UNIVERSIDAD NACIONAL DE JAÉN

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA

"DISEÑO DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO SOLAR POR ABSORCIÓN PARA LA CLIMATIZACIÓN DEL PUESTO DE SALUD MONTEGRANDE – JAÉN".

Autor:

BACH. OMAR FRANCISCO VEGA HURTADO

Asesor:

ING. EDUAR JAMIS MEJÍA VÁSQUEZ

TESIS PARA OPTAR POR EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA

JAÉN – PERÚ

2019

UNIVERSIDAD NACIONAL DE JAÉN

LEY DE CREACIÓN Nº 29304 – RESOLUCIÓN DE FUNCIONAMIENTO Nº 647 – 2011 – CONAFU
COORDINACIÓN DE LA CARRERA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA

ACTA DE SUSTENTACIÓN DE TESIS

En la Sala de docentes Del Local Académico de la Sede Central de la Universidad Nacional de Jaén, ubicado en el distrito de Jaén, de la provincia de Jaén, siendo las 19:35 del día 27 de Junio del año 2019, se reunieron los docentes:

M. Sc. Ing. Walter Linder Cabrera Torres (Presidente), Ing. Herless Henyer Alberca Vásquez (Secretario), Ing. Luis Miguel Llanos Sánchez (Vocal), en condición de integrantes del Jurado Evaluador del Informe Final de Trabajo de Tesis Intitulado: ***"DISEÑO DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO SOLAR POR ABSORCIÓN PARA LA CLIMATIZACIÓN DEL PUESTO DE SALUD MONTEGRANDE – JAÉN"***; cuyo autor es el Bachiller en Ingeniería Mecánica y Eléctrica **OMAR FRANCISCO VEGA HURTADO,** y el Asesor es el Ing. Eduar Jamis Mejía Vásquez, con el propósito de proceder a la sustentación y defensa de dicha tesis.

Luego de la Sustentación y defensa de la Tesis, el Jurado Evaluador ACORDÓ: Aprobar por Unanimidad, al Bachiller de Ingeniería Mecánica y Eléctrica, **OMAR FRANCISCO VEGA HURTADO**, obteniendo la siguiente calificación y mención:

Nota en Escala Vigesimal		
Números	Letras	Mención
17	Diecisiete	Muy bueno

Siendo las 19:35 horas del mismo día, el Jurado concluye el acto de sustentación confirmando su participación con la suscripción de la presente en cinco ejemplares.

M. Sc. ING. WALTER LINDER CABRERA TORRES
Presidente Jurado Evaluador

Ing. HERLESS HENYER ALBERCA VÁSQUEZ
Secretario Jurado Evaluador

Ing. LUIS MIGUEL LLANOS SÁNCHEZ
Vocal Jurado Evaluador

“DISEÑO DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO SOLAR POR ABSORCIÓN PARA LA CLIMATIZACIÓN DEL PUESTO DE SALUD MONTEGRANDE – JAÉN, 2019”



BACH. OMAR FRANCISCO VEGA HURTADO

AUTOR



ING. EDUAR JAMIS MEJÍA VÁSQUEZ

ASESOR

TESIS PARA OPTAR POR EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA.

APROBADO POR EL SIGUIENTE JURADO:



PRESIDENTE DEL JURADO



SECRETARIO DEL JURADO



MIEMBRO DEL JURADO

DEDICATORIA

Esta investigación se la dedico a toda mi familia, a mis padres Almancio Vega Viton y María Inés Hurtado Terrones por ser mi soporte y motivación para superarme cada día, por darme las herramientas necesarias para cumplir mis metas proyectadas, por contribuir con mi formación profesional y por permitirme cosechar los primeros frutos de un esfuerzo que fue conjunto.

AGRADECIMIENTO

Agradezco de manera infinita a Dios por su bendición en mi vida, a mis padres y hermanos por su apoyo continuo e incondicional, agradezco también el apoyo y colaboración de mi asesor, por brindarme las pautas necesarias para que esta investigación se ejecute y elabore de la mejor manera, a todos ellos mi más grande aprecio y consideración personal.

ÍNDICE

I. INTRODUCCIÓN 1
1.1. Antecedentes. 2
1.1.1. Nivel internacional 2
1.1.2. Nivel nacional. 3
II. OBJETIVOS. 5
2.1. Objetivo general 5
2.2. Objetivos específicos 5
2.3. Hipótesis. 5
2.4. Justificación de la investigación. 5
2.5. Formulación del problema 6
III. REVISIÓN DE LITERATURA 7
3.1. Energía solar térmica y radiación solar. 7
3.1.1. Irradiación solar. 8
3.1.2. Estimación de irradiación solar. 10
3.2. Sistema de climatización solar. 11
3.2.1. Colectores solares. 12
3.2.2. Sistema de acumulación térmica. 20
3.2.3. Máquina de refrigeración por absorción. 24
3.2.4. Coeficiente de funcionamiento los ciclos de absorción (COP). 33
3.2.5. Mecanismos de transferencia de calor en una máquina de refrigeración. 34
3.2. Acondicionamiento de aire. 38
3.2.1. Tipos de sistemas de acondicionamiento de aire. 39
3.2.2. Propiedades del aire. 40
3.3. Método para el dimensionamiento de sistemas solares “f-chart” 41
IV. MATERIALES Y MÉTODOS 43
4.1. Descripción del objeto de estudio 43
4.2. Tipo de investigación empleada 46
4.3. Análisis de irradiación solar 46
4.3.1. Cálculo de irradiación solar– Modelo Bristow-Campbell. 46

4.3.2. Cálculo de constantes del modelo Bristow-Campbell. 48
4.3.3. Cálculo de irradiación solar en función de los parámetros calculados. 50
4.3.4. Cálculo de irradiación en un plano inclinado..... 51
4.3.5. Irradiación instantánea. 54
4.4. Cálculo de carga térmica del Puesto de Salud Montegrande - Jaén. 55
4.4.1. Cálculo de carga térmica sensible (Qs)..... 56
4.4.2. Carga latente. 66
4.4.3. Carga térmica total. 68
4.5. Diseño de colectores solares de tubos de vacío Heat Pipe aplicando el método f-Chart. 69
4.5.1. Estimación de la demanda calorífica (Qa). 69
4.5.2. Cálculo de cálculo de coeficientes de transferencia de calor influyentes en la eficiencia del colector. 70
4.5.3. Determinación de energía absorbida por el colector. 75
4.5.4. Balance energético de los captadores de tubos de vacío Heat Pipe. 79
4.6. Calculo de la capacidad del tanque de acumulación térmica. 85
4.6.1. Estratificación en el almacenamiento del agua. 86
4.6.2. Selección del Tanque de acumulación térmica. 87
4.7. Máquina de refrigeración por absorción. 87
4.7.1. Balance de masa y energía (conceptos generales). 88
4.7.2. Diseño de la máquina de refrigeración por absorción..... 93
4.7.3. Valores numéricos de una máquina real. 103
4.8. Estudio económico. 105
4.8.1. Inversión inicial. 105
4.8.2. Mantenimiento periódico. 106
4.8.3. Coste referencial de un equipo de compresión mecánica. 107
4.8.4. Periodo de amortización..... 107
4.8.5. Cálculo del valor actual neto (VAN). 108
4.8.6. Tasa interna de retorno (TIR)..... 109

V. RESULTADOS 110
5.1. Resultado de la evaluación de la irradiación. 110
5.2. Resultado del cálculo de carga térmica de la carga térmica. 110
5.3. Resultado del diseño del sistema. 111
5.3.1. Resultado del campo de colectores solares. 111
5.3.2. Resultado del diseño del tanque de acumulación térmica. 112
5.3.3. Resultado del diseño de la Máquina de refrigeración por absorción. 112
5.3. Resultado del estudio económico. 112
VI. DISCUSIÓN. 113
6.1. Valoraciones Iniciales. 113
6.2. Discusión del cálculo de radiación. 114
6.3. Discusión del cálculo de carga térmica. 115
6.4. Discusión del diseño del sistema. 116
6.4.2. Colectores solares. 116
6.4.3. Sistema de acumulación térmica. 116
6.4.4. Máquina de refrigeración por absorción. 117
6.5. Discusión del estudio económico. 117
VII. CONCLUSIONES. 118
VIII. RECOMENDACIONES. 120
IX. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS. 121
X. ANEXOS. 125

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 Clasificación de colectores solares 12
Tabla 2 Variación del COP para diferentes combinaciones refrigerante absorbente 33
Tabla 3 Dimensión de puertas 45
Tabla 4 Dimensión de ventanas 45
Tabla 5 Parámetros de Cálculo para irradiación solar extraterrestre 48
Tabla 6 Cálculo de la transmitancia atmosférica (a_B) 49
Tabla 7 Valores de irradiación sobre una superficie horizontal 50
Tabla 8 Componentes de irradiación directa y difusa en superficie horizontal 51
Tabla 9 Valores de irradiación a diferentes ángulos de inclinación del colector solar ... 53
Tabla 10 Irradiación diaria promediada mensual total en superficie inclinada H_β 53
Tabla 11 Relaciones de orientación equivalentes de los hemisferios 56
Tabla 12 Carga térmica en vantanas del Puesto de salud Montegrande 58
Tabla 13 Diferencia equivalente de temperatura (ΔT) 59
Tabla 14 Cargas térmicas de paredes exteriores y techo (Q_{str}). 59
Tabla 15 Cargas térmicas interiores por divisiones 60
Tabla 16 Carga térmica sensible total 65
Tabla 17 Carga térmica latente total 68
Tabla 18 Condiciones iniciales de diseño del colector solar tubo de vacío Heat Pipe .. 71
Tabla 19 Energía absorbida y entregada por el colector 80
Tabla 20 Valores mensuales del factor K_2 81
Tabla 21 Energía perdida en el colector 82
Tabla 22 Factor de cobertura solar mensual (f) 83
Tabla 23 Cobertura solar mensual 84
Tabla 24 Capacidad de los sistemas de acumulación 86
Tabla 25 Presupuesto referencial del sistema de aire acondicionado por absorción 106
Tabla 26 Costo de implementación de un sistema de compresión mecánica 107
Tabla 27 Consumo eléctrico mensual 108
Tabla 28 Valores de cada factor influyente en la carga térmica 111
Tabla 29 Cobertura solar mensual 111
Tabla 30 Resultados del diseño de la máquina de refrigeración por absorción 112
Tabla 31 Comparación de valores de irradiación solar diaria en una superficie horizontal del modelo Bristow – Campbell con los valores de irradiación de la NASA. 114

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Irradiación sobre un plano horizontal 9
Figura 2: Irradiación sobre un plano inclinado 9
Figura 3: Irradiación perpendicular a la incidencia de los rayos solares 10
Figura 4. Irradiación incidente sobre la cubierta transparente de un colector solar 14
Figura 5. Captadores solares: a) placa plana, b) tubos de vacío 16
Figura 6. Colector de vacío de flujo directo 17
Figura 7. Colector de vacío con tubo de calor (Heat pipe) 18
Figura 8. Tubo de flujo directo conducido 19
Figura 9. Esquema colector solar cilindro parabólico – parabólico 19
Figura 10. Esquema del receptor de disco parabólico 20
Figura 11. Almacenamiento de energía térmica en un día 20
Figura 12. Sistemas de acumulación térmica a) con agua y b) con hielo 22
Figura 13. Unidad de almacenamiento de agua con circulación de agua para el intercambio de energía entre el colector y la unidad terminal 23
Figura 14. Máquina de refrigeración por absorción 25
Figura 15. Ciclo de refrigeración por absorción de una máquina de simple efecto 26
Figura 16. Comparativa entre un compresor térmico y compresor mecánico 27
Figura 17. Absorbedor en una máquina de absorción 29
Figura 18. Configuración horizontal y vertical de Absorbedores con fases vapor y líquida continua 29
Figura 19. Absorbedores con fase vapor continuo y líquido discontinuo 30
Figura 20. Absorbedor de burbuja 31
Figura 21. Condensador de una máquina de absorción 32
Figura 22. Evaporador de una máquina de absorción 32
Figura 23. Rango de la conductividad térmica de diversos materiales a la temperatura ambiente 35
Figura 24. Absorción de la radiación incidente sobre una superficie opaca de absortividad α 37
Figura 25. Disposición de los componentes básicos de un sistema de enfriamiento hidrónico 39
Figura 26. Disposición de los componentes básicos de un sistema de calefacción enfriamiento hidrónico 40

Figura 27. Ubicación del puesto de salud Montegrande 43
Figura 28. Plano de arquitectura (distribución) del puesto de salud Montegrande - Jaén.. 44
Figura 29. Comportamiento de la irradiación instantánea a lo largo de un día, mostrando las horas solares máximas o pico. 54
Figura 30. Irradiación instantánea por mes cuyo valor mínimo está en el mes de enero y el valor máximo en los meses de agosto y noviembre. 54
Figura 31. Colector solar de tubo de vacío Heat Pipe 70
Figura 32. Curva de rendimiento de un colector solar de tubo de vacío en comparación con un captador plano 85
Figura 33. Esquema de una máquina de refrigeración por absorción de simple efecto condensada por agua 87
Figura 34. Puntos de análisis en una máquina de refrigeración de simple efecto $LiBr/H2O$ condensada por agua 88
Figura 35. Ciclo de absorción de simple efecto 89
Figura 36. Diagrama de Duhring (P-T) para un ciclo de simple efecto por absorción agua Bromuro de litio 89
Figura 37. Diagrama de Düring 93
Figura 38. Diagrama de Düring límite de cristalización 95
Figura 39. Diagrama de Düring con las concentraciones para la temperatura máxima registrada (T_{ext}: 37.5 $°C$) en verano 96
Figura 40. Diagrama de Merkel valores de entalpía de la solución en función de porcentaje de concentración 97
Figura 41. Cuadro de densidad del absorbente 98
Figura 42. Cálculo de entalpia $h1$ mediante las propiedades termodinámicas del agua .. 100
Figura 43: Potencia de los componentes de una máquina de refrigeración por absorción. 104
Figura 44. Comportamiento mensual de la radiación diaria en función de ΔT= (Tmax-Tmin.) de los últimos cinco años. 110

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO 1. Coeficientes de sombreado para vidrio con o si sombreado interior por persianas venecianas enrollables. 125
ANEXO 2. Descripción de construcción de paredes. 126
ANEXO 3. Diferencias de temperatura para cargas de enfriamiento (DTCE) para el cálculo de paredes al sol, 1°F. 127
ANEXO 4. Correción de la DTCE por latitud y mes para aplicar a paredes y techos (latitudes norte) °F. 128
ANEXO 5. Diferencias de temperatura para cargas de enfriamiento (DTCE) debida a techos planos °F. 129
ANEXO 6. Coeficiente global U de transferencia de calor para componentes de edificación 130
ANEXO 7. Cambios de aire por hora que se presentan bajo condiciones promedio en residencias excluyendo el aire de ventilación. 132
ANEXO 8. Producción de calor de equipo motorizado (BTU/h) 132
ANEXO 9. Tasas de ganancia de calor debido a los ocupantes del recinto acondicionado. 133
ANEXO 10. Factores de calor sensible para cargas de enfriamiento debido a personas. . 133
ANEXO 11. Requisitos de ventilación para ocupantes. 134
ANEXO 12. Valores promedio de la irradiación instantánea (W/m^2) 2016 – 2018. 135
ANEXO 13. Plano de distribución del Puesto de Salud Montegrande. 136
ANEXO 14. Ficha técnica del colector solar de tubos de vacío Heat Pipe. 137
ANEXO 15. Ficha técnica del tanque de acumulación térmica. 139
ANEXO 16. Características técnicas de la máquina de refrigeración por absorción. 140
ANEXO 17. Panel fotográfico de recopilación de datos de campo. 141

RESUMEN

En el presente trabajo de investigación se ha diseñado un sistema de climatización por absorción, con la finalidad de satisfacer las necesidades de confort en el puesto de salud Montegrande, estas necesidades de confort están basadas específicamente en regular la temperatura para asegurar la comodidad de los ocupantes. De modo que se ha evaluado el potencial solar en la provincia de Jaén (radiación solar) y la carga térmica para climatizar el Puesto de Salud de Montegrande, dado que son los factores influyentes en el diseño del sistema, con estos valores determinados se ha realizado los cálculos de diseño de sus componentes, los cuales son, las unidades de captación termosolar (colectores solares), el tanque de almacenamiento térmico y la máquina refrigerante mediante proceso de absorción. Del diseño del sistema se concluyó que con la instalación de 76 metros cuadrados de área de captación solar se logra climatizar el 100 por ciento de la carga térmica en los meses de verano y 90 por ciento aproximadamente en las demás estaciones, utilizando una máquina de refrigeración por absorción H_2O – LiBr de simple efecto.

Palabras clave: Radiación solar, Colectores solares, refrigeración, absorción, climatización

ABSTRACT

In the present Work of investigation has designed a system of air conditioning by absorption, with the purpose of satisfying the needs of comfort in the Health Post of Montegrande, these needs of comfort are based specifically in regular the temperature to ensure comfort of the occupants. So solar potential has been evaluated in the province of Jaén (solar radiation) and the thermal load and the thermal load for to climatize the Montegrande Health Post, since they are the influential factor in the design of the system, with these determined values the design calculations of its components have been made which are, the solar thermal collection units (solar collectors), the thermal storage tank and the refrigerating machine by absorption. The design of the system is concluded with the installation of 76 square meters of solar catchment area is achieved to heat 100 percent of the thermal load in the summer months and 90 percent approximately in the other stations, using a refrigeration machine by absorption H_2O - LiBr of simple effect process.

Key Words: Solar radiation, solar collectors, refrigeration, absorption, air conditioning.

I. INTRODUCCIÓN

La refrigeración por absorción es una tecnología que ha sido desarrollada en el siglo XVII, si bien es cierto tuvo un cierto auge con su aparición principalmente en los Estados Unidos, esta tecnología se dejó de lado con el desarrollo de los sistemas refrigerantes mediante compresión de vapor, sistemas que ofrecían un mejor coeficiente de operación. El funcionamiento de un sistema de refrigeración por absorción se basa en aprovechar una fuente externa de calor y mediante intercambiadores de calor realizar el cambio de fase de una disolución "refrigerante-absorbente" para extraer calor de un ambiente. Las fuentes de calor puede ser la quema de combustibles fósiles, calor residual (industrias) o calor solar utilizando colectores solares para su aprovechamiento.

Actualmente estos sistemas han recobrado importancia, principalmente por la búsqueda de diversificar la matriz energética, dada la grave crisis mundial que atraviesa el Perú y el mundo. Si bien aún los sistemas de compresión mecánica presentan una mejor eficiencia, estos al ser masificados representan una sobrecarga en las redes eléctricas ya que demandan de grandes cantidades de energía eléctrica para funcionar.

En las ciudades calurosas como lo es la provincia de Jaén, la climatización de ambientes es siempre una necesidad debido a las altas temperaturas que se registran a lo largo de todo el año, esto afecta la comodidad en lugares de masiva concurrencia que recurren a sistemas convencionales de refrigeración por compresión para asegurar su comodidad.

De manera que esta investigación se plantea diseñar un sistema de refrigeración por absorción evaluando el potencial solar, la carga térmica a enfriar y las altas temperaturas para determinar la influencia que poseen al momento de su diseño. Para ello obtendremos el historial de temperaturas de los últimos siete años registrados la estación meteorológica del SENAMHI (Servicio Nacional de Meteorología e Hidrología), cuyos valores se ingresan a un método de cálculo de radiación, paralelamente se calcula de carga térmica del puesto de Salud Montegrande, obtenidos estos valores se realizan los cálculos de diseño de los elementos constitutivos del sistema de refrigeración por absorción.

Con esta investigación se espera demostrar la influencia de la radiación, la carga térmica, y las altas temperaturas al momento del diseño, además de la posibilidad implementar sistemas solares para aplicaciones similares de producción de agua caliente sanitaria, calefacción y refrigeración.

