.32 m	0.60 mm
5.52 m	0.63 mm
9.34 m	0.70 mm
10.03 m	0.71 mm
18.21 m	0.80 mm
32.82 m	0.90 mm
55.59 m	1.00 mm
97.96 m	1.12 mm
138.32 m	1.20 mm

Optimal selection is highlighted in yellow.

Figura 38. Secop Capillary Tube Selector [38].

3 RESULTADOS Y DISCUSIÓN

En esta sección, se presentará los resultados obtenidos de la metodología del proyecto para un prototipo que se basa en la adaptación de los componentes de un sistema de refrigeración doméstico, como se muestra en la Figura 39. La aplicación principal del prototipo es para un laboratorio.

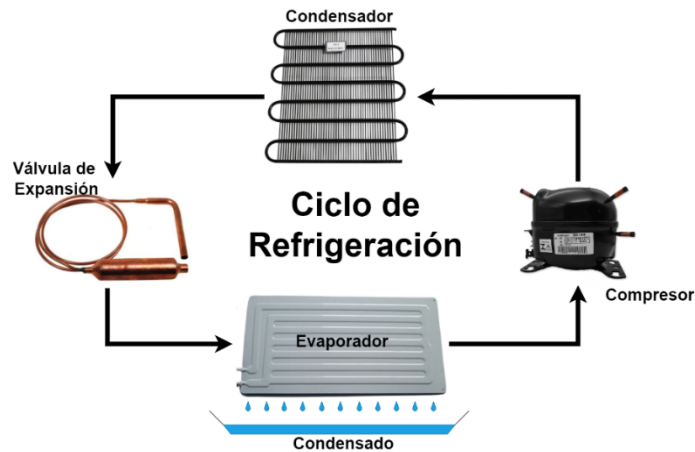


Figura 39. Esquema del Ciclo de Refrigeración [Fuente Propia].

3.1 Evaluación de las Condiciones de Trabajo

La zona donde se evaluará el prototipo es en la ciudad de Quito-Ecuador, y cuyos datos meteorológicos proporcionados por la estación de la Escuela Politécnica Nacional del año 2023 son los siguientes [39]:

- Temperatura Ambiental = $23,84$ [$^{\circ}\text{C}$]
- Humedad Relativa = $77,59$ [%]
- Presión Atmosférica = $72,63$ [kPa]

El prototipo se aplica en el laboratorio y se genera una producción de condensado de:

- Volumen de Producción de Agua = 3 [*litros/día*]

Se asume la temperatura de la superficie del evaporador y el factor de By-Pass y son:

- Temperatura del Evaporador; $T_{eva} = 0$ [$^{\circ}\text{C}$]
- Factor de By-Pass; $F.B. = 0,25$

3.1.1 Variables de Entrada del Proceso

Las variables de entrada del aire húmedo a condiciones atmosféricas son:

- Temperatura de Entrada; $T_1 = 23,84$ [°C]
- Humedad Relativa de Entrada; $\Phi_1 = 77,59$ [%]

3.1.1.1 Humedad Absoluta de Entrada (ω_1)

La humedad absoluta de entrada se obtiene con la Ecuación 3, sin embargo, se debe realizar el siguiente proceso:

3.1.1.1.1 Presión de Vapor Saturado (P_{g_1})

La presión de vapor saturado se obtiene con la Ecuación 2:

$$P_{g_1} = 6,112 \times 10^{-1} * \exp\left(\frac{17,67 * T_1}{T_1 + 243,5}\right)$$

$$P_{g_1} = 6,112 \times 10^{-1} * \exp\left(\frac{17,67 * 23,84}{23,84 + 243,5}\right)$$

$$P_{g_1} = 2,955 \text{ [kPa]}$$

3.1.1.1.2 Presión de Vapor (P_{v_1})

Utilizando la Ecuación 4, la presión de vapor es igual a:

$$P_{v_1} = \frac{\Phi_1 * P_{g_1}}{100 \%}$$

$$P_{v_1} = \frac{77,59 * 2,955}{100 \%}$$

$$P_{v_1} = 2,293 \text{ [kPa]}$$

Utilizando los resultados anteriores en Ecuación 3, la humedad absoluta es igual a:

$$\omega_1 = \frac{0,622 * P_{v_1}}{P - P_{v_1}}$$

$$\omega_1 = \frac{0,622 * 2,293}{72,63 - 2,293}$$

$$\omega_1 = 20,273 * 10^{-3} \left[\frac{\text{kg } H_2O}{\text{kg aire seco}} \right]$$

3.1.1.2 Entalpía del Aire Húmedo (h_1)

Se determina con la Ecuación 18, la entalpía del aire húmedo el punto 1 es:

$$h_1 = C_{p_{aire}} * T_1 + \omega_1 * h_{g_{agua_1}}; h_{g_{agua_1}} @ T_1; x=1$$

$$h_1 = 1005 * 23,84 + 20,273 * 10^{-3} * 2,544 * 10^6$$

$$h_1 = 75527 \left[\frac{J}{kg \text{ aire seco}} \right]$$

3.1.2 Variable de Salida del Proceso

Las variables de salida del aire húmedo que atravesaron el evaporador son:

3.1.2.1 Temperatura de Salida (T_2)

Utilizando la Ecuación 20, se obtiene que la temperatura de salida es igual a:

$$T_2 = F.B.* (T_1 - T_{eva}) + T_{eva}$$

$$T_2 = 0,25 * (23,84 - 0) + 0$$

$$T_2 = 5,96 [^{\circ}C]$$

3.1.2.1.1 Punto de Rocío (T_{pr})

La temperatura de salida debe ser menor al punto de rocío, según la Ecuación 5 y los datos del Software EES (Engineering Equation Solver) el punto de rocío es igual a:

$$T_{pr} = T_{sat @ P_v}$$

$$T_{pr} = T_{sat @ 2,293 [kPa]}$$

$$T_{pr} = 19,69 [^{\circ}C]$$

Se confirma que la temperatura de salida (T_2) es menor que el punto de rocío (T_{pr}).

3.1.2.2 Humedad Relativa de Salida (Φ_2)

El aire húmedo que atravesó el evaporador debe estar saturado, por lo cual, la humedad relativa de salida es igual a:

$$\Phi_2 = 100 [\%]$$

3.1.2.3 Humedad Absoluta de Salida (ω_2)

La humedad absoluta de salida se obtiene con la Ecuación 3, sin embargo, se debe realizar el siguiente proceso:

3.1.2.3.1 Presión de Vapor Saturado (P_{g_2})

La presión de vapor saturado se obtiene con la Ecuación 2:

$$P_{g_2} = 6,112 \times 10^{-1} * \exp\left(\frac{17,67 * T_2}{T_2 + 243,5}\right)$$

$$P_{g_2} = 6,112 \times 10^{-1} * \exp\left(\frac{17,67 * 5,96}{5,96 + 243,5}\right)$$

$$P_{g_2} = 0,932 \text{ [kPa]}$$

3.1.2.3.2 Presión de Vapor (P_{v_2})

Utilizando la Ecuación 4, la presión de vapor es igual a:

$$P_{v_2} = \frac{\Phi_2 * P_{g_2}}{100 \%}$$

$$P_{v_2} = \frac{100 * 0,932}{100 \%}$$

$$P_{v_2} = 0,932 \text{ [kPa]}$$

Utilizando los resultados anteriores en la Ecuación 3, la humedad absoluta es igual a:

$$\omega_2 = \frac{0,622 * P_{v_2}}{P - P_{v_2}}$$

$$\omega_2 = \frac{0,622 * 0,932}{72,63 - 0,932}$$

$$\omega_2 = 8,087 * 10^{-3} \left[\frac{\text{kg } H_2O}{\text{kg aire seco}} \right]$$

3.1.2.4 Entalpía del Aire Húmedo (h_2)

Se determina con la Ecuación 18, la entalpía del aire húmedo el punto es:

$$h_2 = C_{p_{\text{aire}}} * T_2 + \omega_2 * h_{g_{\text{agua}_2}}; h_{g_{\text{agua}_2}} @ T_2; x=1$$

$$h_2 = 1005 * 5,96 + 8,087 * 10^{-3} * 2,511 * 10^6$$

$$h_2 = 26299 \left[\frac{\text{J}}{\text{kg aire seco}} \right]$$

3.1.3 Variable de la Condensación del Proceso

Las variables correspondientes al agua condensada son:

3.1.3.1 Temperatura del Agua (T_{agua})

La temperatura del agua condensada es igual a:

$$T_{agua} = T_2$$

$$T_{agua} = 5,96 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

3.1.3.2 Entalpía de Líquido Saturado del Agua ($h_{f_{agua}}$)

La entalpía del líquido saturado del agua condensada utilizando del Software EES y es igual a:

$$h_{f_{agua}} = h_f @ T_{agua}$$

$$h_{f_{agua}} = h_f @ 5,96 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$h_{f_{agua}} = 25051,896 \left[\frac{J}{kg H_2O} \right]$$

3.1.3.3 Flujo Másico del Agua Condensada (\dot{m}_{agua})

El flujo másico del condensado obtenido para una producción de 24 horas al día y la densidad del agua a la temperatura ambiental ($\rho_{agua}=0,999 \text{ [kg/litros]}$) es la siguiente:

$$\dot{m}_{agua} = 3 \left[\frac{\text{litros}}{\text{día}} \right] * \left(\frac{1 \text{ día}}{24 \text{ h}} * \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} \right) * 0,999 \left[\frac{\text{kg}}{\text{litros}} \right]$$

$$\dot{m}_{agua} = 34,72 * 10^{-6} \left[\frac{\text{kg } H_2O}{s} \right]$$

3.1.3.4 Flujo Másico del Aire Seco (\dot{m}_a)

El flujo másico del aire seco se determina con la Ecuación 14 y es igual a:

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{m}_{agua}}{\omega_1 - \omega_2}$$

$$\dot{m}_a = \frac{34,72 * 10^{-6}}{(20,273 - 8,087) * 10^{-3}}$$

$$\dot{m}_a = \dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} = 2,849 * 10^{-3} \left[\frac{\text{kg aire seco}}{s} \right]$$

3.2 Cálculo de la Carga Térmica (\dot{Q}_{eva})

La carga térmica necesario para condensar 3 litros de agua por día, se utilizará los datos de la Tabla 9 de las propiedades obtenidos del software EES en la Ecuación 23.

Tabla 9. Propiedades Termodinámicas del Agua y el Aire [40].

Parámetros	Simbología	Unidad	Valor
Aire			
Calor Específico del Aire @ $T_1 = 23,84$ [°C]	$C_{p\ aire}$	$\left[\frac{J}{kg \cdot ^\circ C}\right]$	1005
Agua			
Calor Latente de Vaporización @ $T_{pr} = 19,69$ [°C]	$h_{fg\ agua}$	$\left[\frac{J}{kg}\right]$	$2,454 \cdot 10^6$
Calor Específico del Líquido @ $T_f = 9,844$ [°C]	C_{pl}	$\left[\frac{J}{kg \cdot ^\circ C}\right]$	4188

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_{agua} * \left[C_{p\ aire} * \frac{(1 - F.B.) * (T_1 - T_{eva})}{\omega_1 - \omega_2} + h_{fg\ agua} + 0,68 * C_{pl} * (T_{pr} - T_{eva}) \right]$$

$$\dot{Q}_{eva} = 34,72 * 10^{-6} * \left[1005 * \frac{(1-0,25)*(23,84-0)}{(20,273-8,087)*10^{-3}} + 2,454 * 10^6 + 0,68 * 4188 * (23,84 - 0) \right]$$

$$\dot{Q}_{eva} = 139,39 [W]$$

3.3 Selección de Refrigerante

El gas refrigerante R-134a es un refrigerante hidrofluorocarbono (HFCs) es el reemplazo del gas refrigerante R-12. Este gas es utilizado en sistemas de refrigeración domésticos y comerciales, y en unidades de aire acondicionado en el mercado sin agotar la capa de ozono en el proceso. En el ANEXO I se observa la ficha técnica del Gas R-134a.

3.4 Cálculo de la Tasa del Calor liberado por el Proceso (\dot{Q}_{conde}) y la Potencia del Compresor ($\dot{W}_{compresor}$)

Para determinar la tasa del calor liberado por el proceso y la potencia del compresor, se utilizará los siguientes datos:

- Carga térmica; $\dot{Q}_{eva} = 139,39 [W]$
- El refrigerante utilizado es el R-134a
- La temperatura del evaporador; $T_{eva} = 0 [^\circ C]$
- Asumiendo la temperatura saturación del condensador; $T_{conde} = 60 [^\circ C]$
- La eficiencia térmica del compresor igual a 65 [%] según la sección 2.7.1.