1.1. Antecedentes.

1.1.1. Nivel internacional

Estudios experimentales realizados en Alemania, y Arabia Saudita sobre sistemas de refrigeración solar usando agua bromuro de litio como par refrigerante-absorbente, se basaron en el diseño de los componentes del enfriador de absorción, los depósitos de hielo y el campo del colector solar, así como la integración de la unidad de adquisición y control de datos. Los resultados de los experimentos indicaron un coeficiente de rendimiento de enfriador (COP) de 0,69 y una capacidad de enfriamiento de 10,1 kW a 114/23 / -2 (° C) que representa las temperaturas de la entrada del generador, la entrada del condensador / absorbedor y la salida del evaporador, respectivamente (Sam, Said, et. al, 2016).

Mientras que en China un estudio experimental evaluó la estabilidad de un sistema solar de refrigeración por absorción sometido a temperaturas variables de generación de entre 95 °C y 120 °C. Este estudio concluyó que el COP registra una variación de 0,69 a 1,08 en función al aumento de la temperatura (Xu, Wand y Wang, 2016).

Un estudio de Modelamiento dinámico realizado en Francia analizó un enfriador de absorción de efecto simple que trabaja con la solución LiBr-H2O utilizada en una instalación de refrigeración solar que funciona sin ningún sistema de respaldo (caliente o frío). El modelo numérico presentado en este documento se basa en los balances de masa y energía de cada componente, ecuaciones de estado y ecuaciones de transferencias de calor. (Maec, et al, 2015).

En Ecuador se diseñó un sistema de refrigeración solar mediante el software Carrier-E20 utilizado para estimar la carga térmica, con lo que se pudo seleccionar el equipamiento adecuado a las condiciones de ambientales del lugar y un área de captación de energía solar de 30 m^2 diseñada para ser abastecida con diez colectores de tubos al vacío marca “Thermomax” (Romero y Carbonell, 2014).

En un estudio experimental realizado en China donde se construyó un sistema híbrido para refrigeración y calefacción basado en un enfriador de absorción accionado tanto

por la combustión de gas como por el agua caliente solar. El sistema tiene capacidad de enfriamiento solar de efecto simple y enfriamiento a gas en doble efecto. Tiene las ventajas de los sistemas de absorción solar y de gas. Este sistema funciona accionado por energía solar (efecto simple) cuando la energía solar es suficiente. Funciona en modo de gas (efecto doble) cuando la energía solar no es suficiente o la temperatura del agua caliente solar es baja. Durante todo el año se registró y analizó la operación del sistema en un hotel comercial de 5 estrellas. En comparación con el sistema de absorción de gas, el sistema de absorción impulsado por gas / solar puede ahorrar el 49,7% del consumo de gas (Sun, Xu y Wang, 2015).

1.1.2. Nivel nacional.

Estudios comparativos realizados en la Universidad Nacional de Ingeniería donde se buscó extraer la humedad del yacón a través de un ventilador y la misma cantidad a través del secador solar, logró extraer con este último más del 70% de contenido de humedad de ambas muestras obteniéndose un producto de mejor calidad (Cortés, 2015).

Un estudio técnico basado en el análisis de localización y dimensionamiento del campo solar para una central termosolar en la región Puno, analizó la radiación solar en la región y las zonas de mayor potencial termosolar, cuyos resultados ha permitido determinar la viabilidad técnica y económica del sistema (Terrazos, 2014).

En la costa de Lima se realizó un estudio sobre energía solar orientado a climatizar una piscina con fines terapéuticos a 35 °C, demostrando la factibilidad de instalar colectores solares para climatizar piscinas para hidroterapia y además en zonas de variados climas (Rojas, 2015).

Se analizó numéricamente el rendimiento de un Sistema Compacto de Calentamiento de Agua con Energía Solar (SCCAES). Para este fin se seleccionó los modelos de SCCAES OKSOL-150 y CPC. Dichos modelos fueron modelados y simulados numéricamente utilizando el software compatible con el método de elementos finitos de nombre ANSYS 15,0. Adicionalmente se realizó una evaluación experimental sobre el modelo SCCAES OKSOL 150. Los resultados obtenidos fueron muy similares a los entregados por el software de simulación. Finalmente se compararon los resultados de simulación de ambos modelos, los resultados muestran que el SCCAES CPC es el modelo que tiene el mejor desempeño térmico. Primero porque que la distribución de temperatura al interior del tanque de acumulación de agua sea uniforme

y, en segundo lugar, porque permite alcanzar temperaturas superiores a las obtenidas con el SCCAES OKSOL 150. En el caso del SCCAES CPC se alcanza una temperatura de 79ºC mientras que en el caso del SCCAES OKSOL-150 se alcanza una temperatura de 58ºC (Peña y Wilder, 2016).

Estudios en Junín sobre calefacción en piscinas con energía solar térmica, buscaron demostrar la viabilidad de la transformación de la energía en energía térmica para el calentamiento del agua, sobre todo en zonas de ambiente frío como la Sierra, donde el agua corriente o de la red baja hasta los 8°C, donde se demostró que con el uso adecuado de calentadores solares y su aplicación para el calentamiento del agua de una piscina semiolímpica, es posible levantar y mantener la temperatura entre 22°C y 24°C, temperatura agradable para uso intensivo en la práctica de la Natación, con fines deportivos y de salud (Briceño, 2015).

En la región Ancash, se diseñó cinco viviendas solares pasivas con diferentes sistemas de calentamiento solar pasivo relacionándolas con una construcción típica existente para evaluarlas energéticamente, se utilizó dos métodos de análisis de simulación correlativa. se ha obtenido el resultado de que las edificaciones, para captar mejor la radiación solar, deben orientar sus aperturas en fachadas opuestas con orientación Este-Oeste, donde se obtiene un mejor rendimiento térmico, que cuando se orienta al Norte-Sur. La vivienda que tiene el mejor comportamiento térmico, en relación a los aspectos ambientales y culturales de los habitantes de Huaraz, es la vivienda con sistema solar pasivo directo que utiliza ventanas y claraboyas; en segundo orden se ubican las viviendas de patio cubierto (Corrales, 2012).

II. OBJETIVOS.

2.1. Objetivo general

Diseñar un sistema de aire acondicionado solar por absorción para la climatización del puesto de salud Montegrande – Jaén.

2.2. Objetivos específicos

- Evaluar el recurso solar en la provincia de Jaén – Cajamarca, Perú.
- Determinar la carga térmica a enfriar.
- Dimensionar el sistema solar de aire acondicionado solar por absorción, para climatizar los ambientes del puesto de salud Montegrande.
- Evaluar técnica y económicamente el proyecto.

2.3. Hipótesis.

La radiación solar, la temperatura y la carga térmica a enfriar influyen en el diseño del sistema de aire acondicionado solar por absorción para la climatización del puesto de salud Montegrande - Jaén.

2.4. Justificación de la investigación.

Esta investigación es importante y necesaria para las doscientas veinte familias usuarias del puesto de salud de Montegrande que reciben el beneficio del SIS (Seguro Integral de Salud), porque la implementación de este sistema climatizará el recinto convirtiéndolo en un ambiente confortable, reduciendo a un valor mínimo la demanda de energía eléctrica al basar su funcionamiento esencialmente en energía solar.

De acuerdo con el Organismo Supervisor de Energía y Minería (OSINERGMIN, 2014). “un equipo de acondicionamiento de aire por compresión de tipo residencial con una potencia promedio de 1,8 kW, consume 1,25 soles por hora, funcionando en día laboral es decir 8 horas diarias serían s/. 10, y en un mes será aproximadamente s/. 280, valor que corresponde solo al uso de un equipo”. Por ende, al realizar una comparativa entre un sistema de aire acondicionado solar por absorción y un sistema convencional

de compresión a vapor, el segundo representa además del costo inicial de instalación un costo económico mensual considerablemente elevado, y el primero sólo representa un costo inicial de instalación dado que el consumo eléctrico es casi nulo ya que solo es demandado para accionar bombas y sistemas de control en un sistema de refrigeración por absorción.

Es también necesaria para todos los pequeños puestos de salud pertenecientes a esta región del Perú porque según los datos del Ministerio de Energía y Minas (MINEM, 2011) "el potencial de radiación solar específicamente en la sierra y selva norte del Perú, en promedio mensual oscila entre 4,5 y 6,0 (kWh/m^2 - día)". Así que se puede afirmar la disponibilidad de energía solar para su aprovechamiento ya que, con la correcta evaluación energética, este sistema puede ser aplicado en diversos lugares de la región ya sea para climatización, calefacción o producción de agua caliente sanitaria, permitiéndoles de esta manera mejorar la calidad del servicio en sus instalaciones, siendo además una fuente de energía gratuita e ilimitada.

2.5. Formulación del problema.

¿Mediante qué criterios es posible aprovechar el potencial de irradiación solar de la provincia de Jaén para la climatización del Puesto de Salud Montegrande durante la temporada cálida?

III. REVISIÓN DE LITERATURA

3.1. Energía solar térmica y radiación solar.

La energía solar térmica es una tecnología simple que puede ser aprovechada de una manera muy eficaz. Su principio de funcionamiento se basa en la concentración y absorción de radiación solar para convertirlo en calor aprovechable, que puede tener aplicaciones residenciales, así como industriales puesto que la cantidad de energía que la luz solar vierte diariamente sobre la tierra es diez veces mayor que la que se consume al día en todo el planeta (Serrano, López y Garcés, 2006).

El aprovechamiento térmico de la energía solar está basado principalmente en la absorción de radiación solar, que son las radiaciones electromagnéticas emitidas por el sol incidentes en la superficie terrestre en forma de irradiación directa e irradiación difusa, se ha establecido además que la radiación es la energía que sale de una fuente emisora mientras que la irradiación es la superficie donde incide la radiación, la cantidad de irradiación se determina función del área incidente y su unidad es W/m^2.

Las aplicaciones de la energía solar térmica son fundamentalmente para la producción agua caliente sanitaria (ACS), para calefacción y climatización, para deshidratación de alimentos y también para cocción de alimentos a través de cocinas solares. En ese sentido el Perú se ve favorecido en este ámbito ya que se encuentra cercano a la línea ecuatorial, por lo que recibe una cantidad de radiación considerablemente mayor a la que reciben los países cercanos a los polos, siendo la zona costera la más favorecida ya que es donde se tiene un mayor índice de claridad (cielo despejado) a lo largo del año.

De acuerdo con los últimos reportes del Ministerio de Energía y Minas (MINEM, 2014). Existen alrededor de 1000 colectores solares instalados en Arequipa, en Ayacucho 44, en Lima 25, en Puno 52, en Tacna 29 y en Ancash 29 principalmente orientados a la producción de agua caliente sanitaria, por lo que aún queda masificar el uso de colectores solares en todo el país.

La energía radiante del sol se reparte según una esfera ficticia, al extenderse por el espacio en todas direcciones, teniendo como centro el sol y cuyo radio crece a la misma velocidad que la propia radiación. Por lo tanto, la intensidad en un punto de dicha superficie esférica, al repartirse la radiación solar sobre un área cada vez mayor, será tanto más pequeña cuanto mayor sea el radio de la misma, el valor aproximado de ésta intensidad a la distancia que se encuentra nuestro planeta del sol se conoce como constante solar y su valor se estima en 1367 W/m^2. Pero este valor varía relativamente en función de la forma elíptica de la órbita en la que gira la tierra, siendo el *Afelio* la distancia más lejana al sol y *Perihelio* la distancia más cercana al sol.

Además de la distancia, la atmósfera también influye en la disminución del valor de la radiación, al ser un obstáculo y produciendo los efectos de reflexión, dispersión y absorción parcial principalmente por las nubes, moléculas de aire y superficie terrestre. A la reflectividad de la superficie terrestre se le conoce como *albedo* y se refiere a la energía reflejada desde la Tierra al universo. Además se debe señalar que un aumento de los gases de invernadero del CO_2, disminuye el albedo, lo mismo que el enriquecimiento de la atmósfera en polvo atmosférico debido a erupciones volcánicas. En ambos casos se interpone materia adicional entre la superficie del planeta y el universo, disminuyendo así el retorno de energía al universo.

Se ha comprobado que la mayor parte de luz y calor incide sobre las regiones ecuatoriales o próximas a estas (valores máximos en los trópicos) y es mínima en las zonas polares. Por lo que la radiación que incide sobre la superficie terrestre viene dada por la ecuación 1.

$$R_g = R_{dir} + R_{dif} \qquad (1)$$

Dónde: R_g es la radiación global, R_{dir} es la radiación directa y R_{dif} es la radiación difusa.

3.1.1. Irradiación solar.

El término radiación se aplica al cuerpo que radia, mientras que el término irradiación al objeto expuesto a la radiación. Estrictamente, la superficie terrestre es irradiada y los mapas y tablas son de irradiación solar, sin embargo, aún hoy en día suele usarse el término radiación para referirse a la irradiación (Guevara, 2003).

La tasa de radiación recibida en una superficie por unidad de área se denomina irradiancia y se expresa en unidades de potencia por unidad de área (W/m^2). Mientras

que la tasa de radiación recibida por una superficie por un determinado periodo recibe el nombre de irradiación y se expresa como (Wh/m^2), y está representado por la ecuación 2.

$$H = \int I(t)dt \qquad (2)$$

La irradiación puede ser calculada sobre una superficie horizontal inclinada o normal a los rayos solares, como se muestra en las figuras 1, 2 y 3.

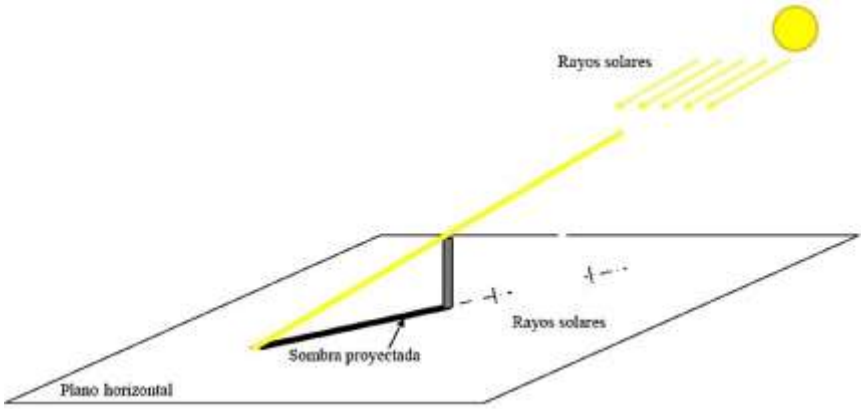


Figura 1. Irradiación sobre un plano horizontal. Fuente: Álvarez, Montaño y Maldonado (2014).

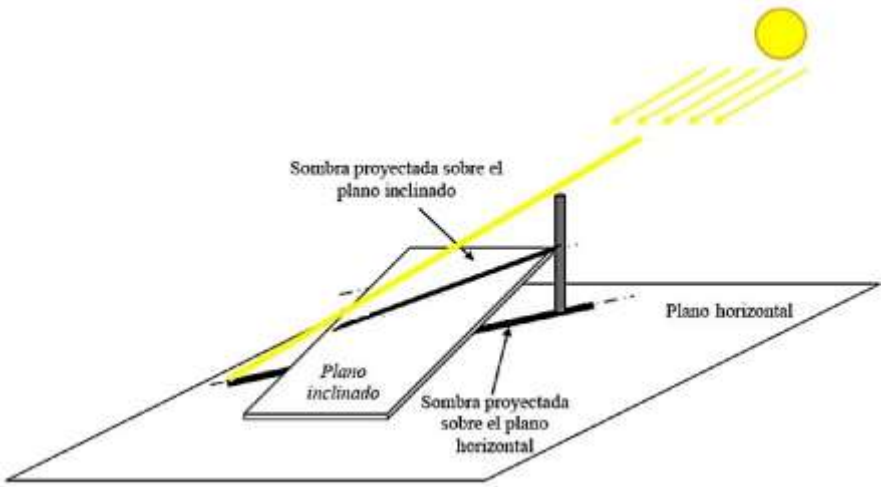


Figura 2: Irradiación sobre un plano inclinado. Fuente: Álvarez, et al. (2014).

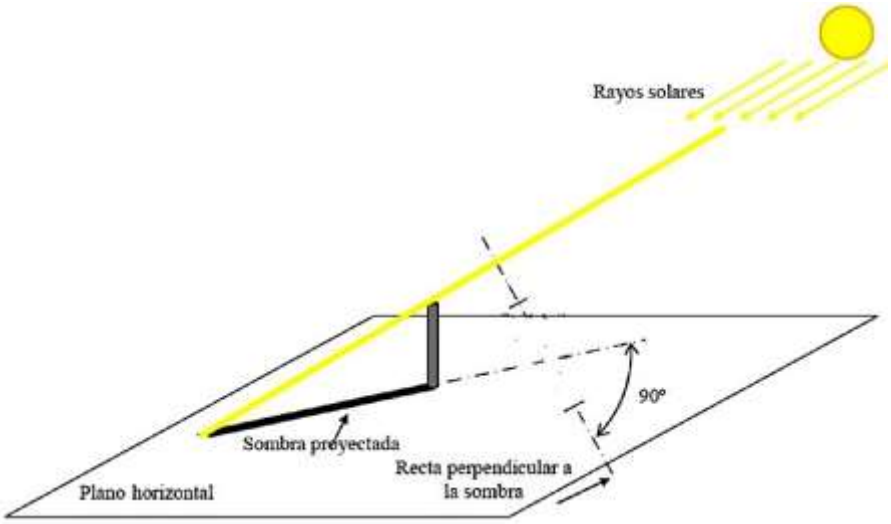


Figura 3: Irradiación perpendicular a la incidencia de los rayos solares. Fuente: Álvarez, et al. (2014).

3.1.2. Estimación de irradiación solar.

La irradiación solar puede ser calculada tanto para un plano horizontal, inclinado o normal a la dirección de los rayos solares. Generalmente se usan equipos de medición directa como solarímetro, que debe su principio de funcionamiento a la absorción de la radiación solar, Piranómetro que mide la radiación total, también está el pirohelióметro el cual mide la radiación directa normal proveniente del sol, pero en ausencia de equipos de medición se usan modelos matemáticos de estimación en función de datos históricos de temperatura obtenidos de estaciones meteorológicas, los más usados se detallan a continuación.

A. Modelo Ångström-Prescott.

Es el modelo frecuentemente utilizado para estimar la irradiación solar relativa (H/H_0) basado en horas de sol relativas (n/N), y está representado en la ecuación 3.

$$\frac{H}{H_0} = \ a + b\ x\ \frac{n}{N} \qquad (3)$$

Dónde: H es la irradiación solar medida en una superficie, H_0 es la irradiación solar en el tope de la atmósfera, $a + b$ es valor máximo de transmisividad de la atmósfera (τ), n es la Heliofanía u horas efectivas de sol, N es la duración astronómica del día para una latitud y fecha específica.

B. Modelo de Hottel.

El procedimiento para la utilización de este modelo atmosférico es. Una vez dadas la latitud geográfica, la fecha y la hora, calcular el coseno del ángulo cenital, según lo expuesto anteriormente; después computar los valores de la transmitancia directa y difusa, y aplicar los mismos para períodos de una hora (Álvarez et al, 2014). Este modelo expresa la transmitancia atmosférica τ_b, en función del ángulo cenital θ_z, de la altura sobre el nivel del mar A y del tipo de clima (r_1). El modelo de Hottel está representado en la ecuación 4.

$$\tau_b = a_0 + a_1 \, x \, e^{-\frac{k}{cos\,\theta_z}} \qquad (4)$$

Dónde: a_0, a_1 y k son valores que para efectos de cálculo son ajustados empíricamente con ecuaciones que están en función de la altitud sobre el nivel del mar.

C. Modelo Bristow – Campbell.

"La diferencia entre las temperaturas máxima y mínima en un día determinado, depende de la relación de Bowen, esto es, la relación entre el calor sensible y el calor latente. El calor sensible depende de la irradiación solar y es responsable de las temperaturas máximas" (Bristow y Campbell,1984). Este modelo sugiere la estimación de la transmisividad o irradiación solar relativa (H/Ho) en función de la diferencia entre las temperaturas máxima y mínimas (ΔT, °C) y es está determinado por la ecuación 5.

$$\frac{H}{H_0} = a_B[1 - exp(-b_B \Delta T^{c_B})] \qquad (5)$$

Mesa y varas (como se citó en SENAMHI, 2003), establecen que, en este caso, los valores empíricos (a_B, b_B y c_B) tienen también un significado físico; a_B representa el máximo valor de τ que es característico de cada área de estudio y además depende de la contaminación atmosférica y de la altitud sobre el nivel del mar; b_B ($°C^{-1}$) y c_B determinan el efecto del incremento de ΔT sobre la máxima τ de la atmósfera.

3.2. Sistema de climatización solar.

Un sistema de climatización solar generalmente, consta de tres partes fundamentales, que son el campo de colectores solares, la unidad de almacenamiento de energía que es usada para aplicaciones de acondicionamiento de aire con diferencia horaria entre la

acumulación de calor y su utilización, más conocido como volante térmico, y por último la máquina de refrigeración por absorción. Además de estos componentes básicos también están presentes la unidad terminal, el sistema de distribución, la unidad de control, entre otros.

3.2.1. Colectores solares.

El captador o colector solar es el componente más importante de la instalación. En su interior se calienta el fluido calo-portante por los efectos de la irradiación solar incidente, y a través del circuito primario, calienta el agua que, en la mayor parte de los casos, almacena el acumulador (Escoda, 2011).

Existen variados diseños de captadores, todos ellos tienen misión de convertir la mayor cantidad de radiación solar en calor útil, sus diversas configuraciones permiten obtener temperaturas que van desde los 50 grados centígrados hasta los 2000 grados centígrados, este amplio rango de temperaturas permite seleccionar modelos específicos con fines concretos, dependiendo de la temperatura obtenida se clasifican en colectores de baja, media y alta temperatura.

Los colectores solares generalmente están asociados a un rendimiento óptico (η_0), que es la fracción entre la potencia térmica obtenida del total de irradiación solar incidente, carece de dimensiones y se expresa en forma porcentual.

Tabla 1

Clasificación de colectores solares.

Clase	Características	Tipos
Colectores de temperatura baja.	- No utiliza ningún dispositivo para concentrar radiación solar. - La temperatura de calentamiento del fluido no alcanza la temperatura de ebullición.	- Colectores no vidriados. - Colectores de placa plana.

Colectores de temperatura media.	- Capaces de concentrar la radiación solar en una superficie reducida. - La temperatura de trabajo suele variar entre los 100 y los 400 °C.	- Colectores cilindro parabólicos
Colectores de alta temperatura.	- Capaces de concentrar la radiación solar en un solo punto. - La temperatura de trabajo oscila desde los 400 °C hasta más de 1000 °C. - Utiliza un campo heliostático, espejos automatizados que siguen la trayectoria del sol y concentran la radiación	- Colector de campo heliostático> 1000°C. - Colector de espejo parabólico 900 °C.

Nota. Fuente: Elaboración propia tomada de Sánchez (2010).

La efectividad de absorción de un captador o colector solar depende de las condiciones geográficas como latitud, altura sobre el nivel del mar, sombras, cobertura nubosa, etc. El funcionamiento del colector se basa en las leyes básicas de la radiación que se propagan por el espacio en longitudes de onda corta, que cuando incide en la superficie de un colector solar se produce una especie de efecto invernadero a pequeña escala, donde parte de la radiación es absorbida, otra fracción es reflejada y la mayor cantidad se transmite a un fluido caloportador.

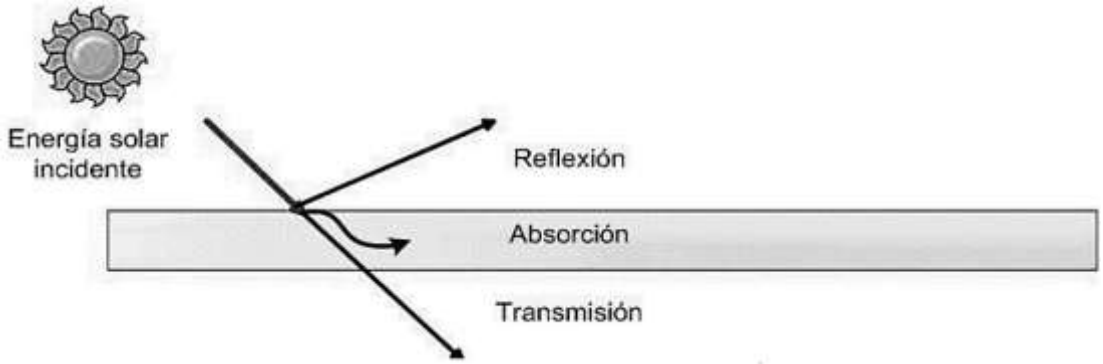


Figura 4. Irradiación incidente sobre la cubierta transparente de un colector solar. Fuente: Fauroux y Jagër (2012).

Estos fenómenos descritos anteriormente dependen de las características de los materiales que se describen a continuación.

- *Absortibidad*: Esta característica determina la cantidad de irradiación absorbida del total de la radiación incidente.
- *Absorbancia*: Representa en sí la capacidad de absorción de la irradiación incidente.
- *Emisividad*: Relaciona la proporción de energía radiada comparada con el comportamiento de un cuerpo negro ideal, bajo las mismas condiciones de temperatura y área incidente.
- *Reflectividad*: Termodinámicamente representa la parte de irradiación reflejada por la superficie incidente. Esta propiedad tiene carácter direccional dado que depende de la irradiación incidente y la radiación reflejada, adicionalmente de su longitud de onda.
- *Transmitancia:* Es un valor que determina la cantidad de radiación solar que, comparada con la irradiación solar incidente atraviesa una superficie transparente. En el análisis energético de un colector se toma en cuenta la transmitancia infrarroja, que es aquella para la cual la superficie transparente es opaca. De manera que, si se puede determinar su valor para cualquier ángulo de inclinación, ésta debe ser considerada como irradiación incidente perpendicular a la superficie. Una vez la energía atraviesa la superficie esta es asimilada por la placa absorbente y los tubos conductores de fluido, quienes absorben una fracción de calor e incrementan su temperatura.

La parte de energía no admitida es reflejada como irradiación térmica en el espectro infrarrojo y luego hacia la cubierta translúcida. La radiación térmica reflejada aumenta su longitud de onda por lo que, al incidir de regreso en la superficie transparente, está lo refleja de regreso a la placa formando lo que se conoce como "efecto invernadero" dentro del colector.

a. Valores característicos de un captador.

i. *Capacidad térmica:* Se determina en los ensayos de laboratorio de acuerdo a la norma UNE EN 12975, y es una medida de inercia térmica, y en consecuencia de la rapidez de respuesta del captador durante el calentamiento y enfriamiento.

ii. *Pérdida de carga:* Este valor varía en función de los diferentes caudales de circulación, normalmente se utiliza agua, por lo que los ensayos se ajustan al fluido del circuito primario.

iii. *Temperatura de estancamiento:* Se denomina así a la temperatura máxima del colector, sin la circulación del fluido del circuito primario, a una determinada irradiación y temperatura ambiente. Cabe resaltar que la temperatura de estancamiento supone una complicación que puede incidir negativamente en la vida útil del captador.

iv. *Área de apertura:* Es la superficie visible, normalmente coincide con la superficie del vidrio, para los tubos de vacío es el producto del diámetro interno del tubo, la longitud interna no sombreada y el número de tubos.

A. Colector solar plano.

Un captador solar plano, también llamado colector solar o panel solar térmico, es un dispositivo que sirve para aprovechar la energía de la radiación solar, transformándola en energía térmica de baja temperatura para usos domésticos o comerciales (calefacción, agua caliente, y climatización, fundamentalmente). Se estima que "los colectores solares planos pueden ofrecer temperaturas entre 50 y 200 °C, con una eficiencia promedio entre los 40 y 60 por ciento" (p5). Éste es el tipo de colector solar más común, su sencillez en su diseño hace fácil su construcción e implementación (Nandwani, 2005).

a. Tipologías.

los captadores solares planos se clasifican en tres grandes grupos.

- *Captadores planos protegidos*: La cara expuesta al sol está cubierta por un vidrio transparente muy resistente, son los más utilizados por que poseen un coste – producción muy favorable.
- *Captadores planos no protegidos*: carecen de aislamiento y vidrio protector, debido a la limitada eficiencia necesita una mayor superficie para conseguir las prestaciones requeridas.
- *Tubos de vacío*: poseen mayor aislamiento, se reduce la superficie de captación a cambio de pérdidas caloríficas menores.

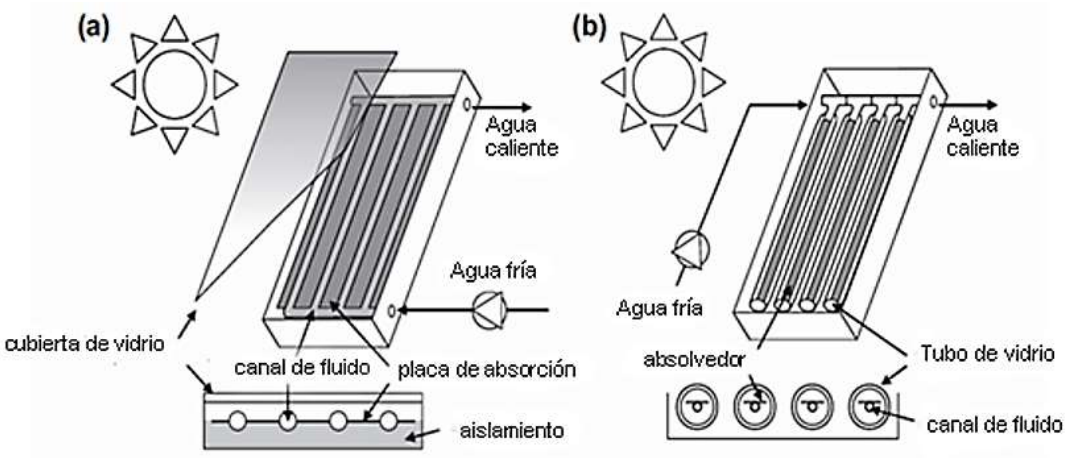


*Figura 5. C*aptadores solares: a) placa plana, b) tubos de vacío. Fuente: Romero y Carbonell (2014).

B. Colector solar de tubos de vacío.

El colector solar de tubos de vacío se diferencia del colector plano básicamente por su aislamiento, ya que en los colectores solares planos existen pérdidas por convección, mientras que en los tubos al estar al vacío estás pérdidas se reducen a valores del cinco por ciento mejorando de esta manera hasta en un 35 por ciento su eficiencia con respecto a los captadores planos y aumentando hasta un 196 por ciento la capacidad de captación en comparación a los de placa plana.

Su composición se basa esencialmente en tubo doble de vidrio, entre cuyas paredes de genera un vacío elevado (0.005Pa) y el vidrio interior suele llevar un tratamiento a base metal pulverizado para incrementar la absorción de radiación. Los colectores de

tubos de vacío suelen incorporar en su estructura una lámina reflectante por debajo de los tubos, de manera que gracias a su forma cilíndrica puedan aprovechar la reflexión de ésta aumentando la capacidad de captación en los tubos de vacío, los tubos de vacío son más eficientes en días fríos, ventosos o con nubosidad parcial.

En comparación con los colectores planos, los tubos de vacío tienen un costo de fabricación mucho menor ya que son construidos en un 100 por ciento en cristal de borosilicato que tiene un costo mucho menor que el cobre que es usado en los colectores de placa plana. Los siguientes aspectos fundamentan las ventajas tecnológicas de los colectores de tubos de vacío:

- Rendimiento prácticamente constante todo el año.
- Autocontrol de temperatura (sistemas Heat Pipe – 130 °C).
- Minimización de la superficie de ocupación y ángulo de incidencia.
- Operatividad garantizada para la aplicación de refrigeración solar.
- Integración arquitectónica y minimización del impacto visual.
- Versatilidad para su mantenimiento.
- Relación precio-calidad-prestaciones, muy favorable.

a. **Tipologías**.

i. Tubos de flujo directo.

El tubo de vacío de flujo directo fue el primero en desarrollarse, y su funcionamiento es idéntico al de los colectores solares planos, en donde el fluido caloportador circula por el tubo expuesto al sol, el fluido de trabajo fluye directamente a través del absorbedor dentro del tubo de vacío, debido a la transferencia directa de calor logran un rendimiento muy elevado. En la mayoría de los casos se pueden girar para conseguir una óptima alineación con respecto al sol. calentándose a lo largo del recorrido.

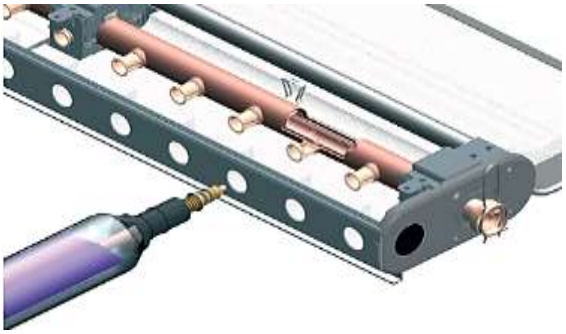


Figura 6. Colector de vacío de flujo directo. Fuente: www.lumelco.es.

ii. Heat – Pipe.

El concepto *Heat-pipe* es una evolución del tubo de flujo directo que trata de eliminar el problema del sobrecalentamiento presente en los climas más calurosos. En este tipo de colectores, el intercambio de calor se realiza mediante la utilización de un tubo de calor, que conceptualmente consiste en un tubo hueco cerrado por los dos extremos, sometido a vacío y con una pequeña cantidad de fluido vaporizante (mezcla de alcohol) que se evapora al calentarse, ascendiendo hasta un intercambiador ubicado en el extremo superior del tubo. Una vez allí, se enfría y vuelve a condensarse, transfiriendo el calor al fluido principal. El líquido retorna por capilaridad o debido a la acción de la gravedad y el ciclo de evaporación-condensación se repite.

Este sistema presenta una ventaja en los veranos de los climas cálidos, pues una vez evaporado todo el fluido del tubo, éste absorbe mucho menos calor, por lo que es más difícil que los tubos se deterioren o estallen. También presenta la ventaja de perder menos calor durante la noche, pues la trasferencia de calor, a diferencia de los tubos de flujo directo, sólo se produce en una dirección. El sistema de flujo indirecto obliga a una inclinación mínima de los tubos en torno a los cinco grados para permitir la correcta circulación del fluido. Este sistema es 196 por ciento más eficiente que las placas planas tradicionales con serpentín de cobre.

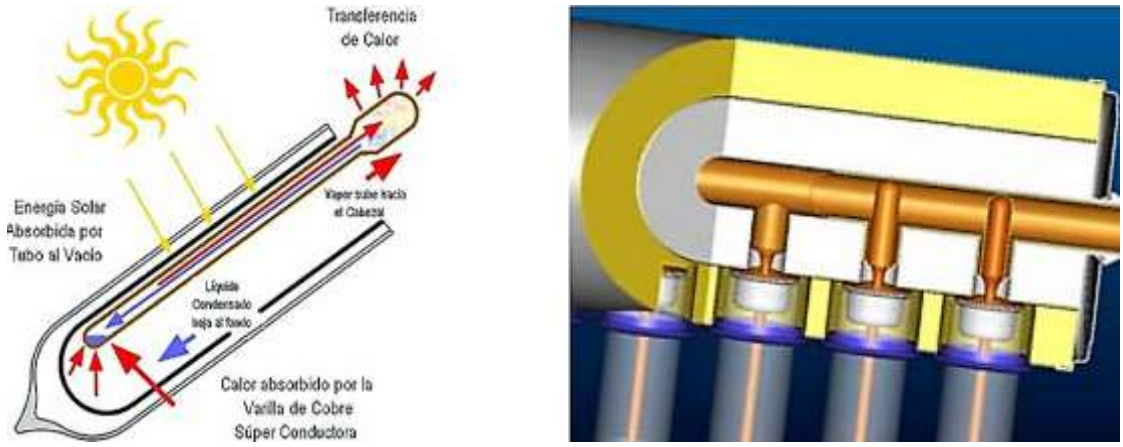


Figura 7. Colector de vacío con tubo de calor (Heat pipe). Fuente: INENCO CONICET CIUNSA (2009).

iii. De flujo directo conducido sin Heat Pipe.

Mediante una pequeña tubería en "U" en el interior del tubo, y en contacto con el absorbedor, el fluido caloportador se calienta. Al no existir el proceso de cambio de estado de los "Heat-pipe", se pueden instalar totalmente horizontales. La diferencia

entre este y el modelo con *Heat-pipe*, es la utilización exclusivamente de cristal, es decir, sin la utilización de cobre como el modelo *Heat-Pipe*, lo que hace reducir sus costos de fabricación enormemente, así como en el caso de mantenimiento. Además, llegan a ser 166 por ciento más eficientes que las placas solares planas (con serpentín) y 30 por ciento más eficientes que los tubos de vacío con Heat-Pipe o tubo de cobre.

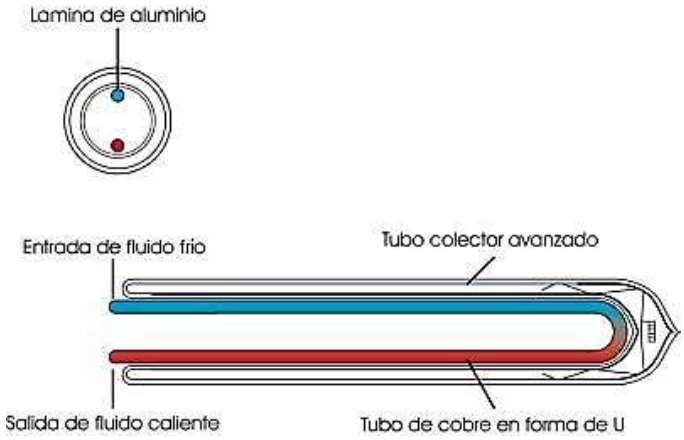


Figura 8. Tubo de flujo directo conducido. Fuente: www.energiasolar.lat.

C. Colector cilindro parabólico.

Los colectores solares cilindro-parabólicos con captadores solares de concentración, y está compuesto básicamente por un espejo cilindro parabólico que refleja la irradiación solar directa, concentrándola sobre un tubo absorbente colocado en la línea focal de la parábola. Una característica importante en estos colectores es que pueden lograr temperaturas hasta 400 grados centígrados con una buena eficiencia termodinámica.

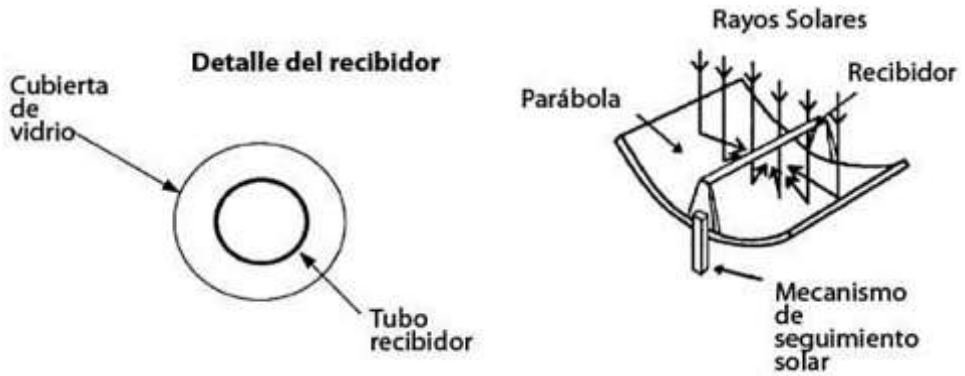


Figura 9. Esquema colector solar cilindro parabólico – parabólico. Fuente: CIRIA (2010).

D. Disco parabólico.

Este tipo de captadores concentran los rayos solares en un punto focal que se mueve junto con el disco haciendo seguimiento al movimiento solar, con la finalidad de maximizar la recepción y aumentar su eficiencia óptica. Su ventaja en que no requieren agua de refrigeración.