La Figura 40 y Figura 41 son los diagramas termodinámicos de ciclo de refrigeración para el gas refrigerante R-134a. Se observa las propiedades de temperatura, presión, entalpía y entropía específica en los diagramas y en la Tabla 10.

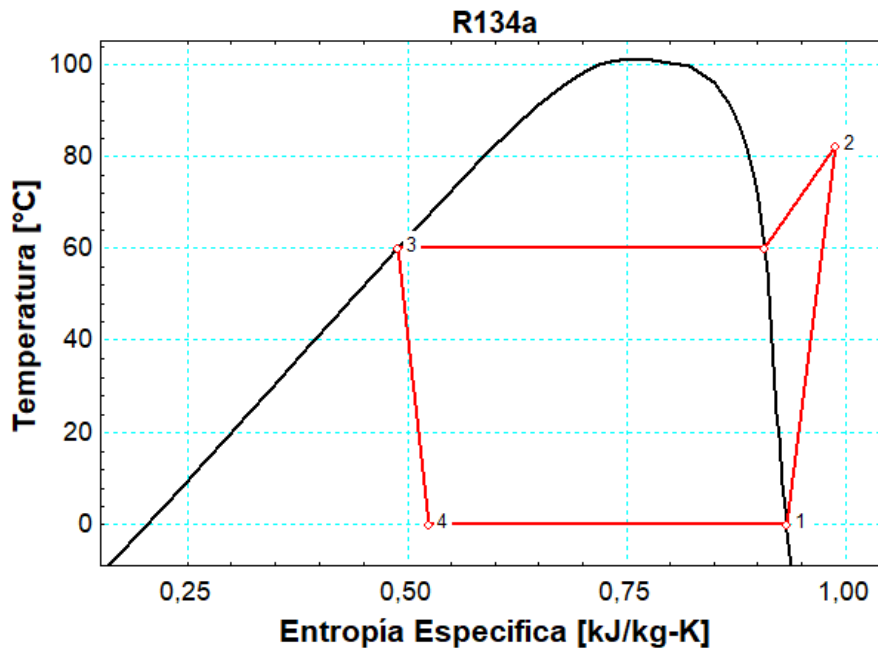


Figura 40. Diagrama de T vs s del R-134a [Fuente Propia].

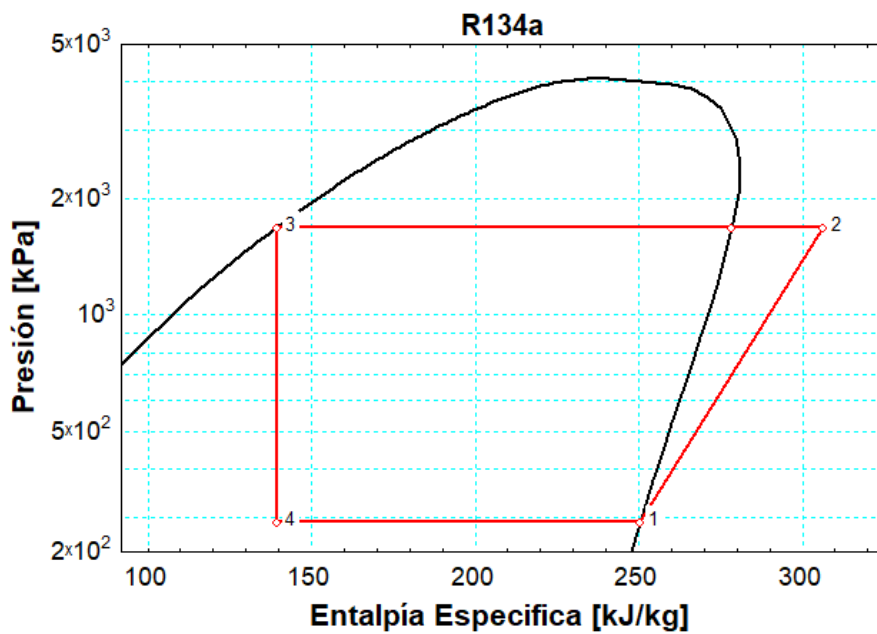


Figura 41. Diagrama de P vs h del R-134a [Fuente Propia].

Tabla 10. Propiedades Termodinámicas del Refrigerante R-134a [40].

Parámetros	Simbología	Unidad	Valor			
			Puntos			
			1	2	3	4
Temperatura	T	[°C]	0	82,27	60	0
Presión	P	[kPa]	293	1683	1683	293
Entalpía Específica	h	$\left[\frac{J}{kg}\right]$	$250,5 \cdot 10^3$	$306,3 \cdot 10^3$	$139,4 \cdot 10^3$	$139,4 \cdot 10^3$
Entropía Específica	s	$\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$	$0,9314 \cdot 10^3$	$0,9877 \cdot 10^3$	$0,4892 \cdot 10^3$	$0,5247 \cdot 10^3$

El flujo masico del refrigerante R-134a según la Ecuación 27 es igual a:

$$\dot{m}_{refri} = \frac{\dot{Q}_{eva}}{(h_1 - h_4)}$$

$$\dot{m}_{refri} = \frac{139,39}{(250,5 - 139,4) \cdot 10^3}$$

$$\dot{m}_{refri} = 1,255 \cdot 10^{-3} \left[\frac{kg}{s}\right]$$

El calor liberado del proceso en el condensador con la Ecuación 25 es igual a:

$$\dot{Q}_{conde} = \dot{m}_{refri} \cdot (h_2 - h_3)$$

$$\dot{Q}_{conde} = 1,255 \cdot 10^{-3} \cdot (306,3 - 139,4) \cdot 10^3$$

$$\dot{Q}_{conde} = 209,48 [W]$$

Y la potencia del compresor necesaria del sistema con la Ecuación 24:

$$\dot{W}_{compresor} = \dot{Q}_{conde} - \dot{Q}_{eva}$$

$$\dot{W}_{compresor} = 209,48 - 139,39$$

$$\dot{W}_{compresor} = 70,09 [W]$$

En la Figura 42, se muestra los resultados de la tasa de calor liberado y la potencia del compresor.

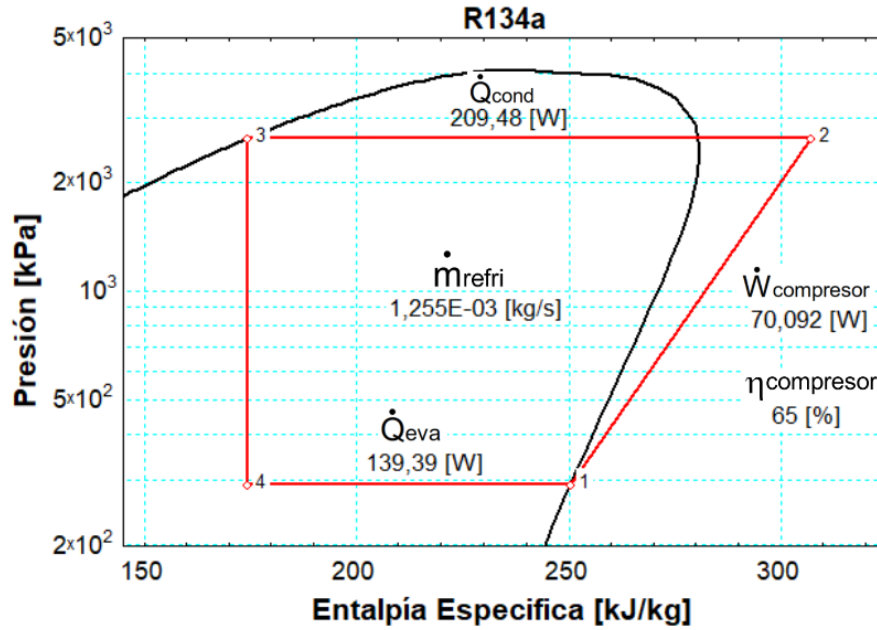


Figura 42. Resultados del Ciclo de Refrigeración [Fuente Propia].

3.5 Dimensionamiento del Evaporador

En la Figura 43 se muestra el esquema de las temperaturas de los fluidos caliente (Aire) y frío (R-134a) en el proceso de condensación del vapor de agua. Estos datos de temperaturas observados en el esquema pertenecen a la Tabla 11.

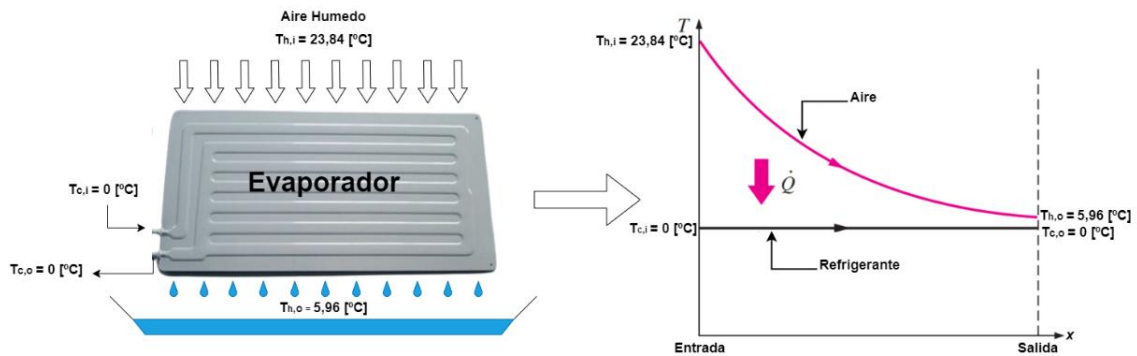


Figura 43. Esquema de las Temperaturas en el Evaporador [Fuente Propia].

Tabla 11. Temperaturas de los Fluidos en el Evaporador [Fuente Propia].

Parámetros	Simbología	Unidad	Fluido	
			Caliente (Aire)	Frío (R-134a)
			T_h	T_c
Temperatura de Entrada	T_i	[°C]	23,84	0
Temperatura de Salida	T_o	[°C]	5,96	0

3.5.1 Diferencia Media Logarítmica de Temperatura del Evaporador ($\Delta T_{ml\,eva}$)

Utilizando la Ecuación 31 y las temperaturas de las condiciones de trabajo de Tabla 11, la diferencia media logarítmica de temperatura en el evaporador es igual a:

$$\Delta T_{ml\,eva} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)}$$
$$\Delta T_{ml\,eva} = \frac{(23,84 - 0) - (5,96 - 0)}{\ln((23,84 - 0)/(5,96 - 0))}$$
$$\Delta T_{ml\,eva} = 12,90 [K] \text{ o } [^{\circ}C]$$

3.5.2 Cálculo del Coeficiente de Transferencia de Calor Exterior (Aire) del Evaporador ($h_{o\,eva}$)

Para determinar del coeficiente de transferencia de calor exterior se utilizará la Ecuación 33, para un evaporador de placa plana que se posiciona en forma horizontal como se muestra en Figura 44.

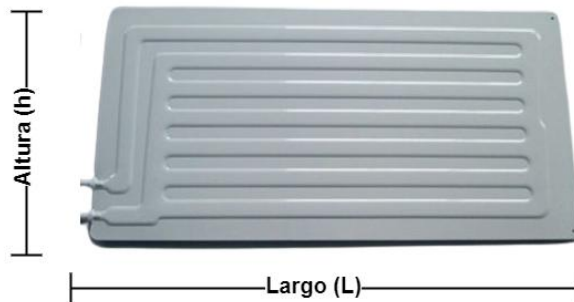


Figura 44. Posición del Evaporador de Placa Plana [Fuente Propia].

Por la posición del evaporador, la longitud de la altura se utilizará para los cálculos posteriores. Y observando el equipo en el mercado, se utilizará una altura de $Altura (h) = 0,5 [m]$ [41].

$$\frac{1}{h_{o\,eva}} = \frac{1}{h_l} + \frac{Z_g}{h_g}$$

3.5.2.1 Coeficiente de Transferencia de Calor por el Condensado (h_l)

Se utiliza la Ecuación 39 para determinar la temperatura de película de vapor:

$$T_{f\,vapor} = \frac{T_{eva} + T_{pr}}{2}$$

$$T_{f\ vapor} = \frac{0 + 19,69}{2}$$

$$T_{f\ vapor} = 9,84\ [^{\circ}C]$$

Esta temperatura de película se utilizará para determinar las propiedades termodinámicas que se muestra en la Tabla 12.