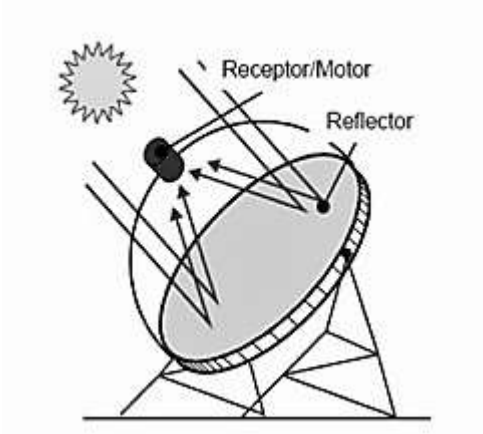


Figura 10. Esquema del receptor de disco parabólico. Fuente: UTFSM, estudio de contribución de ERNC al SIC al 2025 (2008).

3.2.2. Sistema de acumulación térmica.

Un sistema de acumulación térmica cumple dos funciones principales que es el almacenamiento de energía, y el intercambio de calor, preferentemente, el sistema de acumulación está constituido por un solo depósito, que debe tener una configuración vertical y estará ubicado en los interiores de un recinto. Dado que la energía solar térmica es intermitente y mayormente la demanda no coincide con la disponibilidad de energía, es necesario incluir en los procesos de conversión foto-térmica algún tipo de sistema de almacenamiento de energía, de esta manera el exceso de energía térmica producida durante el día es acumulado para un uso postrero en días nublados o durante las noches.

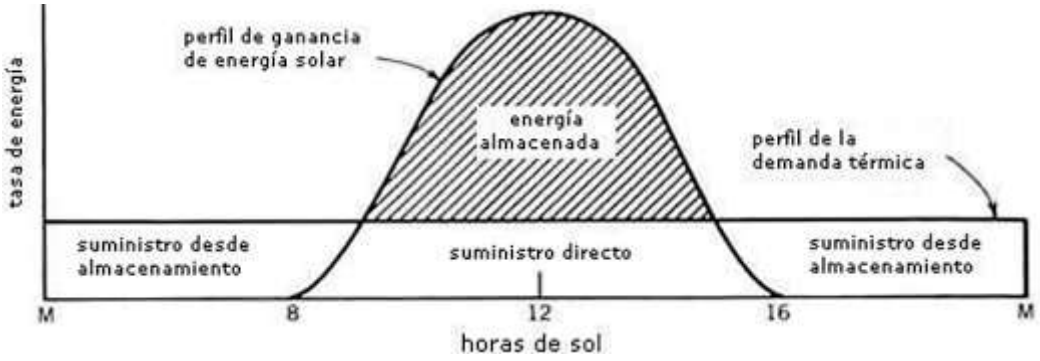


Figura 11. Almacenamiento de energía térmica en un día. Fuente: Placco y Saravia (2009).

Por lo que el almacenamiento de energía se tiene que realizar teniendo en cuenta los siguientes factores.

- El tipo de colector solar y la fracción de aporte solar.
- Las unidades de almacenamiento.
- Los aparatos de conversión (tales como acondicionadores de aire o motores), cargas, suministros de energía auxiliar y la forma en la que se suministra.
- Los sistemas de control.
- La naturaleza de las cargas que se pueden esperar en el proceso.

El almacenamiento de energía de puede realizar de diferentes maneras, y pueden ser.

- *En forma de calor sensible:* Se aplica cuando el calor almacenado es transferido hacia un medio líquido, sólido o gaseoso, aumentando su temperatura.
- *En forma de calor latente:* Como calor de fusión en sistemas químicos.
- *En forma de calor sensible y latente:* El calor almacenado entraña una variación de temperatura y un cambio de estado del sistema receptor (sólido o líquido), la restitución del calor corresponde al cambio de estado inverso.

De modo que la elección del medio de almacenamiento depende de la naturaleza del proceso, para el caso de calentamiento de agua resulta conveniente almacenar la energía en forma de calor sensible, en cambio sí se usan colectores de calentamiento para acondicionamiento de aire, el almacenamiento puede ser tanto en forma de calor sensible como latente. “Los sistemas de acumulación térmica por lo general se dividen en dos grandes grupos, los sistemas de acumulación térmica con agua y sistema de acumulación térmica con hielo” (Bravo y Bermúdez, 2014).

i. *Sistema de acumulación térmica con agua:* Son aquellos donde el agua es almacenada en tanques de acumulación enfriándose a la temperatura más baja posible, mediante el empleo de máquinas frigoríficas. Estos sistemas requieren un volumen de almacenamiento considerable, de modo que los tanques de agua helada usan la capacidad del calor sensible del líquido para almacenar la capacitancia de enfriamiento que generalmente está entre 4 y 7 grados centrígrados.

ii. *Sistema de acumulación térmica con hielo:* Estos sistemas se caracterizan por almacenar grandes cantidades de energía térmica a temperaturas casi constantes, porque dependen del calor latente asociado con el cambio de

estado físico o cambio de fase. Los sistemas de hielo usan tanques pequeños y ofrecen un alto potencial debido a las bajas temperaturas, pero requieren equipos de enfriamiento mas comoplejos y costosos, (Bravo y Greter, 2014). Los sistemas de hielo usan el calor latente de fusión del agua (335 KJ/Kg) para almacenar la capacidad de frío.

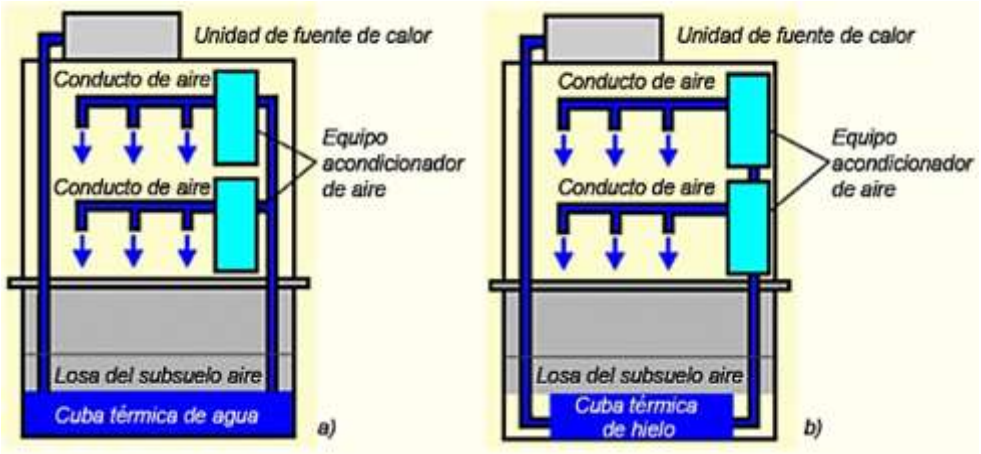


Figura 12. Sistemas de acumulación térmica a) con agua y b) con hielo. Fuente: Bravo y Greter (2014).

Las características principales de un sistema de almacenamiento de energía térmica son:

- Su capacidad por unidad de peso o de volumen.
- El rango de temperaturas entre las cuales funciona, es decir la temperatura a la que se le aplica y extrae calor del sistema.
- Los medios para aplicar y extraer calor y las diferencias de temperatura asociadas con ellos.
- La estratificación de la temperatura en la unidad de almacenamiento.
- La necesidades energéticas para añadir o extraer calor.
- Los contenedores, depósitos y otros elementos extructutrales asociados con el sistema de almacenamiento.
- Los medios para controlar las pérdidas térmicas de almacenamiento.
- Su coste.

a. Almacenamiento de calor sensible con agua.

El agua es un elemento útil, barato y fácilmente disponible para el almacenamiento de calor sensible, en forma de agua caliente sanitaria y agua para calefacción o refrigeración. La energía térmica solar se aplica al gasto G que pasa por el colector y se extrae mediante un gasto *m* de agua sanitaria, calefactora o de refrigeración en la unidad de almacenamiento, en donde se produce el intercambio térmico entre dichos fluidos. Si los sistemas están bien diseñados, los costes de bombeo son pequeños y de fácil cálculo; tanto las unidades de almacenamiento de agua, como el colector, pueden funcionar en circulación natural o forzada.

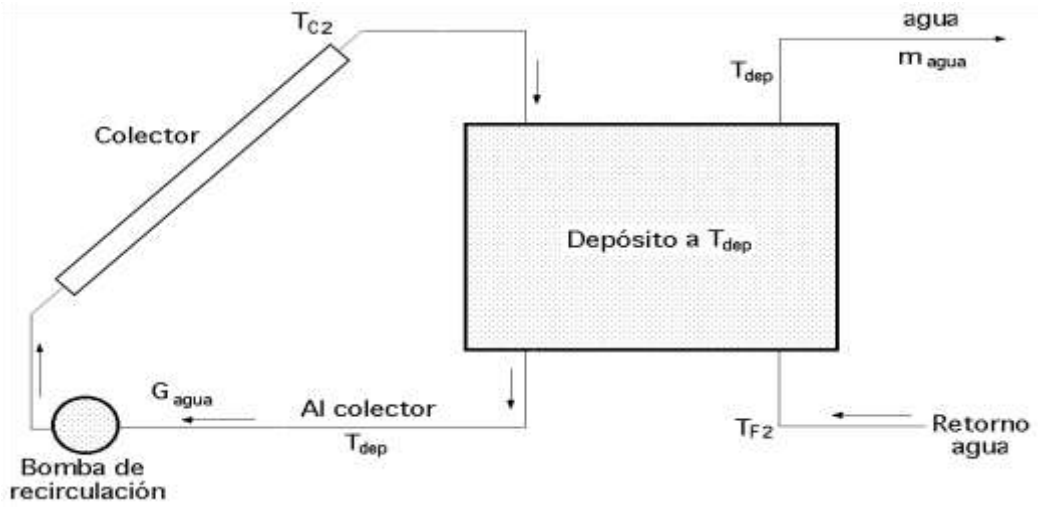


Figura 13. Unidad de almacenamiento de agua con circulación de agua para el intercambio de energía entre el colector y la unidad terminal. Fuente: Nacif (2011).

Dada la necesidad de obtener un intercambio de calor lo más eficiente posible, el sistema de almacenamiento debe contener un intercambiador de calor que permita cumplir con los requerimientos del sistema de modo que su potencia mínima se determinará para las horas centrales del día suponiendo una radiación de 1000 W/m^2 y un rendimiento de la conversión de la energía solar a calor del 50 por ciento, de manera que se cumpla la condición de la ecuación 6.

$$P \geq 500 \, x \, A \qquad (6)$$

Donde *P* es la potencia mínima del intercambiador (Watt) y *A* es el área de captadores (m^2).

3.2.3. Máquina de refrigeración por absorción.

Las máquinas de refrigeración por absorción basan su funcionamiento en la capacidad que poseen algunas sustancias tales como el agua y algunas sales como el bromuro de litio, para absorber en fase líquida vapores de otras sustancias como el amoniaco y el agua. Dado que no existe una clasificación específica de las máquinas de absorción, aun así, algunos fabricantes los agrupan por conceptos como "efecto" y "etapa" por lo que se describe de la siguiente manera.

- *Efecto:* Aquí se hace referencia al generador de la máquina, ya que es un dispositivo donde se produce el vapor refrigerante mediante ebullición, por lo tanto, una máquina de simple efecto posee un generador, de doble efecto dos generadores, etc.
- *Etapa:* Hace referencia al absorbedor de la máquina, por el elemento donde se produce la absorción del vapor refrigerante. Por ejemplo, una máquina de simple etapa tiene un absorbedor, de dos etapas dos absorbedores, etc.

Tipos de mezclas refrigerante absorbente que son utilizadas para el accionamiento de una máquina de refrigeración por absorción.

- H_2O / LiBr: Mezcla agua bromuro de litio donde el refrigerante es el agua y el absorbente es el bromuro de litio.
- NH_3 / H_2O: El refrigerante es el amoniaco y el absorbente es el agua.
- $LiNO_3$ / H_2O: El refrigerante es el nitrato de litio y el absorbente es el agua.
- NaSCN / H_2O: El refrigerante es el tiocianato sódico y el absorbente es el agua.

Dada la diversidad de mezclas, también existe diferenciación de la máquina de acuerdo a su sistema de condensación y puede ser condensada por agua donde el fluido provoca la condenación del refrigerante que es el agua, además lleva asociadas una torre de refrigeración. Condensada por aire el fluido provoca la condensación cuando el refrigerante es aire. Las fuentes de calor que suministran la energía calorífica a la máquina de refrigeración pueden ser de llama directa, donde utilizan el calor aportado por los productos de la combustión, para calentar la disolución procedente del absorbedor y llevarla al punto de ebullición. Se utiliza, para tal fin, un quemador de un combustible fósil (líquido o gaseoso).

De tipo indirecto donde el calor es suministrado a través de un elemento intermedio que puede ser un intercambiador de calor. El fluido caliente puede proceder de un fluido térmico, de la recuperación de calor de una fuente residual, de una instalación de energía solar, o de una caldera de gas.



Figura 14. Máquina de refrigeración por absorción. Fuente: Ciberevolution (2011).

A. Ciclo de simple efecto.

La concepción habitual de una máquina de absorción es la de aquella que desarrolla un ciclo frigorífico aprovechando la capacidad que tienen algunas sustancias, tales como el agua y algunas sales como el Bromuro de Litio, para absorber en fase líquida vapores de otras sustancias tales como el amoníaco y el agua, respectivamente, (Marcos, 2008, p.37). En las máquinas de absorción el tradicional compresor mecánico es sustituido por un conjunto denominado compresor térmico, formado por dos intercambiadores de calor y masa (generador y absorbedor), un recuperador de calor, una bomba y una válvula de expansión.

El funcionamiento de una máquina de absorción es posible mediante el intercambio de calor con cuatro focos generador, absorbedor, condensador y evaporador, lo que implica la absorción de un refrigerante en un absorbente o medio de transporte, el sistema de mayor uso es el de Amoniaco – agua (NH_3 – H_2O) que fue patentado por Ferdinand Carré en 1859, también existen otros sistemas tales como agua-bromuro de litio (H_2O - LiBr) y agua-cloruro de litio, en esos sistemas es el agua el que cumple la función de refrigerante estos sistemas se limitan a aplicaciones como el

acondicionamiento de aire donde la temperatura mínima está con encima del punto de congelación del agua, (Marcos, 2008, p.37).

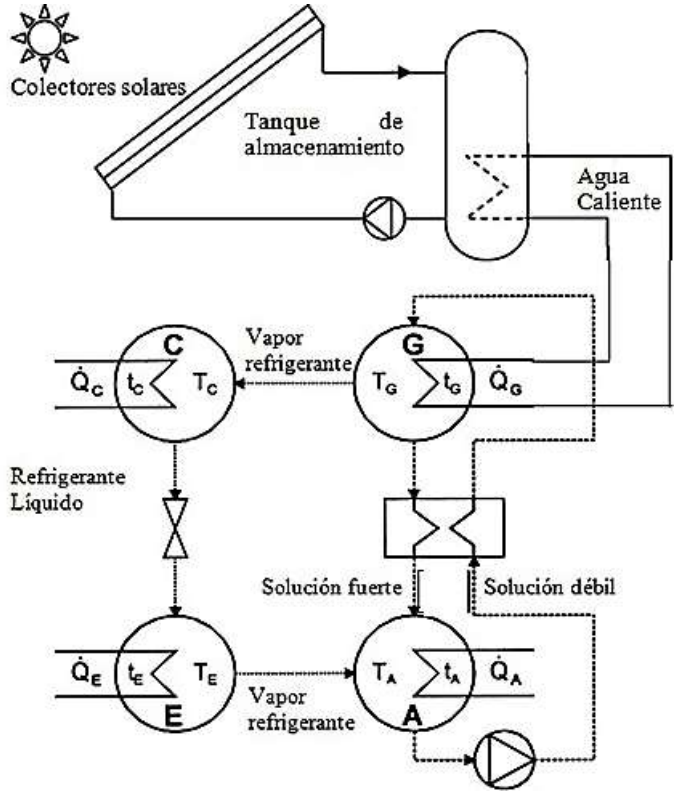


Figura 15. Ciclo de refrigeración por absorción de una máquina de simple efecto. Fuente: Albert et al. (2008).

B. Principio de funcionamiento.

El funcionamiento de la máquina de refrigeración por absorción es el siguiente. La disolución contenida en el absorbedor se bombea hasta el generador, que trabaja aproximadamente a la misma presión que el condensador. En el generador se transfiere calor, por medio del cual la disolución alcanza la temperatura de ebullición separándose vapor refrigerante. La disolución restante rica en absorbente, cierra el ciclo retornando al absorbedor, mientras que el refrigerante lo hace a través del condensador y el evaporador, de igual forma que en una máquina de compresión mecánica.

El refrigerante torna al estado de vapor en el evaporador, a baja presión y temperatura, para ser absorbido exotérmicamente en el absorbedor por la disolución concentrada procedente del generador. El refrigerante circula sucesivamente a través del condensador, de la válvula de expansión, del evaporador y del absorbedor. En el condensador el vapor refrigerante se transforma en refrigerante líquido a la temperatura

de condensación cediendo el calor de condensación al foco que se encuentra a la temperatura del condensador. A continuación, pasa a través de la válvula de expansión en un proceso isoentálpico en el cual reduce su presión evaporándose parcialmente y reduciendo su temperatura hasta la de evaporación.

En estas condiciones el refrigerante llega al evaporador donde recibe el calor del local que provoca su completa evaporación a la temperatura del recinto. En estado de vapor saturado el refrigerante accede al absorbedor, donde se pone en contacto con la disolución concentrada procedente del generador, que absorbe el vapor y lo transforma en estado líquido (calor de condensación), al mismo tiempo que diluye la disolución en bromuro de litio (calor de dilución). El calor de absorción, que es la suma del calor de condensación más el calor de dilución, se transfiere a la temperatura del recinto.

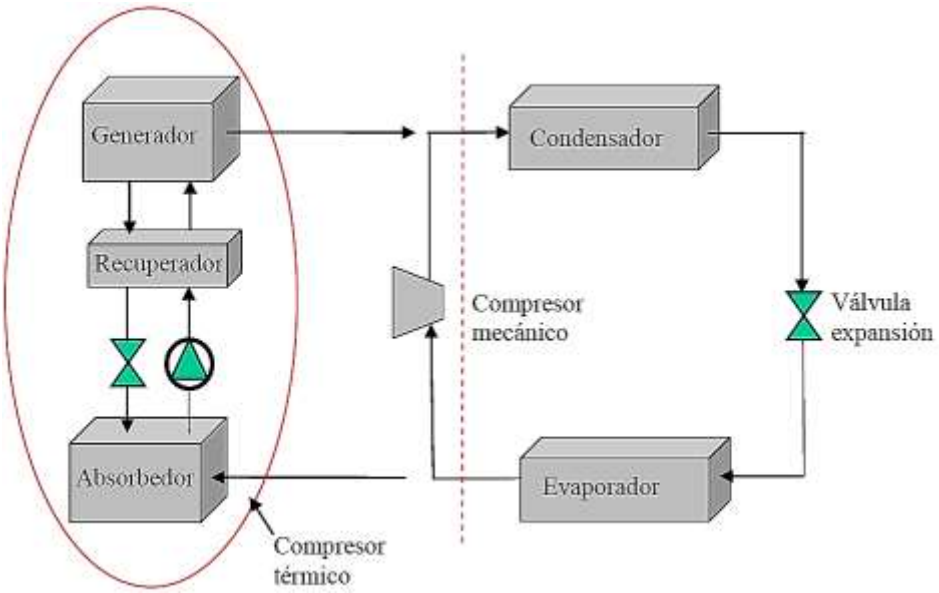


Figura 16. Comparativa entre un compresor térmico y compresor mecánico. Fuente: Marcos (2008).

Los ciclos termodinámicos de enfriamiento, tanto el de compresión como el de absorción cumplen la función de extraer el calor existente en un ambiente para luego conducirlo y disiparlo en otro lugar, para llevar a cabo su función la máquina refrigerante utiliza un fluido refrigerante y uno absorbente, que poseen además gran afinidad entre sí. Entre las combinaciones más utilizadas están las de Amoniaco – agua ($NH3 – H_2O$) y agua – Bromuro de Litio ($LiBr – H_2O$) este último puede llegar a un COP de 1,2 a más con respecto a la energía consumida al aplicarse en una máquina de doble efecto. Una máquina de refrigeración por absorción consta de cuatro circuitos (intercambiadores de calor).

Este sistema es atractivo económicamente si se cuenta con fuentes de calor de bajo costo, como es la energía geotérmica, energía solar, calor residual en centrales termoeléctricas, etc. Y que pueden entregar calor entre los 100 °C y 2000 °C.

C. Componentes.

a. Generador.

En este elemento se suministra calor a alta temperatura normalmente son 85 a 100 grados centígrados con la finalidad de evaporar el refrigerante separándolo de absorbente. El calor transferido se transmite a través de agua caliente, que circula a través de tubos sumergidos en la solución refrigerante-absorbente. Esta solución asimila calor del agua o vapor temperatura elevada provocando la evaporación de la solución, separando al refrigerante del absorbente al producirse la evaporación y recobrar una fracción del absorbente de la solución líquida.

b. Absorbedor.

Es uno de los elementos más trascendentes de una máquina de refrigeración por absorción, y cumple la función de unir dos corrientes. En el interior del absorbedor el vapor de refrigerante es absorbido por el absorbente y dado que es un proceso exotérmico, este es conducido al agua de enfriamiento que recorre los tubos dentro del absorbedor. La absorción del vapor del refrigerante crea un espacio de baja presión al interior del absorbedor que junto a la consonancia del absorbente por el agua en esta ocasión de BrLi/H2O impulsa un flujo constante de vapor de refrigerante proveniente del evaporador.

Su operación incide directamente al sistema en su conjunto. El diseño de los absorbedores es un punto crítico, originado por la complejidad que significa la transferencia de masa y calor. Un intercambio de calor efectivo en el absorbedor está sujeto principalmente a la excelente combinación entre el vapor y la solución de trabajo y a la mayor área de contacto posible entre la pared del intercambiador y la solución (Ortega, 2017).

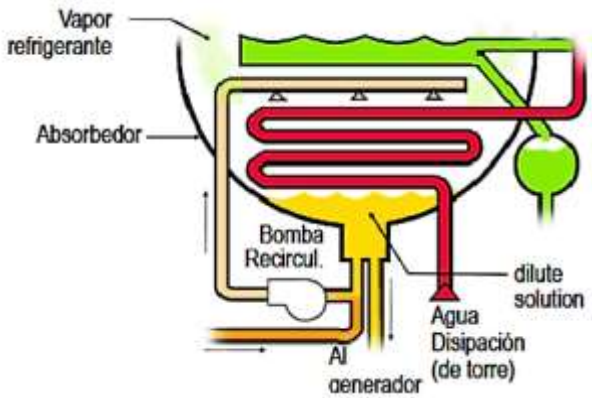


Figura 17. Absorbedor en una máquina de absorción. Fuente: Ortega (2017).

Los absorbedores se catalogan dependiendo del flujo continuo o discontinuo de las fases líquida y de vapor; por lo que es posible hallar absorbedores con fase líquida y vapor continuos, con fase vapor continuo y de líquido discontinua, y finalmente están los que la fase vapor es discontinua y la fase líquida continua (Ortega, 2017).

a) *Absorbedor de fase vapor y líquido continuo*. Es aquel donde la fase líquida está formada por una película descendente en contacto con la fase de vapor, las disposiciones pueden ser tanto de tubos verticales como horizontales.

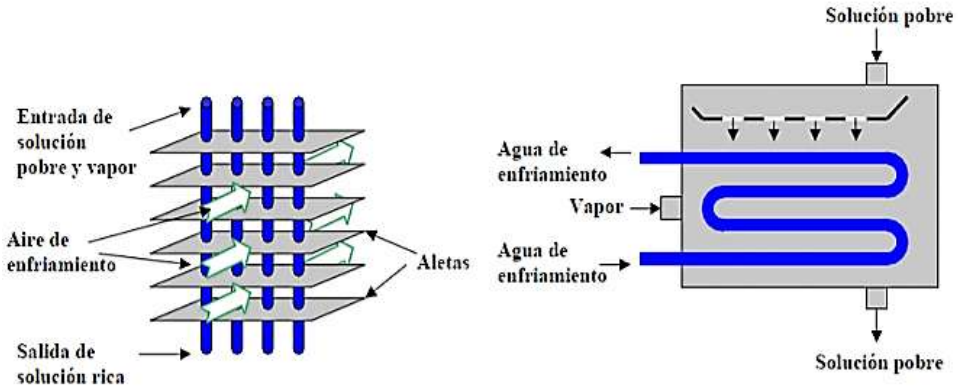


Figura 18. Configuración horizontal y vertical de Absorbedores con fases vapor y líquida continua. Fuente: Ortega (2017).

La disposición de tubos horizontales es la más empleada en las enfriadoras de agua de H2O-BrLi. Donde, el enfriamiento de la solución se lleva a cabo con el uso del agua proveniente de la torre de refrigeración que circula por el interior de los tubos horizontales. La disposición de tubos verticales es versátil, dado que se puede emplear agua fría o grandes cantidades de aire para difuminar el calor generado. La disposición de película descendente aumenta los coeficientes de transferencia de

calor y disminuye la perdida de carga, mas su correcto funcionamiento está sujeto a la existencia de una eficiente distribución de la solución.

b) *Absorbedor con fase tipo vapor continuo y líquido discontinuo.* La absorción del vapor por la solución y la disipación de calor se llevan a cabo de forma separada. Primero la solución entra en contacto con la fase vapor. Mediante el uso de aspersores en una cámara adiabática se introduce la corriente de vapor, donde es atomizada la corriente líquida. Con la absorción llevada a cabo, la solución rica en refrigerante atraviesa el intercambiador de calor donde se disipa el calor de absorción. Siguiendo el proceso, una fracción de la solución enfriada es recirculada y llevada al generador con la finalidad de incrementar la absorción.

Como resultado del proceso de absorción adiabático, la solución incrementa su temperatura, es aquí donde el proceso de absorción se detiene dado que la presión de saturación y presión capilar de la gota igualan la presión de la cámara. La tensión superficial de la producción de gotas causa una presión de capilaridad que es inversamente proporcional al diámetro de las gotas. Para superar la presión capilar y penetrar la gota es necesario que la fase vapor del refrigerante sea absorbida, para ello la presión del absorbedor debe superar la suma de la presión de saturación de la solución y la presión capilar de la gota. En consecuencia, hay un diámetro óptimo para el cual se produce la máxima absorción (Ortega, 2017).

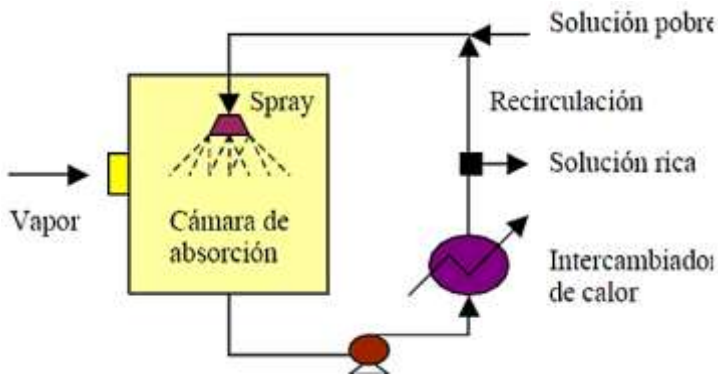


Figura 19. Absorbedores con fase vapor continuo y líquido discontinuo. Fuente: Ortega (2017).

c) *Absorbedores tipo fase vapor discontinuo y líquido continuo*. También denominado absorbedor de burbuja porque son del tipo inundado. Esto es, la solución con escaso refrigerante es llena el interior del canal central mientras que el vapor es agregado a manera de burbujas. La disipación de calor de lleva a cabo mediante agua de enfriamiento que atraviesa la parte externa del dispositivo.

Para incrementar el potencial del absorbedor se acostumbra ubicar diversos canales en paralelo con repartidores de solución y de vapor en el lado inferior y un captador que recoge la solución concentrada en el lado superior. La disposición de burbuja es sugerida en sistemas de refrigeración por absorción de NH3-H2O, debido al excelente mojado solución-pared. El flujo bifásico que recorre el interior del absorbedor toma diferentes clases de regímenes que son: agitado, tapones y de burbuja.

- El *flujo agitado* está caracterizado por tener una configuración indefinida de la fase vapor causada como consecuencia de ingreso de la solución y vapor.
- En el *flujo tapón* la fase gaseosa sube en forma de balas alargadas, de tamaño considerable comparado con la sección del tubo, están además distanciadas por líquido. Este comportamiento es preponderante en todo el absorbedor.
- El *flujo de burbuja* es identificado por burbujas de pequeñas proporciones distanciadas unas de las otras, por grandes cantidades de líquido.

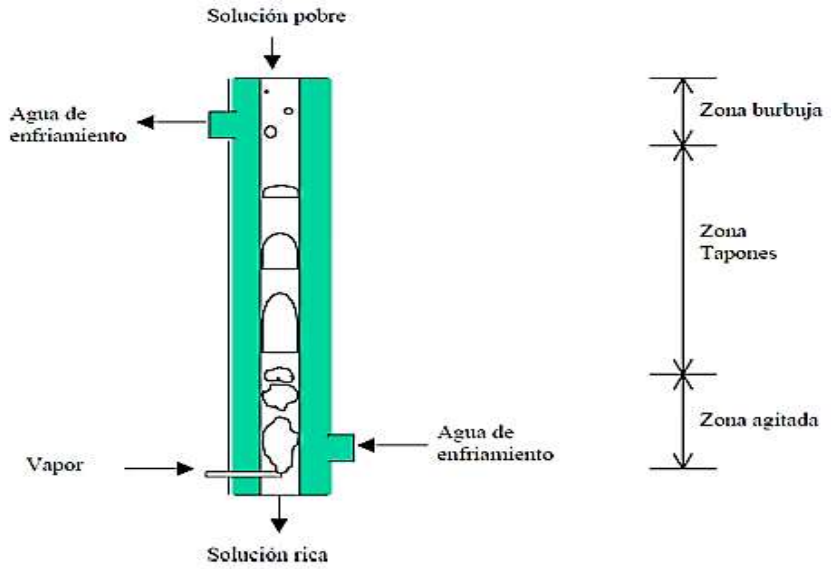


Figura 20. Absorbedor de burbuja. Fuente: Ortega (2017).

c. Condensador.

En este elemento el vapor refrigerante proveniente del generador se condensa en un intercambiador de calor, y es acumulado en la parte inferior donde a través de una válvula se descarga en el evaporador. Comúnmente el sistema de enfriamiento de agua está conectado a una torre de refrigeración debido a las grandes cantidades de calor que se tiene que disipar (Ortega, 2017).

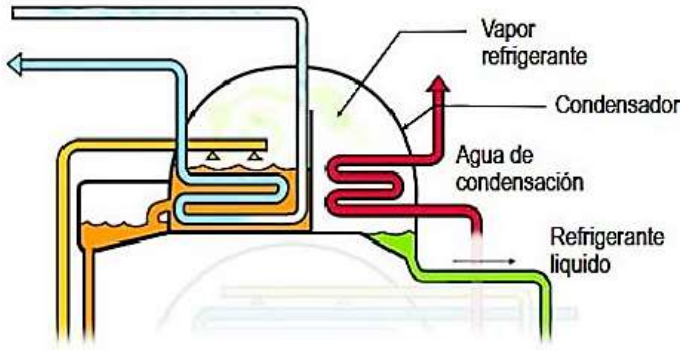


Figura 21. Condensador de una máquina de absorción. Fuente: Ortega (2017).

d. Evaporador.

Este elemento es esencialmente intercambiador de calor donde el refrigerante sufre un cambio de fase con lo cual se extrae el calor del espacio demandante de refrigeración. Los evaporadores para refrigeración pueden ser catalogados en función a la forma de alimentación y son evaporadores por expansión directa o por inundación. En los evaporadores por expansión, el vapor es ligeramente sobrecalentado y se agrega en pequeñas cantidades para establecer una zona de vaporización completa al final del equipo. En el caso del evaporador por inundación, la cantidad de refrigerante supera el volumen evaporado.

Un evaporador de expansión directa usualmente se aplica a sistemas de pequeña capacidad y que poseen diseños compactos por lo que requiere de un dispositivo de control de flujo que puede ser una válvula de termo expansión o un tubo capilar (Ortega, 2017).

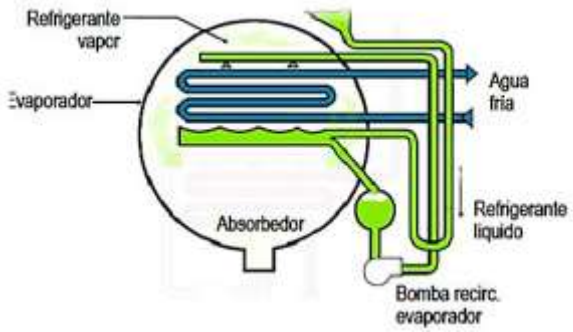


Figura 22. Evaporador de una máquina de absorción. Fuente: Ortega (2017).

El accionamiento de la máquina de absorción genera demanda de cargas energéticas en cada uno de los circuitos las cuales pueden ser evaluadas con la ecuación 7.

$$Q = \dot{m}\ x\ Cp\ x\ (\Delta t) \quad (7)$$

Dónde: Q es la demanda térmica (calor demandado) que depende del circuito a analizar (kW), $\dot{m}$ el flujo másico, que representa el caudal volumétrico del fluido que circula en cada circuito por la densidad del fluido a temperatura promedio de entrada y salida (*kg/s*); *Cp* es la capacidad calorífica del agua a la temperatura media entre la entrada y la salida en el circuito (*kJ/kg K*); Δt es la diferencia de temperatura de entrada y salida en cada intercambiador (°C) (Fauroux, Diaz, Blanco y Deagetani, 2016).

3.2.4. Coeficiente de funcionamiento los ciclos de absorción (COP).

El Coeficiente de funcionamiento mide la eficiencia de operación de un sistema de refrigeración y está representado por la ecuación 8.

$$COP = \frac{Calor\ absorbido\ por\ el\ refrigerante\ al\ evaporarse}{calor\ suministrado\ al\ refrigerante + trabajo\ de\ la\ bomba}$$

$$COP = \frac{Q_E}{Q_G + W_B} \quad (8)$$

Donde: Q_E :Calor de evaporación, Q_G: Calor de generación, W_B: trabajo suministrado por la bomba.

Tabla 2

Variación del COP para diferentes combinaciones refrigerante absorbente.

Parámetro/ Fluido	Libr - H_2o				H_2o - Nh_3		H_2o - Licl	Nh_3 - Lino3
Efecto	Simple	Doble	Triple	Mitad	Simple	GAX[1]	Simple	Simple
Temperatura en el generador (°C)	70 – 120	120 - 170	200 - 250	50 - 70	70 - 140	150 - 220	65 - 110	80 - 110
COP	0,6 – 0,75	1,1 – 1,3	1,4 – 1,7	0,3 – 0,35	0,5 – 0,7	0,7 – 0,9	0,6 – 0,7	0,6 – 0,7

Nota. Fuente: Díaz y Monteagudo. (2010, p23) cita Larbus y Corona (2013, p15).

3.2.5. Mecanismos de transferencia de calor en una máquina de refrigeración.

La cantidad de calor que se puede transferir de un sistema a otro de debe gracias a la diferencia de temperatura existente entre ambos. En ingeniería principalmente en el diseño de materiales, equipos, o sistemas que interactúan con el calor, se hace necesario determinar la razón de transferencia de calor en los mismos, ya que de ésta manera se puede conocer el rendimiento de éstos. La transferencia de calor se lleva a cabo a través de tres mecanismos diferentes, y son conducción, convección y radiación y todos ellos necesitan de una diferencia de temperatura para llevar a cabo la transferencia de calor.

A. Conducción.

"La conducción es la transferencia de energía de las partículas más energéticas de una sustancia hacia sus adyacentes menos energéticas" (Cengel, 2007). La conducción está presente tanto en sólidos, líquidos y gases. La velocidad o razón de conducción de calor de un material depende de su configuración geométrica su grosor y la composición con el que ha sido fabricado, por lo tanto, se ha demostrado que la rapidez de conducción de calor en una placa plana es correspondiente a la variación de temperatura a través de ésta y la superficie que transmite este calor, pero es inversamente proporcional al espesor de esa capa, y se define con la ley de Fourier de conducción de calor expresada por la ecuación 9.

$$\dot{Q}_{cond} = -KA\frac{dT}{dx} \qquad (9)$$

Donde dT/dx es el gradiente de temperatura que define la razón de cambio de la Temperatura con respecto al espesor.

i. *Conductividad térmica:* Se ha demostrado que los materiales distintos acumulan calor de diferentes formas es por ello que se reconoce la importancia de una propiedad de los materiales denominada calor específico C_p como una medida de la capacidad de un material para almacenar energía térmica. De la misma manera en que es posible conceptuar la conductividad térmica K como la capacidad que posee un material para transmitir calor por conducción y se expresa en función de W/m.°C.

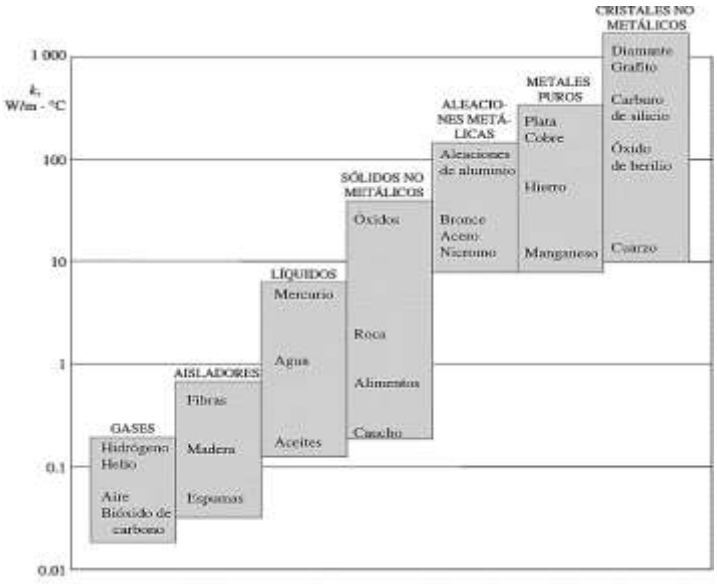


Figura 23. Rango de la conductividad térmica de diversos materiales a la temperatura ambiente. Fuente: Cengel (2007).

ii. Difusividad térmica: Es la razón de calor conducido a través del material y el calor acumulado por unidad de volumen (cuán rápido se difunde el calor por un material), es otra de las propiedades de gran importancia en el análisis de conducción de calor mediante conducción (Cengel, 2007) y se representa en la ecuación 10.

$$\alpha = \frac{Calor\ conducido}{Calor\ almacenado} = \frac{K}{\rho C_P} \qquad (10)$$

Donde K es la Conductividad térmica, C_P la Capacidad calorífica de un material y ρ la densidad del fluido caloportador.

B. Convección.

"La convección representa la transferencia de energía de una superficie sólida y un líquido o gas adyacentes que están en movimiento" (Cengel, 2007). Este efecto combina la transferencia de energía por conducción y el movimiento de fluidos, por lo que mientras más veloz es el movimiento de un fluido más rápido es la transferencia de calor por convección.