Tabla 12. Propiedades Termodinámicas del Condensado del Agua [40].

Propiedad	Símbolos	Unidad	Valor
Temperatura de saturación	T_{sat}	[$^{\circ}C$]	19,69
Temperatura de superficie	T_s	[$^{\circ}C$]	0
Temperatura de película del vapor	$T_{f\ vapor}$	[$^{\circ}C$]	9,84
Gravedad	g	$\left[\frac{m}{s^2}\right]$	9,81
Densidad del líquido @ $T_{f\ vapor}$	ρ_l	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$	999,71
Densidad del gas @ $T_{f\ vapor}$	ρ_v	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$	$9,313 \cdot 10^{-3}$
Conductividad térmica del líquido @ $T_{f\ vapor}$	k_l	$\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$	0,567
Viscosidad del líquido @ $T_{f\ vapor}$	μ_l	$\left[\frac{kg}{m \cdot s}\right]$	$1,313 \cdot 10^{-3}$
Viscosidad cinemática del líquido @ $T_{f\ vapor}$	ν_l	$\left[\frac{m^2}{s}\right]$	$1,313 \cdot 10^{-6}$
Calor latente modificado de vaporización	h_{fg}^*	$\left[\frac{J}{kg}\right]$	$2533 \cdot 10^3$

3.5.2.1.1 Espesor del Condensado en la Placa Vertical (δ)

Empleando la Ecuación 38, el espesor del condensado es igual a:

$$\delta = \left[\frac{4 * \mu_l * k_l * (T_{sat} - T_s) * L}{g * \rho_l (\rho_l - \rho_v) * h_{fg}^*} \right]^{\frac{1}{4}}$$

$$\delta = \left[\frac{4 * (1,313 * 10^{-3}) * (0,567) * (19,69 - 0) * (0,5)}{9,81 * (999,71) * (999,71 - 9,313 * 10^{-3}) * (2533 * 10^3)} \right]^{\frac{1}{4}}$$

$$\delta = 185,342 * 10^{-6}$$

3.5.2.1.2 Número de Reynolds (Re)

Se calcula el número de Reynolds según la Ecuación 36 para identificar si el fluido es laminar sin ondas o laminar ondulado, por lo cual el número es igual a:

$$Re = \frac{4 * g * \rho_l * (\rho_l - \rho_v) * \delta^3}{3 * \mu_l^2}$$

$$Re = \frac{4 * 9,81 * 999,71 * (999,71 - 9,313 * 10^{-3}) * (185,361 * 10^{-6})^3}{3 * (1,313 * 10^{-3})^2}$$

$$Re = 48,313$$

El número de Reynolds es mayor a 30, el flujo es laminar ondulado, por lo cual, el número de Reynolds se calcula con la Ecuación 37:

$$Re = \left[4,81 + \frac{3,70 * L * k_l * (T_{sat} - T_s)}{\mu_l * h_{fg}^*} * \left(\frac{g}{v_l^2} \right)^{1/3} \right]^{0,820}$$

$$Re = \left[4,81 + \frac{3,70 * (0,5) * (0,567) * (19,69 - 0)}{(1,313 * 10^{-3}) * (2533 * 10^3)} * \left(\frac{9,81}{(1,313 * 10^{-6})^2} \right)^{1/3} \right]^{0,820}$$

$$Re = 49,204 > 30$$

El coeficiente de transferencia del condensado se calcula con la Ecuación 35:

$$h_l = \frac{Re * k_l}{1,08 * Re^{1,22} - 5,2} * \left(\frac{g}{v_l^2} \right)^{1/3}$$

$$h_l = \frac{(49,204) * (0,567)}{1,08 * (49,204)^{1,22} - 5,2} * \left(\frac{9,81}{(1,313 * 10^{-6})^2} \right)^{1/3}$$

$$h_l = 4151,003 \left[\frac{W}{m^2 * K} \right]$$

3.5.2.2 Coeficiente de Transferencia de Calor por el Aire (h_g)

La temperatura de película de la Ecuación 42 se utilizará para determinar las propiedades termodinámicas que se muestra en la Tabla 13.

Tabla 13. Propiedades Termodinámicas del Aire [40].

Propiedad	Símbolos	Unidad	Valor
Temperatura de los Alrededores	T_{∞}	[°C]	23,84
Temperatura de la Superficie	T_s	[°C]	0
Temperatura de Película del Aire Para el Evaporador	$T_{f_{Air}}$	[°C]	11,92
Gravedad	g	$\left[\frac{m}{s^2} \right]$	9,81
Calor específico del gas @ $T_{f_{Air}}$	C_{pg}	$\left[\frac{J}{kg * K} \right]$	1005
Coeficiente de Expansión Volumétrica @ $T_{f_{Air}}$	β	$\left[\frac{1}{K} \right]$	$3,515 * 10^{-3}$
Número de Prandtl @ $T_{f_{Air}}$	Pr_{air}	[-]	0,709
Viscosidad Cinemática @ $T_{f_{Air}}$	ν_{air}	$\left[\frac{m^2}{s} \right]$	$20,06 * 10^{-6}$
Difusividad Térmica del Aire @ $T_{f_{Air}}$	α_{air}	$\left[\frac{m^2}{s} \right]$	$28,29 * 10^{-6}$
Conductividad Térmica del Aire @ $T_{f_{Air}}$	k_{air}	$\left[\frac{W}{m * K} \right]$	$25,26 * 10^{-3}$

Se utiliza la Ecuación 42 para determinar la temperatura de película de aire:

$$T_{f_{Air}} = \frac{T_{\infty} + T_s}{2}$$

$$T_{f_{Air}} = \frac{23,84 + 0}{2}$$

$$T_{f_{Air}} = 11,92 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$$

3.5.2.2.1 Número de Rayleigh (Ra_L)

El número de Rayleigh se determina con la Ecuación 41:

$$Ra_L = \frac{g * \beta * (T_{\infty} - T_s) * L_c^3}{\nu_{air} * \alpha_{air}}$$

$$Ra_L = \frac{9,81 * (3,515 * 10^{-3}) * (23,84 - 0) * (0,5)^3}{(20,06 * 10^{-6}) * (28,29 * 10^{-6})}$$

$$Ra_L = 181090836,078$$

El coeficiente de transferencia de calor por el aire según la Ecuación 40 es igual a:

$$h_g = \frac{k_{air}}{L_c} * \left\{ 0,6 + \frac{0,387 * Ra_L^{1/6}}{[1 + (0,492/Pr_{air})^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$$

$$h_g = \frac{25,26 * 10^{-3}}{0,5} * \left\{ 0,6 + \frac{0,387 * (181090836,078)^{1/6}}{[1 + (0,492/0,709)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$$

$$h_g = 3,685 \left[\frac{W}{m^2 * K} \right]$$

3.5.2.3 Relación de Transferencia de Calor del Aire Sobre la transferencia de Calor Total (Z_g)

El coeficiente Z_g se calcula según la Ecuación 34 y resultado obtenidos en la sección 3.1:

$$Z_g = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{agua} + \dot{m}_a} * C_{p_g} * \frac{\Delta T_g}{\Delta h_m}$$

$$Z_g = \frac{2,849 * 10^{-3}}{34,72 * 10^{-6} + 2,849 * 10^{-3}} * 1005 * \frac{(23,84 - 5,96)}{75527 - 26299}$$

$$Z_g = 0,3605$$

El coeficiente de transferencia calor exterior del evaporador ($h_{o_{eva}}$) se determina con la Ecuación 33 y es igual a:

$$h_{o\,eva} = \left(\frac{1}{h_l} + \frac{Z_g}{h_g} \right)^{-1}$$

$$h_{o\,eva} = \left(\frac{1}{4151,003} + \frac{0,3605}{3,685} \right)^{-1}$$

$$h_{o\,eva} = 10,197 \left[\frac{W}{m^2 * K} \right]$$

3.5.3 Cálculo del Coeficiente de Transferencia de Calor Interior (Refrigerante) del Evaporador ($h_{i\,eva}$)

Las propiedades termodinámicas del gas refrigerante R-134a a una temperatura de 0 [°C] y asumiendo una temperatura de pared igual a 1 [°C] y se presenta en la Tabla 15. El coeficiente de transferencia calor interior del evaporador ($h_{i\,eva}$) se determina según la Ecuación 43 y es igual a:

Tabla 14. Propiedades Termodinámicas del Refrigerante [40].

Propiedades	Símbolos	Unidad	Valor
Temperatura del Refrigerante en el Evaporador	T_s	[°C]	0
Calor específico del refrigerante en estado líquido	C_{pL}	$\left[\frac{J}{kg * K} \right]$	1341
Conductividad térmica del refrigerante	k_L	$\left[\frac{W}{m * K} \right]$	$94,62 * 10^{-3}$
Densidad del refrigerante en estado líquido	ρ_L	$\left[\frac{kg}{m^3} \right]$	1295
Densidad del refrigerante en estado gaseoso	ρ_g	$\left[\frac{kg}{m^3} \right]$	14,44
Tensión Superficial	σ	$\left[\frac{N}{m} \right]$	$11,42 * 10^{-3}$
Viscosidad dinámica del líquido	μ_l	[Pa * s]	$265,5 * 10^{-6}$
Calor latente de vaporización	h_{fg}	$\left[\frac{J}{kg} \right]$	$198,596 * 10^3$
Temperatura de la superficie de la pared	T_w	[°C]	1
Presión de Saturación Correspondiente @ T_w	P_w	[Pa]	$303,772 * 10^3$
Presión de Saturación Correspondiente @ T_s	P_s	[Pa]	$293,007 * 10^3$

$$h_{i\,eva} = 1,22 * 10^{-3} \left[\frac{C_{pl}^{0,45} * k_L^{0,79} * \rho_L^{0,49}}{\sigma^{0,5} * \mu_L^{0,29} * (h_{fg} * \rho_g)^{0,24}} \right] * (T_w - T_s)^{0,24} * (P_w - P_s)^{0,75}$$

$$h_{i\,eva} = 1,22 * 10^{-3} \left[\frac{(1341)^{0,45} * (94,62 * 10^{-3})^{0,79} * (1295)^{0,49}}{(11,42 * 10^{-3})^{0,5} * (2,655 * 10^{-4})^{0,29} * (198,59 * 10^3 * 14,44)^{0,24}} \right]$$

$$* (0,5 - 0)^{0,24} * ((303,772 - 293,007) * 10^3)^{0,75}$$

$$h_{i\,eva} = 492,056 \left[\frac{W}{m^2 * K} \right]$$

3.5.4 Cálculo del Coeficiente Global de Transferencia de Calor del Evaporador (U_{eva})

Utilizando la Ecuación 32 y los resultados obtenidos previamente se obtiene que el coeficiente global de transferencia de calor del evaporador. Se toma en cuenta que el material utilizado en el intercambiador contiene una alta conductividad térmica y asumiendo que el área externa e interna son similares, por lo tanto, el coeficiente se indica a continuación:

$$U_{eva} = \left(\frac{1}{h_{i\,eva}} + \frac{1}{h_{o\,eva}} \right)^{-1}$$
$$U_{eva} = \left(\frac{1}{492,056} + \frac{1}{10,197} \right)^{-1}$$
$$U_{eva} = 9,989 \left[\frac{W}{m^2 * K} \right]$$

3.5.5 Selección del Evaporador

Con los cálculos realizados previamente, se determina el área de transferencia de calor del evaporador para la producción de 3 litros de agua. Utilizando la Ecuación 30 como se indica a continuación:

$$A_{s\,eva} = \frac{\dot{Q}_{eva}}{U_{eva} * \Delta T_{ml\,eva}}$$
$$A_{s\,eva} = \frac{139,39}{9,989 * 12,9}$$
$$A_{s\,eva} = 1,082 [m^2]$$

Por lo tanto, el área superficial de transferencia de calor del evaporador necesaria ($A_{s\,eva}$) es igual a 1,082 [m]. Empleando un factor de seguridad ($F.S$) del 10 % para considerar las incertidumbres presentes en el proceso de cálculo y en el uso de las propiedades termodinámicas del software EES. Con la Ecuación 59 para determinar el área real del evaporador.

$$A_{real\,eva} = F.S * A_{s\,eva}$$

Ecuación 59. Factor de Seguridad del Evaporador [42].