La convección se le llama convección forzada si el fluido se ve obligado a fluir sobre la superficie por un elemento externo que puede ser un ventilador, una bomba o el viento mismo. Muy por el contrario, recibe el nombre de convección natural si el movimiento

del fluido es inducido por las diferencias de densidad provocadas por el cambio de temperatura en el fluido. Según la *ley de enfriamiento de Newton* la velocidad de transmisión de calor por convección es proporcional a la variación de temperatura y se expresa en la ecuación 11.

$$\dot{Q}_{conv} = hA_s(T_s - T_\infty) \quad (11)$$

Dónde h es el factor de transmisión de calor por convección en W/m^2 °C, A_s es el Área superficial a través del cual tiene lugar la trasferencia de calor por convección, T_s representa la temperatura a la que se encuentra la superficie y T_∞ Es la temperatura del fluido alejado suficientemente de la superficie. El factor de transmisión de calor por convección es un parámetro mas no una propiedad dado que está en función de variables como la geometría de superficie, el tipo de movimiento del fluido y las características del mismo.

C. Radiación.

Es la energía emitida por la materia en forma de ondas electromagnéticas o fotones como consecuencia del cambio en la configuración electrónica de sus átomos o moléculas, la radiación necesita un medio por el cual transmitirse de modo que no sufre atenuación en el vacío. Existen diversos tipos de radiación entre los más comunes están los rayos x, los rayos gamma, las microondas, las ondas de radio y televisión, pero en esta investigación nos interesa el estudio de la radiación térmica que se genera en un cuerpo o materia debido a su temperatura. “Todos los cuerpos cuya temperatura es superior al cero absoluto desprenden radiación térmica" (Cengel, 2007).

De acuerdo con la ecuación de Stefan Boltzmann un cuerpo negro ideal emite radiación a una razón máxima, por lo que una superficie real emite una radiación menor a la desprendida por un cuerpo negro a igual temperatura. En consecuencia, se usa el término “emisividad” para determinar lo próximo que esta una superficie de ser un cuerpo negro y está entre valores de $0 \leq \mathcal{E} \leq 1$.

$$\dot{Q}_{emitida} = \epsilon\sigma A_s T_s^4 \quad (12)$$

En la ecuación 12, se representa la razón de radiación en una superficie real.
Dónde: σ: Constante de Stefan Boltzmann (5.67 X 10^{-8} W/m^2.K^4), A_s: Área superficial m^2 y T_s: Temperatura superficial K.

Otra relevante característica inherente a la radiación de una superficie es su absortividad (α), la misma que es la fracción de radiación admitida por una superficie objeto de radiación, como la emisividad su valor esta entre $0 \leq \alpha \leq 1$. Por lo que se establece que un cuerpo negro es un absorbente perfecto y emisor perfecto (Cengel, 2007). La velocidad a la cual una superficie absorbe la radiación se muestra en la ecuación 13.

$$\dot{Q}_{absorbida} = \alpha \, \dot{Q}_{incidente} \qquad (13)$$

Donde α es la absortividad de la superficie y $\dot{Q}_{incidente}$ es la razón de irradiación incidente en una superficie, en superficies opacas la irradiación incidente no absorbida se refleja.

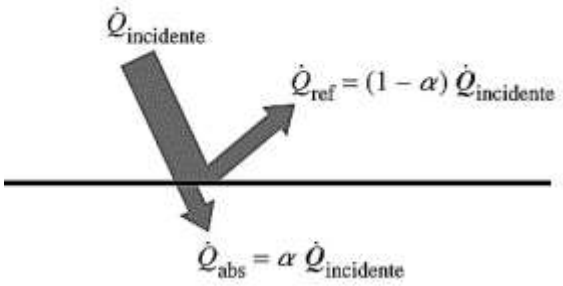


Figura 24. Absorción de la radiación incidente sobre una superficie opaca de absortividad α. Fuente: Cengel (2007).

Cuando una superficie de emisividad Ɛ y área superficial As, a una temperatura termodinámica T_s, se encuentra completamente encerrada por una superficie mucho mayor (o negra), a una temperatura termodinámica T_{alred}, y separada por un gas (como el aire) que no interfiere con la radiación, la razón neta de la transferencia de calor por radiación entre estas dos superficies se representa en la ecuación 14.

$$\dot{Q}_{rad.} = \varepsilon\sigma A_s(T_s^4 - T_{alred.}^4) \qquad (14)$$

La transmisión de calor por irradiación a una superficie, o desde la misma, envuelta por un gas como el aire, sucede en la misma dirección a la conducción o convección, si se tiene una circulación abundante del gas entre esa superficie y el gas. De modo que, la transmisión total de calor se establece al adicionar el aporte de los dos procesos de transmisión. Por sencillez y conveniencia esto se realiza frecuentemente a través de la determinación de un factor conexo de transmisión de calor, $h_{combinado}$, abarcando dos

mecanismos tanto de la convección como de la radiación. (Cengel, 2007, p.29). Entonces, la razón total de transmisión de calor a una superficie, o desde ésta, por convección y radiación se determina en la ecuación 15.

$$\dot{Q}_{total} = h_{combinado} A_s (T_s - T_\infty) \quad (15)$$

La radiación suele ser relevante en comparación a la conducción o a la convección natural, pero ínfimo con respecto a la convección forzada, por lo tanto, en aplicaciones de convección forzada los valores de transferencia de calor por radiación son despreciables en especial en superficies con bajas emisividades y temperaturas bajas o moderadas.

3.2. Acondicionamiento de aire.

La American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers (ASHRAE) define el acondicionamiento del aire como: "El proceso de tratar el aire, de tal manera, que se controle simultáneamente su temperatura, humedad relativa, limpieza y distribución, para que cumpla con los requerimientos del espacio acondicionado", (2009). Se define además al acondicionamiento de aire como el proceso de tratamiento del mismo en un ambiente interior con el fin de establecer y mantener los estándares de temperatura, humedad, limpieza y movimiento, Pita (2014).

El acondicionamiento de aire es considerado el proceso más profundo de la regulación del aire ambiente en los locales habitados; consiste en tratar las condiciones de temperatura (calefacción o refrigeración), humedad, limpieza (renovación, filtrado) y la circulación del aire adentro de los locales. El acondicionamiento de aire data desde muchos siglos atrás aproximadamente desde el siglo XV, sin embargo, fue desde el siglo XIX cuando que se hizo efectivo el desarrollo de la calefacción, ventilación y acondicionamiento de aire (HVAC) por sus siglas en inglés (Heating, Ventilating and air conditioning), para el año 1985 se registró en Estados Unidos de Norteamérica una inversión de 25 mil millones de dólares en sistemas HVAC.

La mayoría de sistemas de climatización o acondicionamiento de aire se usan para dar confort a las personas, o en el control de procesos. También se usa el acondicionamiento de aire para obtener las condiciones que se requieren en diferentes procesos. Por ejemplo, instalaciones textiles, de imprenta, así como salas de computadoras, y las instalaciones médicas que necesitan determinados niveles de

humedad y temperatura para un correcto funcionamiento. Un sistema de acondicionamiento de aire puede proporcionar calefacción, enfriamiento o ambos. Para el correcto acondicionamiento de aire es necesario controlar las siguientes variables o condiciones de diseño.

- *Temperatura:* La temperatura del aire se controla calentándola o enfriándola.
- *Humedad:* La humedad es el contenido de vapor de agua en el aire, se controla agregando o eliminando vapor de agua en el aire (Humidificación y deshumidificación).
- *Limpieza:* La calidad de aire se controla ya sea mediante filtración o ventilación, el primero usa filtros para eliminar los contaminantes y el segundo renueva el aire interior con aire exterior reduciendo la concentración de contaminantes en el ambiente.
- *Movimiento:* El movimiento del aire se refiere a su velocidad y a los lugares donde se distribuye, se controla con la adecuada distribución de aire.

3.2.1. Tipos de sistemas de acondicionamiento de aire.

i. Sistema hidrónico de enfriamiento (solo agua).

Este sistema cumple la función de enfriar el agua en un equipo de refrigeración, llamado enfriadora de agua, con el uso de una bomba se hace circular el agua y pasa a cada ambiente a través de tuberías entrando a una unidad terminal, el aire caliente del cuarto pierde su calor en el agua fría de la unidad terminal. Como esta agua se calienta debe ser recirculada por la máquina de refrigeración para volver a enfriarse.

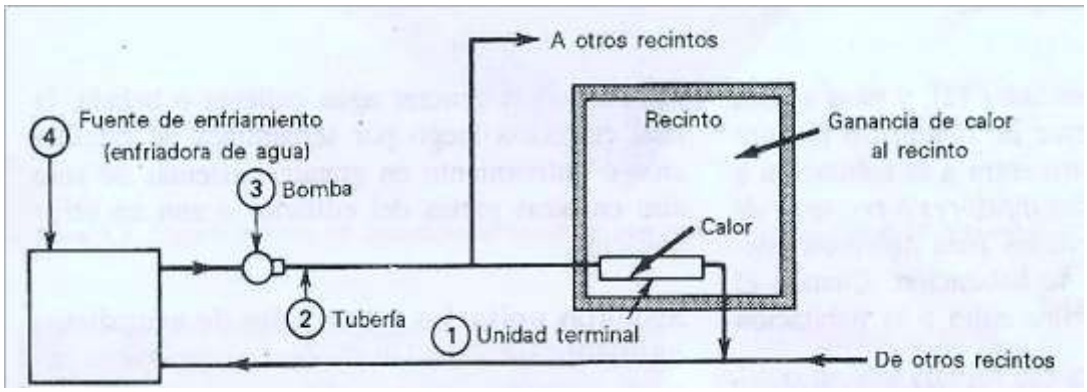


Figura 25. Disposición de los componentes básicos de un sistema de enfriamiento hidrónico. Fuente: Pita (2005).

ii. Sistema de solo aire.

Estos sistemas emplean aire para calentar o enfriar ambientes. Pueden tener también la capacidad para controlar la humedad y proporcionar ventilación hacia el exterior, cosa que los sistemas hidrónicos no pueden hacer.

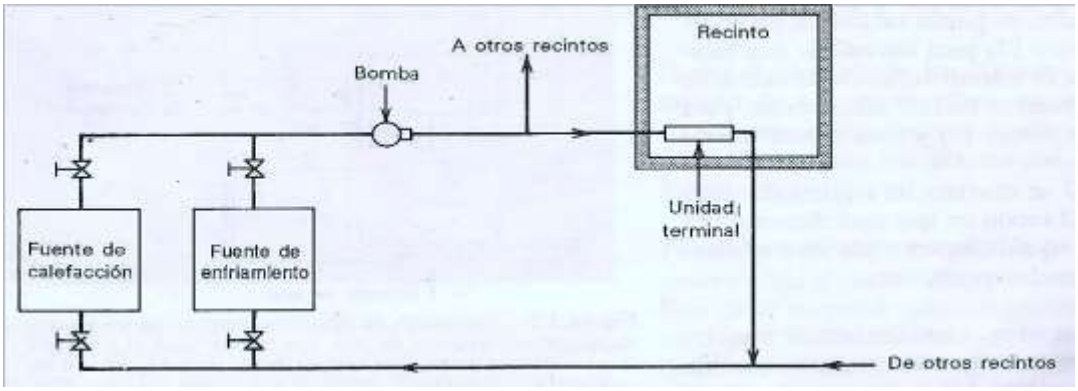


Figura 26. Disposición de los componentes básicos de un sistema de calefacción enfriamiento hidrónico. Fuente: Pita (2005).

En aplicaciones de calefacción o enfriamiento de usa dos sistemas, el sistema *hidrónico* que utiliza el agua como fluido de enfriamiento y el sistema de *solo aire* que usa este último como fluido de enfriamiento, al uso de ambos en conjunto se le denomina sistema combinado. La finalidad de los sistemas de acondicionamiento de aire se debe a necesidad de confort humano en espacios interiores, por lo que existen factores que determinan la sensación de calor, frío o equilibrio térmico. La razón de pérdida de calor determina la comodidad o incomodidad en un ambiente, dado que el cuerpo humano pierde calor por convección radiación y evaporación.

3.2.2. Propiedades del aire.

- *Temperatura de bulbo seco (BS):* Es la temperatura del aire tal y como es indicado por un termómetro.
- *Temperatura de Bulbo húmedo (BH):* Es la temperatura que indica un termómetro cuyo bulbo está envuelto en una mecha empapada de agua en el seno del are en movimiento rápido.
- *Temperatura del punto de rocío (PR):* Es la temperatura a la cual el vapor de agua empieza a condensarse, siendo enfriado a presión constante.

- *Humedad relativa (W):* Es la relación de la presión real del vapor de agua en el aire con la presión de vapor de agua si el aire estuviera saturado a la misma temperatura de bulbo seco y se expresa en porcentaje.
- *Volumen específico (V):* Es el volumen de aire por cantidad de peso de aire seco se expresa en m^3/Kg.
- *Entalpía específica (h):* Es el contenido de calor del aire, por unidad de peso.

Para un adecuado acondicionamiento de aire de debe calcular la ganancia de calor bruto que recibe el recinto en cualquier momento. Para ello se tiene que determinar las fuentes de donde proviene el calor que puede ser radiación solar, alumbrado, conducción y convección, personas, equipos, infiltración. Una parte del calor, en particular la radiación solar, el calor corporal humano y las luces, es absorbido por los materiales y estructura dentro del recinto lo que se conoce como "efecto de almacenamiento de calor".

Los componentes responsables de la ganancia de calor en una instalación son los siguientes:

- Conducción a través de paredes, techo y vidrios al exterior.
- Conducción a través de paredes, divisiones internas, cielos rasos y pisos.
- Radiación solar a través de vidrios.
- Alumbrado.
- Personas.
- Equipos.
- Infiltración del aire exterior a través de aberturas.

3.3. Método para el dimensionamiento de sistemas solares "f-chart".

El método f-Chart es una herramienta para estimar el desempeño promedio a largo plazo de un sistema solar térmico, además de usarse para evaluar el comportamiento de los colectores solares (Obaco y Jaramillo, 2010). Este método fue desarrollado por Sandfor Klein en 1976 como herramienta para el diseño de sistemas solares térmicos, posteriormente la precisión de este método fue evaluada por la Universidad de Colorado obteniendo un error máximo de cinco por ciento, que lo calificó como un método de alta precisión y fiabilidad.

El objetivo del método es obtener la curva "*f"* y estimar el desempeño del colector. La curva "*f"* representa la fracción de carga calorífica mensual transformada a partir de energía solar. El método está definido en función de dos parámetros: la energía a absorbida (ganancia) y la pérdida por reflexión en el colector (Obaco y Jaramillo, 2010). La ecuación usada en este método se representa en la ecuación 16.

$$f = 1.029D_1 - 0.065D_2 - 0.245D_1^2 + 0.0018D_2^2 + 0.0215D_1^3 \qquad (16)$$

IV. MATERIALES Y MÉTODOS

4.1. Descripción del objeto de estudio

El objeto de estudio de esta investigación es la climatización del Puesto de Salud Montegrande que se encuentra ubicado en el sector Montegrande, de la provincia de Jaén en la región Cajamarca, en las coordenadas -5,715496 latitud sur y -78,714818 longitud oeste. ubicación se detalla en la figura 27.



Figura 27. Ubicación del puesto de salud Montegrande. Fuente: Google Maps (2019).

El Puesto de Salud Montegrande está constituido por diversas áreas especializadas en brindar servicios de salud de nivel preventivo y promocional a los asegurados, pertenecientes al sector Montegrande, estas áreas son: Promoción de la salud, Triaje, Enfermedades metaxémicas, obstetricia, farmacia, control de cred. y Adulto mayor, Sala de parto, cadena de frío y tópico, las cuales están distribuidas según el plano de arquitectura detallado en la figura 28.

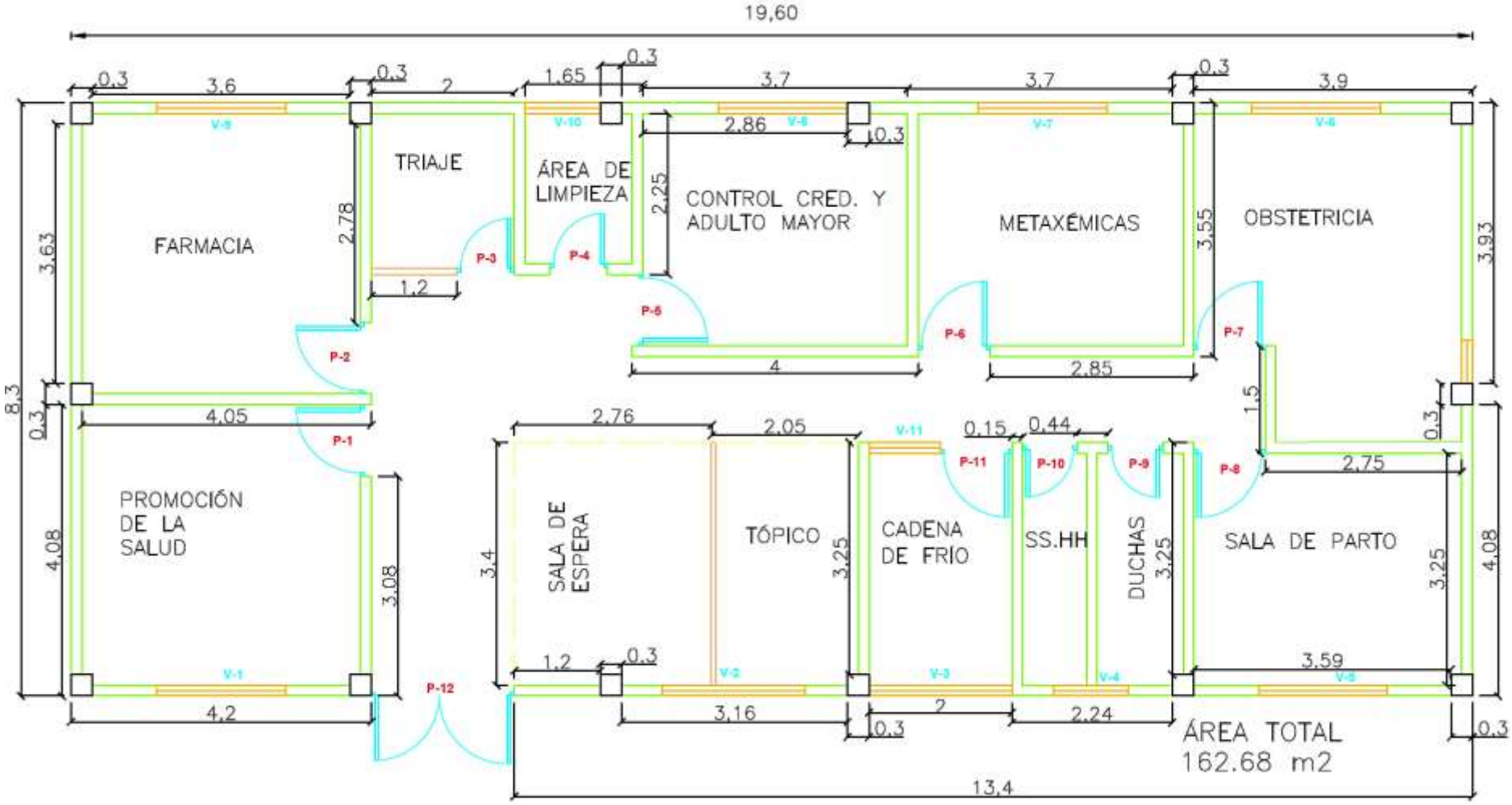


Figura 28. Plano de arquitectura (distribución) del puesto de salud Montegrande - Jaén.

En las tablas 3 y 4 se describen las dimensiones de puertas y ventanas cuyas dimensiones no están descritas en el plano de arquitectura, pero que es importante que estas sean detalladas dada su importancia en el cálculo de carga térmica.