El área real de evaporador ($A_{real\,eva}$) es igual a:

$$A_{real\,eva} = F.S * A_{s\,eva}$$

$$A_{seva} = 1,10 * 1,082$$

$$A_{seva} = 1,19 [m^2]$$

Observando en el mercado, se debe seleccionar un evaporador que tenga un área mínima de 1,19 [m²]. Considerando utilizar un evaporador de doble cara, la longitud del evaporador es igual a:

$$Largo (L) = \frac{A_{seva}}{2 * Altura (h)}$$

$$Largo (L) = \frac{1,19}{2 * 0,5}$$

$$Largo (L) = 1,19 [m]$$

La Figura 45 presenta las dimensiones que debe tener el evaporador para condensar 3 litros de agua al día. En la Tabla 17, se observa las características de un evaporador roll bond de doble cara que tiene un área total de 1,287 [m²]. En el ANEXO II se encuentra la ficha técnica del evaporador seleccionado.



Figura 45. Dimensiones de un Evaporador de Placa Plana [Fuente Propia].

Tabla 15. Características del Evaporador Roll Bond de Doble Cara [41].

Placa Evaporadora de Refrigerador EV10	
	Estructura
	Ancho: 550 [mm]
	Longitud: 1170 [mm]
	Espesor de la placa: 1,4 [mm]
	Espesor del revestimiento: 40-90 [um]
Tamaño	
Material	Aluminio

3.6 Dimensionamiento del Condensador

En la Figura 46 se muestra el esquema de las temperaturas de los fluidos caliente (R-134a) y frío (Aire) en el proceso de condensación del vapor de agua. Estos datos de temperaturas observados en el esquema pertenecen a la Tabla 16, asumiendo una temperatura de salida del aire ($T_{h,o}$) promedio entre la temperatura del fluido caliente y la temperatura de frío ($T_{c,i}$).

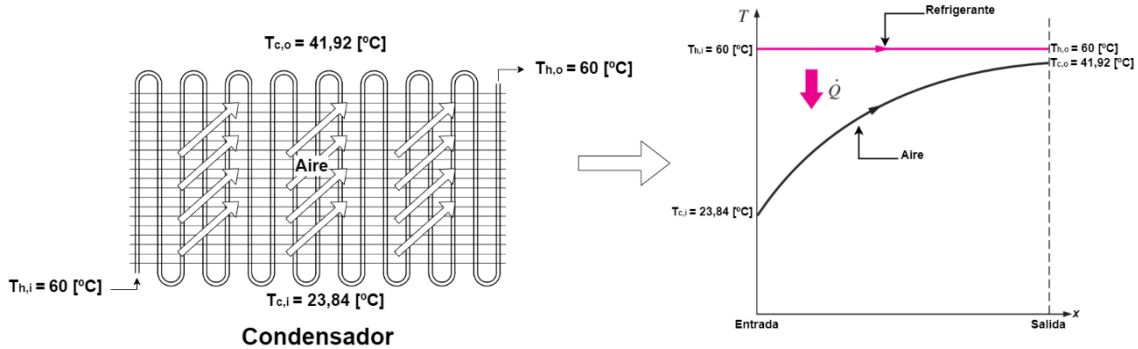


Figura 46. Esquema de las Temperaturas en el Condensador [Fuente Propia].

Tabla 16. Temperaturas de los Fluidos en el Condensador [Fuente Propia].

Parámetros	Simbología	Unidad	Fluido	
			Frío (Aire)	Caliente (R-134a)
			T_c	T_h
Temperatura de Entrada	T_i	[°C]	23,84	60
Temperatura de Salida	T_o	[°C]	41,92	60

Para el cálculo de posteriores se utiliza la posición del condensador de la Figura 47. Utilizando un ancho del condensador igual a 0,485 [m] y un diámetro de tubería igual a 4,76 [mm], según datos observados en el mercado [41].

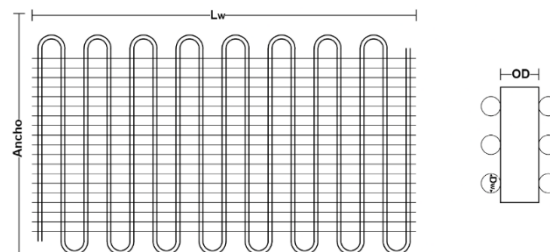


Figura 47. Posición del Condensador de Tubo con Alambres [Fuente Propia].

3.6.1 Diferencia Media Logarítmica de Temperatura del Condensador ($\Delta T_{ml_{conde}}$)

Utilizando la Ecuación 31 y las temperaturas de las condiciones de trabajo de la Tabla 16, la diferencia media logarítmica de temperatura en el condensador es igual a:

$$\Delta T_{ml_{conde}} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)}$$

$$\Delta T_{ml_{conde}} = \frac{(60 - 23,84) - (60 - 41,92)}{\ln(60 - 23,84) / (60 - 41,92)}$$

$$\Delta T_{ml_{conde}} = 26,084 [K] \text{ o } [^{\circ}C]$$

3.6.2 Cálculo del Coeficiente de Transferencia de Calor Interior (Refrigerante) del Condensador ($h_{i_{cond}}$)

Las propiedades termodinámicas del gas refrigerante R-134a a una temperatura de saturación de 60 [$^{\circ}C$] se presenta en la Tabla 17.

Tabla 17. Propiedades Termodinámicas del Refrigerante [40].

Propiedad	Símbolos	Unidad	Valor
Temperatura del Refrigerante en el Condensador	T_{sat}	[$^{\circ}C$]	60
Conductividad Térmica del Refrigerante	k_L	$\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$	$64,74 \cdot 10^{-3}$
Densidad del Refrigerante en Estado Líquido	ρ_L	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$	1053
Densidad del Refrigerante en Estado Gaseoso	ρ_g	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$	87,46
Viscosidad Dinámica del Gas	μ_g	[Pa * s]	$13,90 \cdot 10^{-6}$
Viscosidad Dinámica del Líquido	μ_L	[Pa * s]	$123,58 \cdot 10^{-6}$
Número de Prandtl del líquido	Pr_L	[-]	3,169

3.6.2.1.1 Número de Reynolds (Re_L)

Utilizando la Ecuación 51 para un diámetro interior (ID) igual a 4,76 [mm] y el dato del flujo masico del refrigerante de la sección 3.4. El número de Reynolds es igual a:

$$Re_L = \frac{4 * \dot{m}_{refri}}{\pi * ID * \mu_L}$$

$$Re_L = \frac{4 * (1,255 * 10^{-3})}{\pi * (4,76 * 10^{-3}) * (123,58 * 10^{-6})}$$

$$Re_L = 2715,8$$

Utilizando la Ecuación 50, el coeficiente de transferencia de calor interior del condensador es igual:

$$\frac{h_{i\text{conde}}}{k_L} \left(\frac{\mu_L^2}{\rho_L * (\rho_L - \rho_g) * g} \right)^{1/3} =$$

$$1,33 * Re_L^{-1/3} + 9,56 * 10^{-6} * Re_L^{0,89} * Pr_L^{0,94} + 8,22 * 10^{-2}$$

$$\frac{h_{i\text{conde}}}{64,74 * 10^{-3}} \left(\frac{(123,58 * 10^{-6})^2}{1053 * (1053 - 87,46) * 9,81} \right)^{1/3} =$$

$$1,33 * (2715,8)^{-1/3} + 9,56 * 10^{-6} * (2715,8)^{0,89} * (3,169)^{0,94} + 8,22 * 10^{-2}$$

$$h_{i\text{conde}} = 1177,77 \left[\frac{W}{m^2 * K} \right]$$

3.6.3 Cálculo del Coeficiente de Transferencia de Calor Exterior (Aire) del Condensador ($h_{o\text{conde}}$)

Para determinar del coeficiente de transferencia de calor exterior se utilizará la Ecuación 52:

$$h_{o\text{conde}} = h_{conv} + h_{rad}$$

3.6.3.1 Coeficiente de Transferencia de Calor por Convección del Condensador (h_{conv})

Utilizando la Ecuación 55 para determinar la temperatura de película de vapor:

$$T_{f\text{Air}} = \frac{T_{\infty} + T_s}{2}$$

$$T_{f\text{Air}} = \frac{23,84 + 60}{2}$$

$$T_{f\text{Air}} = 41,92 [^{\circ}C]$$

Utilizando el diámetro exterior igual al diámetro interior y una longitud de característica igual a 0,485 [m]. El número de Rayleigh con la Ecuación 41:

$$Ra_L = \frac{g * \beta * (T_s - T_{\infty}) * L_c^3}{\nu_{air} * \alpha_{air}}$$

$$Ra_L = \frac{9,81 * (3,179 * 10^{-3}) * (60 - 23,84) * (0,485)^3}{(23,98 * 10^{-6}) * (34,00 * 10^{-6})}$$

$$Ra_L = 157840749,322$$

La temperatura de película se utilizará para determinar las propiedades termodinámicas que se muestra en la Tabla 18.

Tabla 18. Propiedades Termodinámicas del Aire [40].

Propiedad	Símbolos	Unidad	Valor
Temperatura de película del aire	$T_{f_{Air}}$	[°C]	41,92
Coefficiente de expansión volumétrica	β	$\left[\frac{1}{K}\right]$	$3,179 \cdot 10^{-3}$
Temperatura de los alrededores	T_{∞}	[°C]	23,84
Temperatura de la superficie	T_s	[°C]	60
Conductividad térmica del Aire	k_{air}	$\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$	$27,49 \cdot 10^{-3}$
Número de Prandtl	Pr_{air}	[-]	0,7052
Viscosidad cinemática	ν_{air}	$\left[\frac{m^2}{s}\right]$	$23,98 \cdot 10^{-6}$
Difusividad térmica del aire	α_{air}	$\left[\frac{m^2}{s}\right]$	$34,00 \cdot 10^{-6}$

3.6.3.1.1 Número de Grashof (Gr_L)

Utilizando la Ecuación 54, el número de Grashof es igual a:

$$Gr_L = \frac{g * \beta * (T_s - T_{\infty}) * L_c^3}{\nu_{air}^2}$$

$$Gr_L = \frac{9,81 * (3,179 * 10^{-3}) * (60 - 23,84) * (0,485)^3}{(23,98 * 10^{-6})^2}$$

$$Gr_L = 223817643,350$$

3.6.3.1.2 Número de Nusselt Para Cilindros Verticales (\overline{Nu})

El número de Nusselt para cilindros verticales con la Ecuación 53 se obtiene lo siguiente:

$$\overline{Nu} = \left\{ 0,6 + \frac{0,387 * Ra_L^{1/6}}{[1 + (0,492/Pr_{air})^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$$

$$\overline{Nu} = \left\{ 0,6 + \frac{0,387 * (157840749,322)^{1/6}}{[1 + (0,492/0,7052)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$$

$$\overline{Nu} = 69,94$$

Sin embargo, al analizar la condición de la Ecuación 53 se observa lo siguiente:

$$\frac{35 * L_c}{Gr_L^{1/4}} = \frac{35 * 0,485}{(223817643,350)^{1/4}}$$

$$\frac{35 * L_c}{Gr_L^{1/4}} = 138,8 [mm] > OD = 4,76 [mm]$$

Como la condición es mayor que el diámetro exterior, se procede a utilizar la Ecuación 56, por lo tanto, el número de Nusselt y el coeficiente de convección del condensador es igual a:

$$\frac{Nu_L}{Nu_{L,fp}} = 1 + 0,3 \left[32^{0,5} * Gr_L^{-0,25} * \frac{L}{D} \right]^{0,909}$$

$$\frac{Nu_L}{69,94} = 1 + 0,3 \left[32^{0,5} * (223817643,350)^{-0,25} * \frac{0,485}{0,00476} \right]^{0,909}$$

$$Nu_L = 159,4$$

$$Nu_L = \frac{\bar{h}_{conv} * 0,485}{27,49 * 10^{-3}} = 159,4$$

$$\bar{h}_{conv} = 9,032 \left[\frac{W}{m^2 * K} \right]$$

3.6.3.2 Coeficiente de Transferencia de Calor por Radiación del Condensador (h_{rad})

Utilizando la Ecuación 57 coeficiente de transferencia de calor por radiación del condensador:

$$h_{rad} = \varepsilon * \sigma * (T_s + T_{alred}) * (T_s^2 + T_{alred}^2)$$

$$h_{rad} = 0,87 * (5,67 * 10^{-8}) * (333,15 + 298,15) * (333,15^2 + 298,15^2)$$

$$h_{rad} = 6,176 \left[\frac{W}{m^2 * K} \right]$$

Y usando la Ecuación 52, el coeficiente de transferencia de calor exterior del condensador es igual a:

$$h_{o_{conde}} = h_{conv} + h_{rad}$$

$$h_{o_{conde}} = 9,032 + 6,176$$

$$h_{o_{conde}} = 15,209 \left[\frac{W}{m^2 * K} \right]$$

3.6.4 Cálculo del Coeficiente Global de Transferencia de Calor del Condensador (U_{conde})

Utilizando la Ecuación 48 y los resultados obtenidos previamente, se obtiene que el coeficiente global de transferencia de calor del condensador. Se toma en cuenta que el

material utilizado en el intercambiador contiene una alta conductividad térmica y asumiendo que el área externa e interna son similares, por lo tanto, el coeficiente se indica a continuación:

$$U_{conde} = \left(\frac{1}{h_{i_{conde}}} + \frac{1}{h_{o_{conde}}} \right)^{-1}$$

$$U_{conde} = \left(\frac{1}{1177,77} + \frac{1}{15,209} \right)^{-1}$$

$$U_{conde} = 15,015 \left[\frac{W}{m^2 * K} \right]$$

3.6.5 Selección del Condensador

Con los cálculos realizados previamente, se determina el área de transferencia de calor del condensador para la liberar el calor del sistema. Utilizando la Ecuación 46 con se indica a continuación:

$$A_{s_{conde}} = \frac{\dot{Q}_{conde}}{U_{conde} * \Delta T_{ml_{conde}}}$$

$$A_{s_{conde}} = \frac{209,5}{15,015 * 26,084}$$

$$A_{s_{conde}} = 0,535 [m^2]$$

Por lo tanto, el área superficial de transferencia de calor del condensador necesaria ($A_{s_{conde}}$) es igual a 0,535 [m]. Empleando un factor de seguridad ($F.S$) del 10 % para considerar las incertidumbres presentes en el proceso de cálculo y en el uso de las propiedades termodinámicas del software EES. Por lo tanto, se utilizará la Ecuación 60 para determinar el área real del evaporador.

$$A_{real_{conde}} = F.S * A_{s_{conde}}$$

Ecuación 60. Factor de Seguridad del Condensador [42].

Por lo tanto, el área real de condensador ($A_{real_{conde}}$) que se debe utilizar es igual a:

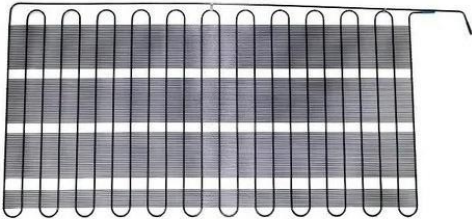
$$A_{real_{conde}} = F.S * A_{s_{conde}}$$

$$A_{real_{conde}} = 1,10 * 0,535$$

$$A_{real_{conde}} = 0,588 [m^2]$$

Observando en el mercado, se debe seleccionar un evaporador que tenga un área mínima de 0,588 [m²]. En la Tabla 19, se observa las características de un tubo alambre condensador modelo 1/3 que tiene un área total de 0,88 [m²]. En el ANEXO III se encuentra la ficha técnica del condensador seleccionado.

Tabla 19. Características del Parrilla de Condensador [41].

Tubo de Alambre Condensador Modelo 1/3 HP	
	Estructura
	Ancho: 485 [mm]
	Longitud: 1150 [mm]
	Diámetro del Tubo: 4,76 [mm]
	Longitud del Cable: 1160 [um]
	Diámetro del Alambre: 1,5 [mm]
Tamaño	Número del Alambre: 126

3.7 Selección de los Componentes de Compresor y Válvula de Expansión

3.7.1 Selección del Compresor

Utilizando los datos de la Tabla 10 y la Ecuación 58, el coeficiente de desempeño del refrigerador es igual a:

$$COP_R = \frac{\text{Salida Deseada}}{\text{Entrada Requerida}} = \frac{\dot{Q}_{eva}}{\dot{W}_{compresor}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

$$COP_R = \frac{250,5 - 139,4}{306,3 - 250,5}$$

$$COP_R = 1,989$$

El COP_R es igual a 1,989, para una selección adecuada del compresor, se utilizará un factor de seguridad del 10 % para considerar las incertidumbres de las propiedades termodinámicas proporcionadas por el Software EES. Se procede a utilizar la Ecuación 61.

$$COP_{Rreal} = F.S * COP_R$$

Ecuación 61. Factor de Seguridad del COP_R [42].

Por lo tanto, el coeficiente de desempeño del refrigerador real (COP_{Rreal}) que se debe utilizar es igual a:


$$COP_{R_{real}} = F.S * COP_R$$

$$COP_{R_{real}} = 1,10 * 1,989$$

$$COP_{R_{real}} = 2,188$$

El coeficiente de desempeño del refrigerador real ($COP_{R_{real}}$) es igual 2,188 y la capacidad de enfriamiento (\dot{Q}_{eva}) igual a 139,39 [W]. Se selecciona el compresor domestico de la marca Embraco, modelo EMIS30HHR, que posee un COP_R de 2,67 y una capacidad de enfriamiento de 434 [W] a una temperatura de evaporador de 0 [°C]. En la Tabla 20 se muestra las características principales del compresor extraídos de la ficha técnica que se encuentra en el ANEXO IV.

Tabla 20. Características del Compresor [43].

Ficha Técnica del Compresor Hermético de Pisto				
	Marca	Embraco	Máxima Presión / Temperatura de Condensación	Operación 14,2 [kgf/cm²] Pico 15,9 [kgf/cm²]
	Modelo	EMIS30HHR	Máxima Temperatura de las Bobinas	130 [°C]
	Referencia Comercial	1/10 hp	Capacidad de Enfriamiento	434 [W]
	Refrigerante	R-134a	Coeficiente de Desempeño del Refrigerador	2,67
	Voltaje y Frecuencia Nominal	115-127 / 60 [V / Hz]	Rango de Temperatura de Evaporación	-35°C a 15°C

3.7.2 Selección de la Válvula de Expansión

Utilizando el software Secop Capillary Tube y los datos de la Tabla 21, se obtiene las dimensiones recomendadas del tubo capilar que se muestra en la Figura 48 y en el reporte del ANEXO V.

Tabla 21. Datos de Entrada del software Secop Capillary Tube [Fuente Propia].

Parámetros	Simbología	Unidad	Valor
Carga Térmica	\dot{Q}_{eva}	[W]	139,39
Temperatura del Evaporador	T_{eva}	[°C]	0
Temperatura del Condensador	T_{conde}	[°C]	60
Refrigerante	—	—	R-134a

Secop Capillary Tube Selector

CapSel Version 1.0 Database 2.2

SECCOP

Input Data

Refrigerant: R134a

Heat load of the system: 139,39 W

Evaporating temperature: 0 °C

Condensing temperature: 60 °C

Return gas temperature: 0 °C

Capillary Tube Recommendation

Flow Rate: 14.4 l/min (N; at delta p 10 nbar)

Length	Inner Diameter
0.36 m	0.63 mm
0.61 m	0.70 mm
0.66 m	0.71 mm
1.19 m	0.80 mm
2.15 m	0.90 mm
3.64 m	1.00 mm
6.41 m	1.12 mm
9.05 m	1.20 mm
11.10 m	1.25 mm

Optimal selection is highlighted in yellow.

Homepage: www.secop.com

Help Print Settings

Figura 48. Selección del Tubo Capilar [Fuente Propia].

Según los resultados del software, se recomienda utilizar un tubo capilar con una longitud de 2,15 [m] y un diámetro interior 0,90 [mm].

4 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 Conclusiones

- Con el presente proyecto se ha cumplido el principal objetivo del Trabajo de Integración Curricular, esto es dimensionar un equipo para la obtención del agua potable por medio de la condensación de la humedad del aire, proponiendo un sistema de refrigeración doméstico como modelo.
- Se diseñó un sistema de refrigeración para condensar 3 litros de agua por día en la zona urbana de la ciudad de Quito. Este sistema domestico consta de un evaporador roll bond de doble cara con un área exterior total de 1,287 [m²], un condensador de tubo y alambres modelo 1/3 HP con un área exterior total de 0,88 [m²], un compresor hermético de pistón de la marca Embraco modelo EMIS30HHR, y tubo capilar con una longitud de 2,15 [m] y un diámetro interior de 0,90 [mm] para el correcto funcionamiento del sistema.
- El sistema de refrigeración planteado es normalmente utilizado en neveras domésticas y comerciales para enfriar y conservar alimentos y bebidas. Muchas marcas y modelos de refrigeradores emplean evaporadores de placa plana, y la mayoría de los modelos utilizan componentes similares a los seleccionados en el presente trabajo. Esto permite la compra de los componentes en el mercado, la obtención de repuestos y asegura el funcionamiento del equipo a lo largo del tiempo.
- Al basarse en un sistema de refrigeración doméstico, el montaje, el mantenimiento y las reparaciones al equipo de condensación es similar. La limpieza externa de los componentes, la comprobación periódica de la temperatura del evaporador y el suministro de energía eléctrica al sistema se puede realizar sin necesidad de un profesional. Sin embargo, los procesos más complejos, como la verificación y reparación de fugas de refrigerante, trabajos de soldadura, operaciones de vaciado, limpieza de tuberías internas, eliminación de rastros de humedad dentro del sistema, etc, requiere de un personal capacitado.
- El sistema propuesto es similar a un electrodoméstico y puede ser utilizado en zonas con acceso a energía eléctrica. En zonas rurales, el acceso a la electricidad garantiza un funcionamiento continuo las 24 horas del día. Sin embargo, en regiones rurales y montañosas donde no hay un suministro de eléctrico constante, la utilización del equipo es limitada.

4.2 Recomendaciones

- Se recomienda construir el sistema de condensación de agua utilizando el sistema de refrigeración doméstico, empleado los equipos seleccionados en el presente trabajo. Este equipo de condensación se puede utilizar en el laboratorio de transferencia de calor para estudiar la transferencia de calor por convección natural sobre una superficie plana, así como en el laboratorio de termodinámica para investigar el proceso de enfriamiento con deshumidificación en los procesos de acondicionamiento de aire.
- El equipo de condensación dimensionado funciona sin ningún problema en zonas donde se disponga de energía eléctrica, pero si se desea utilizarlo en zonas alejadas de la red eléctrica, se recomienda un sistema de generación fotovoltaica seleccionado para abastecer al equipo y garantizar la autosustentabilidad de los componentes electrónicos sin depender de una fuente externa.
- El equipo de condensación de vapor de agua requiere un mantenimiento periódico que puede variar desde la eliminación de polvo y suciedad en los componentes hasta tareas más complejas que requieren la intervención de personal técnico especializado. Esta última necesidad es compleja en zonas rurales o montañosas donde la disponibilidad del personal capacitado es limitada. Se recomienda el diseño de un colector de neblina. Este método pasivo de generación atmosférica de agua es ideal para áreas remotas y, debido a su construcción basada en una malla y una estructura metálica, demanda menos mantenimiento especializado.
- Se recomienda estudiar un modelo matemático que prediga la cantidad de agua producida por el equipo de condensación del presente proyecto en distintas regiones del Ecuador, realizar prueba con el equipo construido y analizar los resultados teórico y experimentales de la condensación obtenida.
- Se recomienda el diseño y construcción del equipo de condensación para el consumo de agua potable para una familia compuesta por 5 miembros cuyo consumo diario es alrededor de 15 litros de agua por día, utilizando la metodología y componentes presentados en el proyecto.

5 REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] C. A. J. G. Yunus A, «Transferecia de Calor y Masa. Fundamentos y Aplicaciones.», p. 945, 2004, Accedido: 16 de noviembre de 2023. [En línea]. Disponible en: https://books.google.com/books/about/TRANSFERENCIA_DE_CALOR_Y_MAS_A.html?id=HiSRZwEACAAJ
- [2] «EL CICLO DEL AGUA 1 Fundación para la Conservación del Agua de la Región Metropolitana de Guatemala», Accedido: 19 de noviembre de 2023. [En línea]. Disponible en: <https://funcagua.org.gt/wp-content/uploads/2020/04/m%C3%B3dulo-1-el-ciclo-del-agua.pdf>
- [3] T. L. Bergman, A. S. Lavine, F. P. Incropera, y D. P. DeWitt, «Fundamentals of Heat and Mass Transfer, Seventh Edition Binder Ready Version», *Staff General Research Papers*, vol. 27, n.º 1-2, pp. 139–162, 2011.
- [4] «Destilación | Speichim Processing - Valls Química». Accedido: 19 de noviembre de 2023. [En línea]. Disponible en: <https://speichim.com/es/tecnicas/destilacion/>
- [5] J. E. Arias *et al.*, «Captación de agua atmosférica sin consumo de energía», *Contactos, Revista de Educación en Ciencias e Ingeniería*, n.º 125, pp. 24-34, oct. 2022, doi: 10.1088/1755-1315/272/2/022091/PDF.
- [6] S. Moradi Zavie Kord, «Reviewing and designing an atmospheric water generator.», 2019, Accedido: 26 de febrero de 2023. [En línea]. Disponible en: <https://aaltodoc.aalto.fi:443/handle/123456789/41429>
- [7] R. V. Wahlgren, «Atmospheric water vapour processor designs for potable water production: a review», *Water Res*, vol. 35, n.º 1, pp. 1-22, ene. 2001, doi: 10.1016/S0043-1354(00)00247-5.
- [8] «Caso de estudio: Diseño de un prototipo de generación de agua en base a la condensación», Accedido: 20 de noviembre de 2023. [En línea]. Disponible en: https://laccei.org/LACCEI2020-VirtualEdition/work_in_progress/WP354.pdf
- [9] M. A. B. Cengel, Yunus A, «Thermodynamics 8th edition», *McGrawHill*, vol. 8, n.º 1, pp. 79-87, 1998.
- [10] «Equipos - Rain of Life». Accedido: 15 de noviembre de 2023. [En línea]. Disponible en: <https://rainoflife.com/equipos/>

- [11] W. C. Whitman, «Tecnología de la refrigeración y aire acondicionado: refrigeración comercial», 2000.
- [12] «2 2 Evaporadores | PDF | Gases | Química Física». Accedido: 2 de enero de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://es.scribd.com/document/522671441/2-2-Evaporadores-pptx>
- [13] «Compresor centrífugo - EZ series - Shaanxi Blower (Group) Co., Ltd. - de aire / eléctrico / estacionario». Accedido: 4 de enero de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://www.directindustry.es/prod/shaanxi-blower-group-co-ltd/product-157321-2348868.html>
- [14] «Tubos capilares en sistemas de refrigeración | Blog Quimobásicos». Accedido: 4 de enero de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://blogquimobasicos.com/2017/01/17/tubos-capilares-en-sistemas-de-refrigeracion-2/>
- [15] «Válvulas de Expansión Térmica». Accedido: 4 de enero de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://www.copeland.com/es-es/shop/1/climate-technologies-5/alco-controls-ti-es-es?fetchFacets=true#facet:&partsFacet:&modelsFacet:&facetLimit:&searchTerm:&partsSearchTerm:&modelsSearchTerm:&productBeginIndex:0&partsBeginIndex:0&modelsBeginIndex:0&orderBy:&partsOrderBy:&modelsOrderBy:&pageView:&minPrice:&maxPrice:&pageSize:&facetRange:&>
- [16] «COMPRESOR 5TR, TIPO PISTON | Kavak RM C.A.» Accedido: 4 de enero de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://www.kavakca.com/producto/compresor-piston-monofasico/>
- [17] «Mantenimiento Preventivo de Compresor de Tornillo - Mantenimiento Plus». Accedido: 4 de enero de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://mantenimientoplus.com/mantenimiento-preventivo/mantenimiento-preventivo-de-compresor-de-tornillo/>
- [18] «Fluidos refrigerantes. Características y clasificación». Accedido: 20 de noviembre de 2023. [En línea]. Disponible en: <https://intersam.es/fluidos-refrigerantes-caracteristicas-y-clasificacion/>
- [19] «Gases refrigerantes utilizados en refrigeración | Pochteca Chile». Accedido: 8 de febrero de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://chile.pochteca.net/cuales-son-los-gases-refrigerantes-mas-utilizados-en-refrigeracion/>

- [20] «Implicaciones del nuevo RSIF - INTARCON». Accedido: 11 de diciembre de 2023. [En línea]. Disponible en: <https://www.intarcon.com/reglamento-de-seguridad-instalaciones-frigorificas-rsif/>
- [21] «Refrigerantes sustitutivos naturales - INTARCON». Accedido: 11 de diciembre de 2023. [En línea]. Disponible en: <https://www.intarcon.com/refrigerantes-sustitutivos-naturales/>
- [22] Y. Mosquera Zuñiga, M. A. Ramirez Lizca, 1045020133, y 1083041594, «Obtención de Agua Mediante Condensación de la Humedad del Aire de la Ciudad de Santa Marta», *instname:Universidad Antonio Nariño*, 2021, Accedido: 20 de noviembre de 2023. [En línea]. Disponible en: <http://repositorio.uan.edu.co/handle/123456789/2594>
- [23] «¿Qué es una célula Peltier y para qué sirve? - Definición». Accedido: 20 de noviembre de 2023. [En línea]. Disponible en: <https://www.geeknetic.es/Celula-Peltier/que-es-y-para-que-sirve>
- [24] I. R. Méndez Pérez, N. C. Rodríguez, y E. Tejeda-Zacaías, «La humedad en la atmosfera», *Universidad de Colima*, vol. 1, pp. 19-24, 2018, Accedido: 9 de noviembre de 2023. [En línea]. Disponible en: <https://www.tiempo.com/ram/502101/la-humedad-en-la-atmosfera-bases-fisicas-instrumentos-y-aplicaciones/>
- [25] J. Costa López, S. Cervera March, y F. Cunill García, «Curso de Ingeniería Química; introducción a los procesos, las operaciones unitarias y los fenómenos de transporte», p. 459, 1991, Accedido: 18 de noviembre de 2023. [En línea]. Disponible en: https://www.reverte.com/libro/curso-de-ingenieria-quimica_89138/
- [26] «Transferencia de calor por conducción — Hive». Accedido: 16 de noviembre de 2023. [En línea]. Disponible en: <https://hive.blog/hive-196387/@lorenzor/transferencia-de-calor-por-conduccion>
- [27] «Principios básicos de transferencia de calor». Accedido: 19 de noviembre de 2023. [En línea]. Disponible en: <https://www.ingenieriaquimicareviews.com/2021/03/principios-basicos-de-transferencia-de.html>
- [28] «Acondicionamiento de Aire; Principios y Sistemas - Edward G. Pita - 2da Edición». Accedido: 31 de marzo de 2024. [En línea]. Disponible en:

<https://www.yumpu.com/es/document/view/67145837/acondicionamiento-de-aire-principios-y-sistemas-edward-g-pita-2da-edicion>

- [29] «Reglamento sobre gases fluorados - Reducción gradual del uso de HFC - Cronología | Danfoss». Accedido: 10 de febrero de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://www.danfoss.com/es-es/about-danfoss/our-businesses/cooling/refrigerants-and-energy-efficiency/hfc-phase-down/danfoss-on-f-gas-regulation/>
- [30] «R-134a», Accedido: 24 de enero de 2024. [En línea]. Disponible en: www.gas-servei.com
- [31] «Overall Heat Transfer Coefficient Table Charts and Equation». Accedido: 1 de febrero de 2024. [En línea]. Disponible en: https://www.engineersedge.com/thermodynamics/overall_heat_transfer-table.htm
- [32] Y. heng Gu, Y. dong Ding, Q. Liao, M. Cheng, X. Zhu, y H. Wang, «Modeling analysis of moist air condensation on a plate under forced convection conditions», *Int J Heat Mass Transf*, vol. 180, p. 121738, dic. 2021, doi: 10.1016/J.IJHEATMASSTRANSFER.2021.121738.
- [33] M. M. Yovanovich, «Handbook of Heat Transfer», *Handbook of Heat Transfer*, pp. 111-183, 1998.
- [34] «Heat Exchangers - Overall Heat Transfer Coefficients». Accedido: 1 de febrero de 2024. [En línea]. Disponible en: https://www.engineeringtoolbox.com/heat-transfer-coefficients-exchangers-d_450.html
- [35] C. O. Popiel, «Free Convection Heat Transfer from Vertical Slender Cylinders: A Review», *Heat Transfer Engineering*, vol. 29, n.º 6, pp. 521-536, jun. 2008, doi: 10.1080/01457630801891557.
- [36] «Características y operación de los compresores herméticos recíprocos – Revista Cero Grados». Accedido: 5 de febrero de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://0grados.com/caracteristicas-y-operacion-de-los-compresores-hermeticos-reciprocantes/>
- [37] «Sikelan | MORETOCLIMA | Profesionales de la Climatización». Accedido: 5 de febrero de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://www.moretoclima.cl/brand/sikelan>

- [38] «Secop Capillary Tube Selection Software | Secop». Accedido: 11 de febrero de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://www.secop.com/updates/news/news-show/secop-capillary-tube-selection-software>
- [39] «Scinergy». Accedido: 14 de febrero de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://meteo-scinergy.epn.edu.ec/>
- [40] «EES: Engineering Equation Solver | F-Chart Software : Engineering Software». Accedido: 20 de mayo de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://fchartsoftware.com/ees/>
- [41] «Evaporador de aluminio Roll Bond para nevera - Compre evaporador roll bond, evaporador, evaporador de refrigerante Producto en piezas de refrigeración RETEK». Accedido: 17 de febrero de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://es.retekool.com/Evaporador-de-aluminio-Roll-Bond-para-nevera-pd45216719.html>
- [42] R. L. MOOT, *Diseño de elementos de máquinas*. 2006.
- [43] «embraco | PSS». Accedido: 22 de mayo de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://products.embraco.com/es/compressors>

6 ANEXOS

ANEXO I. Ficha Técnica del Gas Refrigerante R-134a

gasservei



FICHA TÉCNICA

R-134a

Características y aplicaciones

El gas refrigerante R-134a es un HFC que sustituye al R-12 en instalaciones nuevas. Como todos los refrigerantes HFC no daña la capa de ozono. Tiene una gran estabilidad térmica y química, una baja toxicidad y no es inflamable, además de tener una excelente compatibilidad con la mayoría de los materiales. Su clasificación es A1 grupo L1.

No es miscible con los aceites tradicionales del R-12 (mineral y alquilbencénico); en cambio su miscibilidad con los aceites poliésteres (POE) es completa, por lo que debe de utilizarse siempre con este tipo de aceites.

R-134a es un refrigerante alternativo al R-12 para el retrofitting de la instalación o para instalaciones nuevas. Es muy utilizado en el aire acondicionado de los automóviles y en refrigeradores domésticos. También se utiliza mucho en chillers del sector industrial y comercial además del transporte frigorífico en temperaturas positivas.

Toxicidad y almacenamiento

R-134a es una sustancia con muy poca toxicidad. El índice por inhalación LCL0 de 4 horas en ratas es inferior a 500.000 ppm y el NOEL en relación a problemas cardíacos es aproximadamente 75.000 ppm. En exposiciones durante 104 semanas a una concentración de 10.000 ppm no se ha observado efecto alguno. Los envases de R-134a deben ser almacenados en lugares frescos y ventilados lejos de focos de calor. Los vapores de R-134a son más pesados que el aire y suelen acumularse cerca del suelo.