Tabla 3

Dimension de puertas

Puertas				
Tipo	Ancho (metros)	Altura (metros)	Alféis (metros)	Observaciones
P-1	1,00	2,05	-	Puerta de madera maciza 01 hoja, e = 5 cm
P-2	1,00	2,05	-	Puerta de madera maciza 01 hoja, e = 5 cm
P-3	0,80	2,05	-	Puerta de madera contraplacada 01 hoja, e = 2 cm
P-4	0,73	2,05	-	Puerta de madera contraplacada 01 hoja, e = 2 cm
P-5	1,00	2,05	-	Puerta de madera maciza 01 hoja, e = 5 cm
P-6	1,00	2,05	-	Puerta de madera maciza 01 hoja, e = 5 cm
P-7	1,00	2,05	-	Puerta de madera maciza 01 hoja, e = 5 cm
P-8	1,00	2,05	-	Puerta de madera maciza 01 hoja, e = 5 cm
P-9	0,80	2,05	-	Puerta de madera contraplacada 01 hoja, e = 2 cm
P-10	0,80	2,05	-	Puerta de madera contraplacada 01 hoja, e = 2 cm
P-11	1,00	2,05	-	Puerta de madera maciza 01 hoja, e = 5 cm
P-12	2,00	2,05	-	Puerta de fierro 02 hojas, Ángulo de abertura 90°

Tabla 4

Dimensión de ventanas

Ventanas				
Tipo	Ancho (metros)	Altura (metros)	Alféis (metros)	Observaciones
V-1	1,80	1,70	1,20	Ventana baja–vidrio templex incoloro, e = 6mm
V-2	1,10	1,70	1,20	Ventana baja–vidrio templex incoloro, e = 6mm
V-3	1,80	1,70	1,20	Ventana baja–vidrio templex incoloro, e = 6mm
V-4	1,10	0,50	2,40	Ventana alta–vidrio templex incoloro, e = 6mm
V-5	1,80	1,70	1,20	Ventana baja–vidrio templex incoloro, e = 6mm
V-6	1,20	1,70	1,20	Ventana baja–vidrio templex incoloro, e = 6mm
V-7	1,20	1,70	1,20	Ventana baja–vidrio templex incoloro, e = 6mm
V-8	0,66	1,10	1,80	Ventana baja–vidrio templex incoloro, e = 6mm
V-9	1,80	1,70	1,20	Ventana baja–vidrio templex incoloro, e = 6mm
V-10	1,15	0,50	2,40	Ventana alta–vidrio templex incoloro, e = 6mm

4.2. Tipo de investigación empleada

Por la naturaleza de los objetivos planteados y la metodología propuesta y desarrollada, en la presente investigación se ha llevado a cabo una investigación de tipo aplicada a nivel descriptivo. El diseño de la investigación es de campo y gabinete (no experimental).

4.3. Análisis de irradiación solar

Para el análisis de la radiación solar se demandó de temperaturas máxima y mínima del lugar a evaluar la radiación, de modo que las mediciones de temperaturas se obtuvieron de la estación tipo convencional meteorológica "Jaén" que está ubicada en las coordenadas, latitud 5° 40' 30,48" y longitud 78° 46' 26,96".

4.3.1. Cálculo de irradiación solar– Modelo Bristow-Campbell.

De acuerdo con Bristow-Campbell (como se citó en SENAMHI, 2003) afirma que la diferencia entre las temperaturas máximas y mínimas depende de la relación de Bowen, que es la relación entre calor sensible y calor latente. Por lo que el calor sensible depende de la irradiación solar y es responsable de las temperaturas máximas, este calor se ve disipado en la noche hacia el espacio.

Baigorria *et al*. (como se citó en SENAMHI, 2003) concluyeron que, "de todos los modelos existentes el que más se adecúa a las condiciones de Perú es el Modelo Bristow-Campbell". Este modelo sugiere la estimación de la transmisividad o irradiación solar relativa (H/Ho) en función de la diferencia entre las temperaturas máxima y mínimas (ΔT, °C) y se expresa en la ecuación 17.

$$\frac{H}{H_0} = a_B[1 - \exp(-b_B \Delta T^{c_B})] \quad (17)$$

Donde a_B representa el máximo valor de la transmitancia atmosférica τ, que es característico de cada área de estudio y es dependiente de la contaminación atmosférica y la altitud sobre el nivel del mar, b_B determina el efecto del incremento de ΔT sobre la máxima transmisividad de la atmósfera c_B está en función de la Temperatura promedio mínima y el promedio máximo diaria, además de la latitud del lugar donde es la incidencia solar. Para el cálculo de la irradiación solar sobre la superficie, se recurre a ecuaciones auxiliares que ayudan a determinar los valores de los factores integrantes de la ecuación principal, que se describen a continuación.

a. Cálculo del factor de corrección de excentricidad de la órbita terrestre (E_0).

En este punto se determina el alargamiento de la elipse, que forma la trayectoria de la tierra alrededor del sol y está determinado por la ecuación 18.

$$E_0 = 1 + 0{,}033\ cos\left(\frac{2\pi d_n}{365}\right) \quad (18)$$

Donde d_n es el número de días transcurridos desde el mediodía del primero de enero en un año. cuyo valor está en función de la fecha y hora de cálculo, es más conocido como día Juliano, a efectos del cálculo de irradiación diaria por mes se consideró los días 21 de cada mes, puesto que el cálculo de irradiación se realizará para los doce meses.

b. Cálculo de la declinación solar en grados (δ).

La declinación solar es el ángulo entre la línea sol-tierra y el plano ecuatorial celeste en grados, por lo que el ángulo varía con cada mes, se determina mediante la ecuación 19.

$$\delta = 23{,}45x\ sin\left(\frac{2\pi x(284+n)}{365}\right) \quad (19)$$

c. Ángulo horario medido en grados para una superficie horizontal (w_h).

La ecuación 20 permite obtener el valor del ángulo horario, dónde: ∅ es la latitud del lugar en este caso para Jaén es -5,71 y δ es la declinación solar, cabe resaltar que el ángulo horario indica el desplazamiento angular del sol sobre el plano de la trayectoria solar.

$$w_h = \pm\ cos^{-1}(-tan\,\emptyset\ x\ tan\,\delta) \quad (20)$$

d. Irradiación solar extraterrestre sobre un plano horizontal Wh/m^2-día (H_0).

Son los valores de irradiación solar antes de entrar en contacto con la atmósfera, que está determinado por la ecuación 21.

$$H_0 = \frac{24}{\pi} x I_{sc} x\, E_0 x[\ \sin(\delta) x \sin(\emptyset) x\, W_h \frac{\pi}{180} + \cos(\delta)\, x \cos(\emptyset)\, x \sin(w_h)] \quad (21)$$

Donde:

I_{sc}: Es la constante solar cuyo valor es 1367 w/m^2.

E_0: Es el factor de corrección de la excentricidad de la órbita terrestre.

δ: Es la declinación solar.

w_h: Es el ángulo horario medido en grados.

Reemplazando las fórmulas anteriormente mencionadas se obtienen los valores respectivos necesarios para el cálculo de las constantes que determinan la irradiación solar extraterrestre (H_0) para cada mes, dado que este valor varía en función de su posición con respecto al sol, cuyos valores se encuentran detallados en la tabla 5.

Tabla 5

Parámetros de cálculo para irradiación solar extraterrestre.

	d_n	∅ rad (-5,71)	δ (grad)	E_0	W_h (rad)	H_0 (W/m2)
Enero	21	0,09966	-20,14	1,03	1,53	**10040,54**
Febrero	52	0,09966	-11,23	1,02	1,55	**10395,19**
Marzo	80	0,09966	-0,40	1,01	1,57	**10456,82**
Abril	111	0,09966	11,58	0,99	1,59	**10071,41**
Mayo	141	0,09966	20,14	0,98	1,61	**9516,19**
Junio	172	0,09966	23,45	0,97	1,61	**9226,19**
Julio	202	0,09966	20,44	0,97	1,61	**9436,87**
Agosto	233	0,09966	11,75	0,98	1,59	**9960,34**
Setiembre	264	0,09966	-0,20	0,99	1,57	**10333,85**
Octubre	294	0,09966	-11,75	1,01	1,55	**10280,05**
Noviembre	325	0,09966	-20,44	1,03	1,53	**9968,16**
Diciembre	355	0,09966	-23,45	1,03	1,53	**9822,37**

Nota. Los valores calculados corresponden al día 21 de cada mes, cabe señalar que algunos autores recomiendan calcular para el día 15 de cada mes.

4.3.2. Cálculo de constantes del modelo Bristow-Campbell.

- *Cálculo de la constante* (C_B): El cálculo de la constante C_B se obtiene a través de la ecuación 22, siendo la latitud de ubicación del puesto de salud (∅ = -5.71°).

$$C_B = 2{,}116 - 0{,}072\ x\ (T_{max} - T_{min}) + 57{,}574\ x\ e^{\emptyset} \quad (22)$$

- *Cálculo de* (b_B): Reemplazamos el valor de C_B en la ecuación 23.

$$b_B = 0{,}107x\ C_B^{-2{,}6485} \quad (23)$$

- *Cálculo de* (a_B): Representa el valor máximo de la Transmitancia atmosférica que está en función a la altura sobre el nivel del mar, y la posición en la superficie terrestre que determina el tipo de clima existente en la zona, se determina con el cálculo de las siguientes constantes de las ecuaciones 25, 26, 27y 28, reemplazadas en la ecuación 24.

$$a_B = a_0 + a_1 x\ e^{(-k/\cos\theta_z)} \quad (24)$$

$$a_0 = r_0 x\ (0{,}4237 - 0{,}00821(6 - A)^2 \quad (25)$$

$$a_0 = r_0 x\ (0{,}4237 - 0{,}00821(6 - A)^2 \quad (26)$$

$$a_0 = r_1 x\ (0{,}5055 + 0{,}00595(6{,}5 - A)^2) \quad (27)$$

$$K = r_k\ x\ (0{,}2711 + 0{,}01858\ (2{,}5\ -\ A)^2) \quad (28)$$

Donde r_k es la constante dependiente del tipo de clima en este caso para un clima tropical su valor es ($r_k = 1{,}02$), A es la altitud sobre el nivel del mar en kilómetros, para la provincia de Jaén es ($A = 0{,}729\ km\ s.n.m$), el valor de r_0 para un clima tropical es($r_0 = 0{,}95$), r_1 es un valor determinado empíricamente su valor es $r_1 = 0{,}93$ y θ_z es el ángulo cenital solar. Los valores calculados se resumen en la tabla 6.

Tabla 6

Cálculo de la transmitancia atmosférica (a_B).

	Ángulo Cenital	Constantes			**Transmitancia**
	θ_z (grad)	a_0	a_1	k	$\boldsymbol{a_B(\tau_b)}$
Enero	89,87	0,186	0,654	0,336	**0,65**
Febrero	89,98	0,186	0,654	0,336	**0,65**
Marzo	90,00	0,186	0,654	0,336	**0,65**
Abril	90,02	0,186	0,654	0,336	**0,65**
Mayo	90,13	0,186	0,654	0,336	**0,65**
Junio	90,20	0,186	0,654	0,336	**0,65**
Julio	90,13	0,186	0,654	0,336	**0,65**
Agosto	90,02	0,186	0,654	0,336	**0,65**
Setiembre	90,00	0,186	0,654	0,336	**0,65**
Octubre	89,98	0,186	0,654	0,336	**0,65**
Noviembre	89,87	0,186	0,654	0,336	**0,65**
Diciembre	89,80	0,,186	0,654	0,336	**0,65**

4.3.3. Cálculo de irradiación solar en función de los parámetros calculados.

De acuerdo a las constantes calculadas anteriormente, se determina la irradiación en función del historial promediado de las temperaturas máxima y mínima obtenidas de la estación Jaén cargadas en la página web del SENAMHI, con lo cual se puede obtener el potencial térmico en la provincia de Jaén mediante la ecuación 29.

$$H = H_0 \, x \, a_B \, x \left(1 - e^{(-b_B \mathrm{x} (T_{max.} - T_{min.})^{C_B})}\right) \quad (29)$$

Donde: H_0 es la irradiación solar extraterrestre, ΔT es la diferencia de temperaturas máxima y mínima (Tmax. – Tmin.), a_B, b_B, C_B son las constantes climáticas de la zona. Por lo tanto, con los parámetros calculados anteriormente y los valores los datos históricos promedio de las temperaturas máxima y mínima correspondiente a cada mes se ingresaron en el modelo Bristow Campbell y se obtuvieron valores de irradiación diaria mensual mostrados en la tabla 7.

Tabla 7

Valores de irradiación diaria mensual sobre una superficie horizontal en función de temperaturas máximas y mínimas.

Mes	Tmax °C	Tmin °C	c_B	b_B	a_B	H_0 (W/m2)	***H***
Enero	30,85	20,98	1,60	0,0310	0,65	10040,54	**4,58**
Febrero	30,9	21	1,59	0,0311	0,65	10395,19	**4,75**
Marzo	30,33	20,5	1,60	0,0309	0,65	10456,82	**4,76**
Abril	30,6	20,43	1,57	0,0322	0,65	10071,41	**4,68**
Mayo	30,29	20,45	1,60	0,0309	0,65	9516,19	**4,33**
Junio	30,15	19,64	1,55	0,0335	0,65	9226,19	**4,36**
Julio	30,44	19,28	1,50	0,0364	0,65	9436,87	**4,59**
Agosto	31,59	19,57	1,44	0,0406	0,65	9960,34	**5,00**
Setiembre	32,47	19,97	1,41	0,0433	0,65	10333,85	**5,27**
Octubre	32,7	20,2	1,41	0,0433	0,65	10280,05	**5,24**
Noviembre	33,32	20,22	1,36	0,0471	0,65	9968,16	**5,16**
Diciembre	31,56	20,59	1,52	0,0355	0,65	9822,37	**4,74**

Nota. H tiene las unidades de (kWh/m^2-dia).

El historial de temperaturas utilizado para el modelo Bristow Campbell, fueron tomados de la estación meteorológica Jaén, obtenido de la página Web del SENAMHI del periodo 2012 – 2017.

Tabla 8

Componente de irradiación difusa y directa en superficie horizontal.

Mes	K_t	F_D	H_{difusa}	$H_{directa}$	H $(kWh/m^2 - dia)$
Enero	0,456	0,484	2,22	2,363	4,58
Febrero	0,457	0,483	2,30	2,455	4,75
Marzo	0,455	0,486	2,31	2,449	4,76
Abril	0,464	0,475	2,22	2,453	4,68
Mayo	0,456	0,485	2,10	2,231	4,33
Junio	0,473	0,466	2,03	2,329	4,36
Julio	0,487	0,450	2,07	2,526	4,59
Agosto	0,502	0,432	2,16	2,839	5,00
Setiembre	0,510	0,424	2,23	3,032	5,27
Octubre	0,510	0,424	2,22	3,017	5,24
Noviembre	0,518	0,415	2,14	3,018	5,16
Diciembre	0,483	0,454	2,15	2,588	4,74

Nota. Los valores son calculados con fórmulas de índice de claridad $K_t = \frac{H}{H_0}$, fracción difusa $F_D = 1 - 1{,}13xK_t$ he irradiación difusa $H_d = F_D xH$, que permiten la obtención de valores específicos de irradiación para el análisis del potencial solar.

4.3.4. Cálculo de irradiación en un plano inclinado.

Esta irradiación consta de tres componentes: Irradiación solar directa, irradiación difusa derivada de la atmósfera y la radiación reflejada o albedo, la suma total equivale a la radiación global presente en un punto específico de la tierra. Para la determinación del aumento de la irradiación de solar al inclinar un plano receptor, se aplicó el modelo isotrópico, es decir, asumiendo idealmente que la irradiación difusa es uniforme en toda la atmósfera, la irradiación solar total en una superficie inclinada puede ser descrita en la ecuación 30.

$$H_\beta = RxH_{horiz} \quad (30)$$

El valor de *R* puede determinarse estableciendo por separado las componentes directa difusa y reflejada de la irradiación, y se representa en la ecuación 31.

$$R = \left(1 - \frac{I_d}{I_h}\right) x\, R_b + \frac{I_d}{I_h} x \left(\frac{1 + cos\,\beta}{2}\right) + \rho x \left(\frac{1 - cos\,\beta}{2}\right) \quad (31)$$

Donde:

I_d/I_h: Coeficiente de irradiación media mensual difusa diaria y media mensual total.

R_b: Relación entre la media mensual de radiación directa sobre una superficie inclinada y una superficie horizontal, para cada mes.

β: Inclinación del colector solar, con respecto a la horizontal.

ρ : Factor de albedo o reflectancia, cuyos valores medios son: 0,25 para césped, 0,2 para hormigón, 0,1 para asfalto, 0,7 para superficie con nieve.

a. Coeficiente de irradiación media mensual difusa diaria y media mensual total diaria ($\mathbf{I_d/I_h}$).

El coeficiente de irradiación mensual difusa diaria y media mensual total diaria está representado en la ecuación 32.

$$\frac{I_d}{I_h} = 1{,}39 - 4{,}03xK_t + 5{,}53xK_t^2 - 3{,}11xK_t^3 \qquad (32)$$

Donde:

K_t: Es el índice de claridad que relaciona la irradiación total diaria con respecto a la insolación diaria extraterrestre, K_t equivale a H/H_0.

b. Coeficiente de radiación directa $\mathbf{R_b}$.

Este coeficiente es la relación entre la radiación en una superficie inclinada con respecto a la superficie horizontal, está determinado para el hemisferio sur con ángulo azimutal $\gamma = 180°$ por la ecuación 33.

$$R_b = \frac{cos(\emptyset + \beta)\, x\, cos\,\delta\, x\, sin\, w_s' + \frac{\pi}{180} x w_s'\, x\, sin(\emptyset + \beta) x\, sin\,\delta}{cos\,\emptyset x\, cos\,\delta\, x\, sin\, w_s + \frac{\pi}{180} x\, w_s\, x\, sin\,\emptyset\, x\, sin\,\delta} \qquad (33)$$

Donde:

β: Ángulo de inclinación del colector o panel solar.

w_s: Ángulo horario = $\cos^{-1}(-\tan\emptyset\ x\ \tan\delta)$.

w_s': Ángulo de puesta del sol en una superficie inclinada (expresada en grados) $\{w_s' = MIN\ (w_s;\ \cos^{-1}(-\tan(\emptyset + \beta)\, x\ \tan\delta)\}$

$\emptyset$: Es la latitud del lugar, en este caso para Jaén = - 5,71° latitud sur.

δ: Declinación solar.

Para efectos de determinar la óptima inclinación del colector solar se avaluó a diferentes grados de inclinación comprendidos entre 0° y 60° cuyos resultados se muestran en la tabla 9.

Tabla 9

Valores de irradiación a diferentes ángulos de inclinación del colector solar.

	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Set	Oct	Nov	Dic
0°	4,58	4,63	4,76	4,68	4,33	4,36	4,59	5,00	5,27	5,24	5,16	4,74
2°	4,59	4,64	4,77	4,68	4,34	4,37	4,60	5,01	5,28	5,25	5,17	4,75
5°	**4,59**	**4,64**	**4,77**	**4,69**	**4,35**	**4,37**	**4,61**	**5,02**	**5,28**	**5,25**	**5,17**	**4,75**
10°	4,58	4,62	4,75	4,67	4,33	4,36	4,59	5,00	5,26	5,23	5,15	4,73
15°	4,53	4,57	4,70	4,63	4,29	4,32	4,55	4,95	5,21	5,17	5,09	4,67
20°	4,46	4,50	4,63	4,55	4,22	4,25	4,48	4,87	5,12	5,08	4,99	4,59
25°	4,37	4,39	4,52	4,45	4,13	4,16	4,38	4,76	5,00	4,96	4,86	4,46
30°	4,24	4,26	4,39	4,32	4,01	4,04	4,25	4,62	4,86	4,81	4,70	4,31
60°	2,98	2,96	3,11	3,06	2,85	2,86	3,00	3.25	3,40	3,28	3,02	2,71

Como se observa en los datos de la tabla 9 el ángulo óptimo de inclinación al cual se tiene un incremento de irradiación es cinco grados, el valor mínimo del ángulo de inclinación es justificado dada la cercanía de la provincia de Jaén a la línea ecuatorial, donde los rayos solares son perpendiculares a una superficie horizontal.

Tabla 10

Irradiación diaria promediada mensual total en superficie inclinada H_β (kWh/m^2 – día).