Componentes

Nombre químico	% en peso	Nº CAS	Nº . CE
1,1,1,2- Tetrafluoroetano (R-134a)	100	811-97-2	212-377-0

www.gas-servei.com

Barcelona – Madrid – Zaragoza – Ciudad de México



FICHA TÉCNICA
R-134a



Propiedades físicas

PROPIEDADES FÍSICAS	UNIDADES	R-134a
Peso molecular	(g/mol)	102
Punto de ebullición (a 1,013 bar)	(°C)	-26.1
Punto de congelación	(°C)	-103
Temperatura crítica	(°C)	101.1
Presión crítica	(bar abs)	40.67
Densidad crítica	(Kg/m ³)	508
Densidad del líquido (25°C)	(Kg/m ³)	1.206
Densidad del líquido (0°C)	(Kg/m ³)	1.293
Densidad del vapor saturado (a punto ebul.)	(Kg/m ³)	5,28
Presión de vapor (25°C)	(bar abs)	6.657
Presión de vapor (0°C)	(bar abs)	2,92
Calor de vaporización a punto de ebullición	(KJ/Kg)	217,2
Calor específico del líquido (25°C) (1,013 bar)	(KJ/Kg.K)	1.44
Calor específico del vapor (25°C) (1,013 bar)	(KJ/Kg.K)	0.85
Viscosidad del líquido (25°C)	(cP)	0.202
Presión superficial (25°C)	(mN/m)	8,09
Solubilidad del R134a en agua (25°C a 1,013 bar)	(wt%)	0.15
Capacidad volumétrica refrig. (-25°C)	(Kg/m ³)	1192.11
Inflamabilidad		No
ODP	-	0
PCA (GWP)	-	1430 *

* De acuerdo con IPCC-AR4/CIE (Cuarto Informe de Evaluación del Grupo Intergubernamental de Expertos sobre Cambio Climático)-2007

Compatibilidad con los materiales

	ELASTÓMEROS			PLASTÓMEROS			
	C	PC	NC		C	PC	NC
Goma Butílica	X			Propileno	X		
Neopreno	X			PVC	X		
Buna N	X			Polietileno	X		
Buna S		X		Nylon	X		
Goma fluorada			X	Poliestireno		X	
Goma natural	X			PTFE	X		
Goma siliconada		X		Poliacetileno	X		
Goma EPDM	X			Resina epoxi	X		
Polisulfúrica	X			ABS		X	

C = Compatible PC = Poco Compatible NC = No Compatible



Gráfico de presión / Temperatura

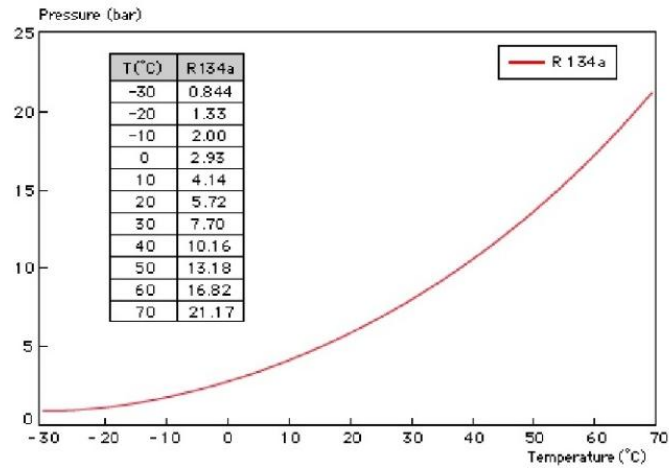


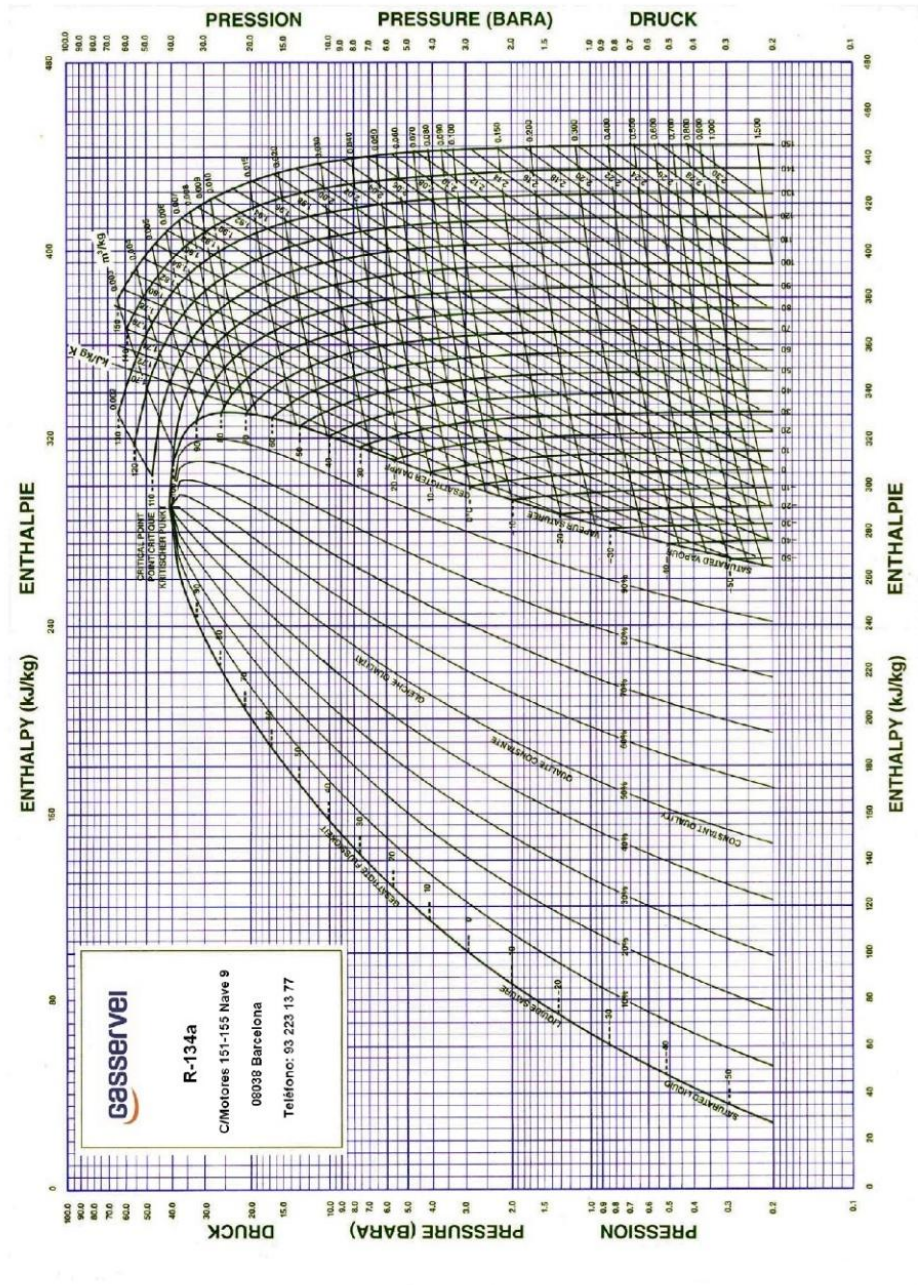
Tabla de presión/temperatura

TEMP. (°C)	PRESIÓN ABSOLUTA (bar)		DENSIDAD (Kg/m³)		ENTALPÍA (kJ/Kg)		ENTROPÍA (kJ/Kg.K)	
	BURBUJA	ROCÍO	BURBUJA	ROCÍO	BURBUJA	ROCÍO	BURBUJA	ROCÍO
-40	0.51	0.51	1413.94	2.76	149.45	375.65	0.8008	1.7710
-35	0.66	0.66	1399.95	3.50	155.53	378.93	0.8266	1.7646
-30	0.84	0.84	1385.72	4.39	161.67	382.20	0.8521	1.7590
-25	1.06	1.06	1371.24	5.45	167.88	385.45	0.8773	1.7540
-20	1.32	1.32	1356.46	6.71	174.16	388.69	0.9023	1.7497
-15	1.63	1.63	1341.36	8.19	180.51	391.90	0.9270	1.7458
-10	2.00	2.00	1325.92	9.92	186.93	395.07	0.9515	1.7425
-5	2.42	2.42	1310.10	11.92	193.43	398.20	0.9759	1.7395
0	2.92	2.92	1293.86	14.23	200.00	401.28	1.0000	1.7369
5	3.49	3.49	1277.17	16.89	206.65	404.30	1.0240	1.7346
10	4.14	4.14	1259.99	19.93	213.38	407.25	1.0478	1.7325
15	4.88	4.88	1242.27	23.40	220.20	410.13	1.0714	1.7306
20	5.71	5.71	1223.96	27.34	227.11	412.92	1.0950	1.7288
25	6.65	6.65	1205.00	31.81	234.11	415.62	1.1184	1.7272
30	7.70	7.70	1185.33	36.88	241.21	418.20	1.1417	1.7256
35	8.88	8.88	1164.89	42.61	248.42	420.67	1.1650	1.7240
40	10.18	10.18	1143.58	49.08	255.74	423.01	1.1882	1.7223
45	11.62	11.62	1121.32	56.40	263.19	425.20	1.2114	1.7206
50	13.20	13.20	1197.98	64.66	270.77	427.23	1.2346	1.7187



FICHA TÉCNICA
R-134a

Diagrama de Mollier



www.gas-servei.com
Barcelona - Madrid - Zaragoza - Ciudad de México

ANEXO II. Ficha Técnica Roll Bond de Doble Cara EV10

Materia prima (Al plato)	Placa Al: el grosor del producto terminado es de 1,1-2,0 mm
	El grosor de la placa de Al en bruto: 1,7-2,15 mm
Solicitud	piezas de refrigeración
Estructura	Evaporador roll bond de doble cara
	Evaporador roll bond de un solo lado
	Evaporador de enlace de rollo de un solo lado parcial
Proceso clave	preparación de materiales – limpieza – impresión – laminado – recocido – soplado – punzonado – doblado y afilado – adición del capilar – soldadura de montaje – prueba de fugas – limpieza y secado – revestimiento – inspección – embalaje.
Actuación	(1) Superficie tratado con polvo revestimiento a prevenir corrosión
	(2) interior limpieza puede encontrarse la requisito de R134a y CFC enfriamiento sistema
	(3) Poder satisfacer la enfriamiento capacidad requisitos de la diseñado refrigerador.
Notación	Dimensión máxima: ancho 590 mm, largo 2050 mm.

ANEXO III. Ficha Técnica de Tubo de Alambre Condensador Modelo 3

Ficha Técnica

Condensador WOT enfriado por aire para congelador, que podría reemplazar el condensador de aleta de aluminio de tubo de cobre.

Debido al alto costo de los tubos de cobre, los mercados requieren un nuevo tipo de condensadores más económicos.

Después de nuestro diseño, prueba y mejora de ingenieros, desarrollamos una serie de condensadores de tubo de alambre enfriado por aire, para los cuales usamos tubos bundy de 8 mm, 6,35 mm y 4,76 mm. y alambre de acero de 1,2 mm/1,4 mm para reemplazar el tubo de cobre y las aletas de aluminio.

Aumentamos las áreas de radiación de calor y la longitud del tubo, para garantizar el mismo efecto de intercambiador con el condensador de tubo de cobre.

Sin embargo, su costo es un 40% menor que los de cobre.

Material principal : 1. Tubo Bundy : $\Phi 4.76, \Phi 6, \Phi 6.35, \Phi 8, \Phi 9.52$, Espesor de pared : 0.7mm
2. Alambre de acero con bajo contenido de carbono: $\Phi 1.0 \sim 1.6$ mm
3. Soporte: placa de acero (SPCC), espesor 0,6 ~ 1,5 mm
4. Placa de acero: SPCC, espesor 0,3~0,4 mm

Estructura : 1. Tipo de cable plano en el condensador de tubo que se usa en la parte posterior
2. Tipo de cable doblado o en espiral en el condensador de tubo que se usa en la parte inferior
3. tipo envuelto de condensador de placa de tubo

Actuación : 1. Superficie con revestimiento de electroforesis para evitar la corrosión.
2. La limpieza interna puede cumplir con los requisitos de R134A, CO² sistema de refrigeración
3. Puede cumplir con diferentes requisitos de capacidad de enfriamiento.

Proceso de producción principal : doblado de tubos - soldadura - fijación del soporte - soldadura de tubo de entrada y salida - prueba de fugas - recubrimiento—flotado y doblado—inspección—paquete

Habilidad técnica : paso de alambre ≥ 5 mm
Podemos producir según el dibujo o la muestra proporcionada por los clientes.
También podemos ayudar a los clientes a diseñar y producir diferentes condensadores.

Especificación del refrigerador R134a

Humedad residual ≤ 20 mg/m³
Impureza residual ≤ 30 mg/m³
Aceite mineral residual ≤ 7 mg/m³
cloro residual $\leq 0,3$ mg/m³
Parafina residual $\leq 0,2$ mg/m³

Especificación de recubrimiento

Espesor del recubrimiento espesor de electroforesis catódica Recubrimiento ≥ 18 μm;
Dureza del recubrimiento ≥ 2 H
Impacto del recubrimiento Impacto de 50 cm .kg/cm, sin grietas
Adhesión de recubrimiento \geq dos grados
Flexibilidad de recubrimiento Alrededor de R = 3D bebd 180 °, sin grietas ni caídas
Tolerancia de color de $\Delta E \leq 1.5$
Resistente a la corrosión (niebla salina GB2423) ≥ 150 h.

Podemos proporcionar el producto según el dibujo o las muestras del cliente.

ANEXO IV. Ficha Técnica de Compresor de la Marca Embraco

EMIS30HHR

embraco	COMPRESSOR TECHNICAL DATA		
COMPRESSOR DEFINITION			
Designation	EM IS30HHR		
Nominal Voltage/Frequency	115-127 V 60 Hz		
Engineering Number	513305020		
A - APPLICATION / LIMIT WORKING CONDITIONS			
1 Type	Hermetic reciprocating compressor		
2 Refrigerant	R-134a		
3 Nominal voltage and frequency	115-127 / 60	[V / Hz]	
4 Application type	Low-Medium-High Back Pressure		
4.1 Evaporating temperature range	-35°C to 15°C	(-31°F to 59°F)	
5 Motor type	RSIR/CSIR		
6 Starting torque	LST - Low Starting Torque		
7 Expansion device	Capillary tube		
8 Compressor cooling		Operating voltage range	
		50 Hz	60 Hz
8.1 LBP (32°C Ambient temperature)	Static	-	103 to 140 V
8.2 LBP (43°C Ambient temperature)	Static	-	103 to 140 V
8.3 HBP (32°C Ambient temperature)	Fan	-	103 to 140 V
8.4 HBP (43°C Ambient temperature)	Fan	-	103 to 140 V
9 Maximum condensing temperature			
9.1 Operating	14.2	[kgf/cm ²] (202 psig)	/ °C - °F
9.2 Peak	15.9	[kgf/cm ²] (226 psig)	/ °C - °F
10 Maximum winding temperature	130	[°C]	
B - MECHANICAL DATA			
1 Commercial designation	1/10	[hp]	
2 Displacement	3.00	[cm ³] (0.183 cu.in)	
2.1 Bore [mm]	19.000		
2.2 Stroke [mm]	10.600		
3 Lubricant charge	160	[ml] (5.41 fl.oz.)	
3.1 Lubricants approved			
3.2 Lubricants type/viscosity	ESTER / ISO22		
4 Weight (with oil charge)	6.77	[kg] (14.93 lb.)	
5 Nitrogen charge	0.2 to 0.3	[kgf/cm ²] (2.84 to 4.27 psig)	
C - ELETRICAL DATA			
1 Nominal Voltage/Frequency/Number of Phases	115-127 V 60 Hz 1 ~ (Single phase)		
2 Starting device type	Current Relay		
2.1 Starting device	213514091/213515003		
3 Start capacitor	88-108(150)	[µF(VAC minimum)]	
4 Run capacitor	-	[µF(VAC minimum)]	
5 Motor protection	MRA58130-5590		
6 Start winding resistance	14.15	[Ω at 25°C (77°F)] +/- 8%	
7 Run winding resistance	6.55	[Ω at 25°C (77°F)] +/- 8%	
8 LRA - Locked rotor amperage (60 Hz)	16.00	[A] - Measured according to UL 984	
9 FLA - Full load amperage L/MBP (60 Hz)	1.99	[A] - Measured according to UL 984	
10 FLA - Full Load Amperage HBP (60 Hz)	2.23	[A] - Measured according to UL 984	
11 Approval boards certification	CE - TUV - UKCA - UL		
UPDATE: 14NOV2013		513305020	

D - PERFORMANCE - CHECK POINT DATA

TEST CONDITIONS: @115V60Hz			ASHRAEHBP32 Fan			Evaporating temperature (Condensing temperature)		7.2°C (44.96°F) 54.4°C (129.92°F)	
Cooling capacity +/- 5%			Power consumption +/- 5%		Current consumption +/- 5%	Gas flow rate +/- 5%	EFFICIENCY RATE +/- 7%		
[Btu/h]	[kcal/h]	[W]	[W]		[A]	[kg/h]	[Btu/Wh]	[kcal/Wh]	[W/W]
1480	373	434	163		1.83		9.10	2.29	2.67

TEST CONDITIONS: @115V60Hz			ASHRAELBP32 Static			Evaporating temperature (Condensing temperature)		-23.3°C (-9.94°F) 54.4°C (129.92°F)	
Cooling capacity +/- 5%			Power consumption +/- 5%		Current consumption +/- 5%	Gas flow rate +/- 5%	EFFICIENCY RATE +/- 7%		
[Btu/h]	[kcal/h]	[W]	[W]		[A]	[kg/h]	[Btu/Wh]	[kcal/Wh]	[W/W]
340	86	100	91		1.37	1.93	3.75	0.95	1.10

E - PERFORMANCE - CURVES

TEST CONDITIONS: @115V60Hz		ASHRAE32 Static			(Condensing temperature 35°C (+95°F))					
Evaporating temperature		Cooling capacity +/- 5%			Power consumption +/- 5%	Current consumption +/- 5%	Gas flow rate +/- 5%	EFFICIENCY RATE +/- 7%		
°C	(°F)	[Btu/h]	[kcal/h]	[W]	[W]	[A]	[kg/h]	[Btu/Wh]	[kcal/Wh]	[W/W]
-35	(-31)	191	48	56	64	1.27	1.08	2.98	0.75	0.87
-30	(-22)	260	65	76	72	1.30	1.48	3.57	0.90	1.04
-25	(-13)	345	87	101	82	1.34	1.96	4.21	1.06	1.23
-20	(- 4)	451	114	132	91	1.39	2.57	4.93	1.24	1.44
-15	(+ 5)	581	146	170	101	1.44	3.31	5.74	1.45	1.68
-10	(+14)	737	186	216	111	1.49	4.22	6.66	1.68	1.95
-5	(+23)	922	232	270	120	1.54	5.30	7.69	1.94	2.25
0	(+32)	1141	288	334	129	1.60	6.60	8.86	2.23	2.60
+5	(+41)	1396	352	409	138	1.65	8.13	10.19	2.57	2.99
+10	(+50)	1690	426	495	145	1.70	9.91	11.68	2.94	3.42
+15	(+59)	2027	511	594	151	1.75	11.96	13.35	3.36	3.91

TEST CONDITIONS: @115V60Hz		ASHRAE32 Static			(Condensing temperature 45°C (+113°F))					
Evaporating temperature		Cooling capacity +/- 5%			Power consumption +/- 5%	Current consumption +/- 5%	Gas flow rate +/- 5%	EFFICIENCY RATE +/- 7%		
°C	(°F)	[Btu/h]	[kcal/h]	[W]	[W]	[A]	[kg/h]	[Btu/Wh]	[kcal/Wh]	[W/W]
-35	(-31)	158	40	46	64	1.28	0.89	2.52	0.64	0.74
-30	(-22)	226	57	66	72	1.31	1.29	3.14	0.79	0.92
-25	(-13)	311	78	91	82	1.35	1.77	3.77	0.95	1.11
-20	(- 4)	415	105	122	93	1.39	2.36	4.45	1.12	1.30
-15	(+ 5)	542	137	159	104	1.45	3.09	5.17	1.30	1.52
-10	(+14)	696	175	204	116	1.51	3.98	5.97	1.50	1.75
-5	(+23)	878	221	257	127	1.58	5.05	6.85	1.73	2.01
0	(+32)	1092	275	320	139	1.65	6.32	7.83	1.97	2.29
+5	(+41)	1342	338	393	151	1.73	7.81	8.92	2.25	2.61
+10	(+50)	1630	411	478	161	1.81	9.56	10.14	2.55	2.97
+15	(+59)	1961	494	575	171	1.89	11.57	11.50	2.90	3.37

E - PERFORMANCE - CURVES

TEST CONDITIONS: @115V60Hz		ASHRAE32 Static					(Condensing temperature 55°C (+131°F))			
Evaporating temperature		Cooling capacity +/- 5%			Power consumption +/- 5%	Current consumption +/- 5%	Gas flow rate +/- 5%	EFFICIENCY RATE +/- 7%		
°C	(°F)	[Btu/h]	[kcal/h]	[W]	[W]	[A]	[kg/h]	[Btu/Wh]	[kcal/Wh]	[W/W]
-35	(-31)	116	29	34	60	1.28	0.65	1.99	0.50	0.58
-30	(-22)	182	46	53	70	1.30	1.03	2.64	0.67	0.77
-25	(-13)	263	66	77	80	1.34	1.50	3.28	0.83	0.96
-20	(- 4)	363	92	106	93	1.39	2.07	3.92	0.99	1.15
-15	(+ 5)	485	122	142	106	1.45	2.77	4.58	1.15	1.34
-10	(+14)	633	159	185	120	1.53	3.62	5.27	1.33	1.54
-5	(+23)	809	204	237	134	1.62	4.65	6.00	1.51	1.76
0	(+32)	1016	256	298	149	1.71	5.87	6.80	1.71	1.99
+5	(+41)	1258	317	369	164	1.82	7.32	7.67	1.93	2.25
+10	(+50)	1538	388	451	178	1.93	9.02	8.63	2.17	2.53
+15	(+59)	1859	469	545	192	2.05	10.98	9.70	2.44	2.84

TEST CONDITIONS: @115V60Hz		ASHRAE32 Static					(Condensing temperature 65°C (+149°F))			
Evaporating temperature		Cooling capacity +/- 5%			Power consumption +/- 5%	Current consumption +/- 5%	Gas flow rate +/- 5%	EFFICIENCY RATE +/- 7%		
°C	(°F)	[Btu/h]	[kcal/h]	[W]	[W]	[A]	[kg/h]	[Btu/Wh]	[kcal/Wh]	[W/W]
-35	(-31)	89	22	26	56	1.26	0.50	1.48	0.37	0.43
-30	(-22)	149	37	44	66	1.28	0.85	2.18	0.55	0.64
-25	(-13)	224	56	66	78	1.32	1.28	2.84	0.72	0.83
-20	(- 4)	317	80	93	92	1.38	1.80	3.46	0.87	1.01
-15	(+ 5)	431	109	126	108	1.46	2.46	4.06	1.02	1.19
-10	(+14)	570	144	167	124	1.56	3.26	4.65	1.17	1.36
-5	(+23)	737	186	216	142	1.66	4.23	5.25	1.32	1.54
0	(+32)	935	235	274	160	1.79	5.40	5.87	1.48	1.72
+5	(+41)	1166	294	342	179	1.92	6.78	6.53	1.65	1.91
+10	(+50)	1435	362	421	198	2.07	8.41	7.25	1.83	2.12
+15	(+59)	1744	440	511	217	2.23	10.30	8.03	2.02	2.35

F - EXTERNAL CHARACTERISTICS

1 Base plate	Universal EG/F/AMEM version 2		
2 Tray holder	No		
3 Connectors			
3.1 SUCTION	6.5 +0.12/-0.08	[mm]	(0.256" +0.005"/-0.003")
3.1.1 Material	Copper		
3.1.2 Shape	Straight		
3.2 DISCHARGE	4.94 +0.08/-0.08	[mm]	(0.194" +0.003"/-0.003")
3.2.1 Material	Copper		
3.2.2 Shape	Slanted		
3.3 PROCESS	6.5 +0.12/-0.08	[mm]	(0.256" +0.005"/-0.003")
3.3.1 Material	Copper		
3.3.2 Shape	Straight		
3.4 Oil cooler (Copper)	No	[mm]	
3.5 Connector sealing	Rubber Plugs		

ANEXO V. Evaluación del Tubo Capilar del Software Secop

Capillary Tube

Secop Capillary Tube Selector v1.0

Input Data:

Refrigerant	R134a
Heat load of the system	139,39 W
Evaporating temperature	0 °C
Condensing temperature	60 °C
Return gas temperature	0 °C

Capillary Tube Recommendation:

Flow Rate 14.4 l/min (N2 at delta p 10 nbar)

Length	Diameter
0.36 m	0.63 mm
0.61 m	0.70 mm
0.66 m	0.71 mm
1.19 m	0.80 mm
2.15 m	0.90 mm
3.64 m	1.00 mm
6.41 m	1.12 mm
9.05 m	1.20 mm
11.10 m	1.25 mm

Optimal Selection:

A 2.15 m length of 0.90 mm diameter tubing.