Mes	K_t	Id/Ih	φ (rad)	δ (rad)	R_b	R	**H_β**
Enero	0,456	0,40700	-0,099658	-0,351	1,0047	1,0024	**4,59**
Febrero	0,446	0,41699	-0,099658	-0,196	1,0046	1,0019	**4,64**
Marzo	0,455	0,40802	-0,099658	-0,007	1,0049	1,0021	**4,77**
Abril	0,464	0,39971	-0,099658	0,202	1,0054	1,0025	**4,69**
mayo	0,456	0,40776	-0,099658	0,351	1,0058	1,0026	**4,35**
Junio	0,473	0,39225	-0,099658	0,409	1,0059	1,0029	**4,37**
Julio	0,487	0,37995	-0,099658	0,357	1,0058	1,0029	**4,61**
Agosto	0,502	0,36688	-0,099658	0,205	1,0054	1,0027	**5,02**
Setiembre	0,510	0,36084	-0,099658	-0,004	1,0049	1,0024	**5,28**
Octubre	0,510	0,36084	-0,099658	-0,205	1,0046	1,0023	**5,25**
Noviembre	0,518	0,35430	-0,099658	-0,357	1,0047	1,0023	**5,17**
Diciembre	0,483	0,38330	-0,099658	-0,409	1,0048	1,0022	**4,75**

Nota. Irradiación diaria mensual H_β en (kWh/m^2- día) en plano inclinado, orientado 5° hacia el norte.

4.3.5. Irradiación instantánea.

Para el análisis de radiación instantánea se obtuvo el historial mediciones de radiación de la estación meteorológica instalada en la Universidad Nacional de Jaén, dicha estación realiza mediciones en periodos de 30 minutos, con cuyos valores están tabulados en el anexo 12 y graficados en las figuras 29 y 30.

Se debe señalar que la radiación instantánea tiene mucha importancia en esta investigación por que permitirá calcular de manera acertada, la carga térmica del establecimiento de salud, puesto que el análisis se realiza para una hora determinada en un día específico del mes que registra mayor temperatura.

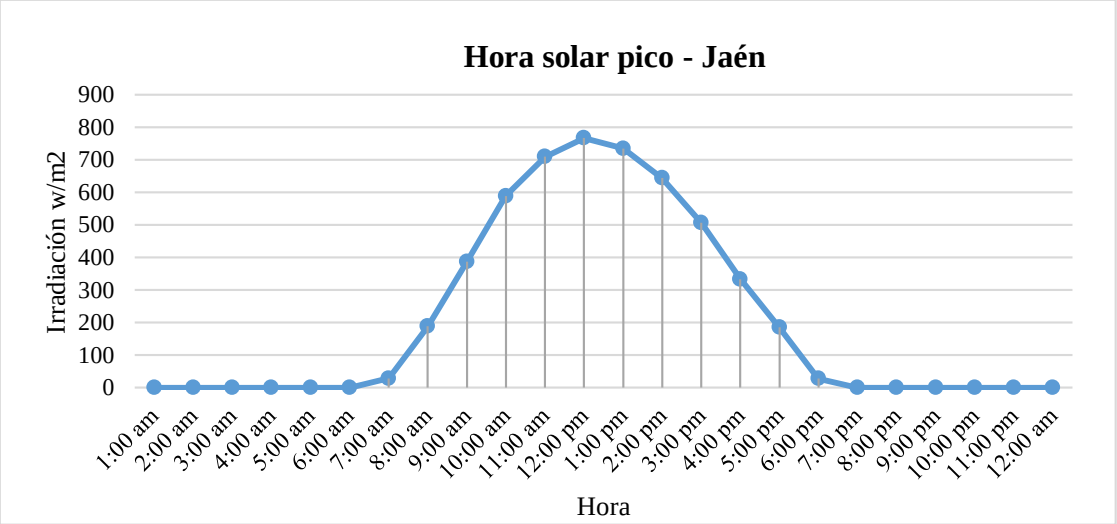


Figura 29. Comportamiento de la irradiación instantánea a lo largo de un día, mostrando las horas solares máximas o pico.

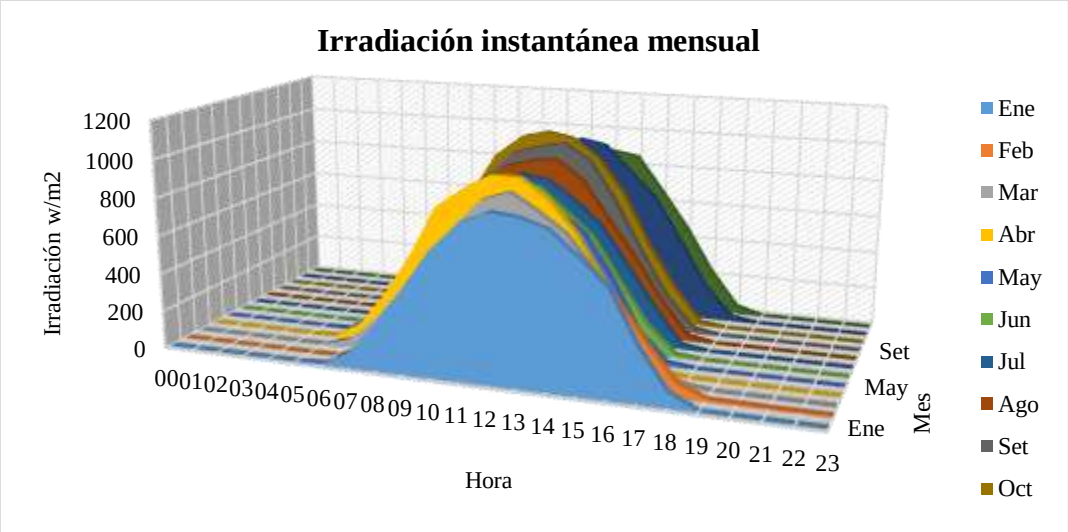


Figura 30. Irradiación instantánea por mes cuyo valor mínimo está en el mes de enero y el valor máximo en los meses de agosto y noviembre.

4.4. Cálculo de carga térmica del Puesto de Salud Montegrande - Jaén.

El estudio de carga térmica de una instalación de aire acondicionado se basa en determinar las aportaciones de calor que deben extraerse a fin de obtener la temperatura y humedad específica que requiere la climatización del Puesto de Salud Montegrande, para esta instalación se realiza el cálculo de acuerdo a las normas de la "American Society of Heating, Refrigerating an Air Conditioning Engineers" (ASHRAE).

Es necesario el cálculo de carga térmica para determinar y seleccionar capacidad de refrigeración de los equipos de aire acondicionado que se deben utilizar y conocer en última instancia la potencia de consumo, que en el caso de una máquina de refrigeración por absorción será la cantidad de calor demandado.

Para el estudio de la carga térmica de la instalación es fundamental realizar una distinción entre dos tipos de carga que son carga por calor sensible y carga por calor latente, el calor sensible se manifiesta por variaciones de temperatura seca al ambiente al que se le aplica y el calor latente se manifiesta por variaciones del contenido de humedad (vapor de agua), por lo que el calor total llega a significar la suma de ambos y se expresa mediante la ecuación 34.

$$Q_t = Q_s + Q_l \quad (34)$$

Donde:

Q_t: Es la carga térmica total.

Q_s: Es la carga térmica sensible.

Q_l: Es la carga térmica latente.

La tabulación de datos realizada por ASHRAE, corresponde al hemisferio norte. Por lo tanto, para cuestiones de diseño, la posición del Puesto de Salud Montegrande en la Provincia de Jaén en Cajamarca está en el lado suroeste SW del hemisferio sur, cuyo equivalente en el hemisferio norte es el Noroeste NW, de acuerdo a la tabla 9 propuesta por ASHRAE, se establece las siguientes equivalencias.

Tabla 11

Relaciones de orientación equivalentes de los hemisferios.

Orientación en el hemisferio sur	Orientación equivalente en el hemisferio norte
Noroeste	Suroeste
Este	Este
Sureste	Noreste
Sur	Norte (sombra)
Suroeste	Noroeste
Oeste	Oeste
Noroeste	Suroeste
Norte (sombra)	Sur

4.4.1. Cálculo de carga térmica sensible (Q_s).

La carga térmica sensible está determinada por diversos factores que influyen en el aumento de temperatura y la ganancia de calor ya sea desde el exterior o en el interior, dichos factores de describen y calculan con la ecuación 35.

$$Q_s = Q_{sr} + Q_{str} + Q_{st} + Q_{si} + Q_{sai} \quad (35)$$

Donde:

Q_{sr}: Es el valor de la carga sensible por transmisión y radiación a través de superficies acristaladas.

Q_{str}: Es la carga térmica sensible por transmisión y radiación a través de paredes y techo exterior.

Q_{st}: Es la carga térmica sensible por transmisión a través de paredes, techos, suelos y puertas interiores.

Q_{si}: Es la carga sensible transmitido por aire infiltrado del exterior.

Q_{sai}: Es la carga térmica sensible debida a aportaciones externas.

a. Carga por radiación solar a través de cristal de las ventanas (Q_{sr}).

La irradiación solar atraviesa la superficie traslúcida y transparente de la ventana e incide sobre la superficie interior del local, calentándola, lo que a su vez incrementa la temperatura del ambiente interior, dicha carga se determina mediante la ecuación 36.

$$Q_{sr} = I \; x \; A \; x \; f_{cr} \; x \; f_{at} \; x \; f_{ts} \quad (36)$$

Donde:

I: Radiación solar que atraviesa la superficie en W/m^2 correspondiente a la orientación mes y latitud del lugar considerado. A efectos de determinar la irradiación que atraviesa las ventanas se tomó valores obtenidos de la estación meteorológica de la Universidad Nacional de Jaén, asumiendo como fecha específica el 21 de agosto, que de acuerdo al historial de temperaturas del SENAMHI, es el mes que registra las temperaturas más continuamente elevadas.

A: Es la superficie translúcida o acristalada expuesta a la irradiación m^2.

f_{at}: Factor de atenuación por presionas u otros elementos de interferencia, dado que el puesto de salud no cuenta con elementos de atenuación de la radiación solar su valor es ($f_{at} = 1$).

f_{ts}: Factor de transmisión solar, de cuadro en Anexo 1 (f_{ts} = 0,87).

f_{cr}: Factor de corrección de la irradiación solar en función de los siguientes factores influyentes, de acuerdo a Anexo 1.

- Marco metálico o ningún marco (+17%).
- Contaminación atmosférica (-15% max.).
- Altitud sobre el nivel del mar (+0,7% por cada 300 m).
- Punto de rocío superior a 19,5 °C (-14% por 10°C sin almacenamiento, 5% por 4°C con almacenamiento).
- Punto de rocío inferior a 19,5 °C (+14% por 10°C sin almacenamiento, +5% por 4°C con almacenamiento).
- Punto de rocío (P_r), de datos de NASA para Jaén: humedad relativa (H = 56,6%) y Temperatura ambiente promedio (T = 25°C)

  $$P_r = \sqrt[8]{\frac{H}{100}}x(112 + 0{,}9xT) + (0{,}1xT) - 112$$

  $$P_r = \sqrt[8]{\frac{56.6}{100}}x(112 + 0{,}9x25) + (0{,}1x25) - 112 = 15{,}76\,°C$$

  Punto de rocío superior a $19{,}5 \geq 15{,}76\,°C$ (0,14).

- Tipo de vidrio (sencillo y claro = 1).
- (Marco metálico = 0,17)
- Altitud (+0.7% por cada 300 m), para 729 msnm = 0,014.
- (Contaminación atmosférica: - 0,15)

El cálculo de irradiación se realiza a las 14:00 horas, solamente las cinco primeras ventanas reciben radiación directa, las restantes están afectadas únicamente por radiación difusa se tomará en cuenta la reflexividad del suelo $r = 0{,}2$, entonces la radiación difusa queda determinada en la siguiente ecuación, siendo I la radiación total recibida.

Tabla 12

Carga térmica en vantanas del Puesto de salud Montegrande.

Ventana	Área (m^2)	Orientación	I (W/m^2)	f_{cr}	f_{at}	f_{ts}	Q_{sr} (W)
V1	3,06	SO	506,24	1,174	1	0,87	1582,214
V2	3,06	SO	506,24	1,174	1	0,87	1582,214
V3	3,06	SO	506,24	1,174	1	0,87	1582,214
V4	0,55	SO	506,24	1,174	1	0,87	284,385
V5	3,06	SO	506,24	1,174	1	0,87	1582,214
V6	2,04	NE	101,24	1,174	1	0,87	210,962
V7	2,04	NE	101,24	1,174	1	0,87	210,962
V8	0,66	NE	101,24	1,174	1	0,87	68,252
V9	3,06	NE	101,24	1,174	1	0,87	316,443
V10	0,57	NO	101,24	1,174	1	0,87	59,462
Total							**7479,322**

Nota. Radiación instantánea promedio máxima odtenida de la estación meteorológica de la Universidad Nacional de Jaén a las para el mes de Agosto a las 14:00 horas.

b. Carga por transmisión y radiación a través de paredes y techos exteriores (Q_{str}).

La carga por transmisión y radiación que se transmite a través de las paredes y techos que limitan con el exterior se calcula con la ecuación 37.

$$Q_{str} = U\ x\ A\ x\ \Delta T \qquad (37)$$

Donde:

U: Coeficiente global de transmisión térmica de la edificación o cerramiento, también llamada transmitancia térmica y está expresado en W/m^2°C, de Anexo 2 para paredes, y de Anexo 5 para techo plano.

A: Área del cerramiento expuesta a la diferencia de temperatura en ft^2.

ΔT: Diferencia equivalente de temperaturas (°C). Se calcula mediante la ecuación 38.

$$\Delta T = (DTCE + LM)xK + (78\ -\ t_R) + (t_0\ - 85)xf \qquad (38)$$

Siendo:

f: Factor de corrección para ventilación en el techo (solo para el techo) = 1

ΔT: Valor corregido de DTCE, °F.

DTCE: Temperaturas de Anexos 2 y 3 °F.

LM: Corrección para latitud al color y mes de Anexo 4.

K: Factor de corrección debido al color de la superficie.

- K: Para superficies oscuras o áreas industriales ($K = 1{,}0$)
- K: Para techos de color claro en zonas rurales ($K = 0{,}5$)
- K: Para paredes de color claro en zonas rurales ($K = 0{,}65$)
- t_R: Temperatura de diseño interior del recinto °F.
- t_0: Temperatura de diseño exterior promedio °F. El rango diario promedio de temperatura en agosto es 19 °F la temperatura de bulbo seco para verano en Jaén es 32 °C = 90 °F. $t_0 = 90 - \frac{19}{2} = 81\ °F$ $\quad t_R = 25\ °C = 77\ °F$.

Con todos los factores establecidos se procede a calcular la diferencia equivalente de temperatura (ΔT) a cada una de las paredes exteriores de acuerdo a su orientación, como se muestra en la tabla 13, con lo cual se calcula la carga en paredes y techo exteriores (tabla 14) .

Tabla 13

Diferencia equivalente de temperatura (ΔT).

	Orient. (sur)	Equiv. (norte)	LM	DTCE	T_R	T_0	K	**ΔT**
Techo	-	-	3	46	77	81	0,65	**28,85**
Pared frontal	NE	SE	-6	32	77	81	0,65	**13,9**
Pared lat. Der.	SE	NE	3	40	77	81	0,65	**24,95**
pared lat. Izq.	NW	SW	-6	40	77	81	0,65	**19,1**
Pared Posterior	SW	NW	3	33	77	81	0,65	**20,4**

Tabla 14

Cargas térmicas de paredes exteriores y techo (Q_{str}).

	U (BTU/h-ft^2)	A (ft^2)	ΔT(°F)	Q (BTU/h)
Techo	0,2	1957,8	28,85	11296,5
Pared frontal	0,319	560,2	13,9	2484,0
Pared lat. Der.	0,319	303,8	24,95	2418,0
pared lat. Izq.	0,319	297,6	19,1	1813,2
Pared Posterior	0,319	565,4	20,4	3679,4
$\boldsymbol{Q_{str}}$				**21691,1**

$$Q_{str} = 21691{,}1\frac{BTU}{h} = 6356{,}9\ Watt$$

c. Calor por transmisión a través de paredes, techos, puertas, pisos y ventanas interiores (Q_{st}).

El calor transmitido a través de paredes suelo y ventanas viene dado por la ecuación 39.

$$Q_{st} = UxAxDT \qquad (39)$$

Siendo:

U: Coeficiente global de transferencia de calor para la división, piso o cielo raso (BTU/h.ft^2. °F).

A: Área de la paredes, puertas y ventanas interiores (ft^2).

DT: Diferencia de temperatura entre los espacios sin acondicionar y los acondicionados (°F).

Los valores de carga térmica de techos, puertas, pisos y ventanas interiores se muestran en la tabla 15.

Tabla 15

Cargas térmicas interiores por divisiones.

División	Área ft^2	Coef. U	T^0int. (°F)	T^0ext. (°F)	Q (BTU/h)
1. Paredes					
Farmacia	148,2	0,24	77	82	177,86
Prom. Salud	107,2	0,24	77	82	128,68
Triaje - limpieza	227,3	0,24	77	82	272,80
Adulto mayor	270,8	0,24	77	82	324,98
Metaxémicas	242,0	0,24	77	82	290,37
Obstetricia	155,5	0,24	77	82	186,65
Sala de parto	155,0	0,24	77	82	186,00
Duchas	136,9	0,24	77	82	164,22
SS:HH	124,4	0,24	77	82	149,32
Cadena de frio	176,1	0,24	77	82	211,32
Tópico	73,2	0,24	77	82	87,83
					2180,03

2. Puertas					
P1 (Madera)	21,53	0,42	77	82	45,21
P2 (Madera)	21,53	0,42	77	82	45,21
P3 (Madera)	17,22	0,42	77	82	36,16
P4 (Madera)	16,15	0,42	77	82	33,92
P5 (Madera)	21,53	0,42	77	82	45,21
P6 (Madera)	21,53	0,42	77	82	45,21
P7 (Madera)	21,53	0,42	77	82	45,21
P8 (Madera)	21,53	0,42	77	82	45,21
P9 (Madera)	17,22	0,42	77	82	36,16
P10 (Madera)	17,22	0,42	77	82	36,16
P11 (Madera)	21,53	0,42	77	82	45,21
P12 (Metálica)	73,19	0,58	77	82	180,96
					639,83
3. Ventanas interiores					
V11	10,76	0,73	77	82	**39,29**

La ecuación 40 representa la suma de todo el calor generado por divisiones interiores.

$$Q_{st} = Q_{divisiones} + Q_{puertas} + Q_{ventana\ int.} \quad (40)$$

$$Q_{st} = (2180{,}03 + 639{,}83 + 39{,}29)\ BTU/h$$

$$Q_{st} = 2859{,}15\ \frac{BTU}{h} = 837{,}9\ Watts\ `$$

d. Calor sensible por infiltraciones del aire exterior (Q_{si}).

Existen dos métodos de cálculo para estimar la cantidad de calor por infiltración los cuales son: “Método de las fisuras, que establece la posibilidad de determinar con exactitud la cantidad de aire exterior infiltrado por metro de fisura, y Método de cambio de aire que establece que un cambio de aire es igual al volumen de un recinto” (Pita, 2005, p61).

Para efectos de cálculo en esta investigación se utiliza el segundo método por su relación y fiabilidad del procedimiento, basado en experiencias previas, lo tanto el cálculo de las infiltraciones del aire exterior está determinado por la ecuación 41.

$$Q_{si} = V_{ae}\ x\ 0{,}33\ x\ (T_e - T_i) \quad (41)$$

Donde:

V_{ae}: Caudal del aire exterior caliente que se introduce en el local (m^3/h).

T_e: Temperatura exterior de diseño (°C).

T_i: Temperatura interior de diseño del local (°C).

El caudal de aire exterior se estima por la tasa de renovación horaria "V_{ae}" representado en la ecuación 42.

$$V_{ae} = V\ x\ \frac{n}{60} \qquad (42)$$

Siendo:

V: Volumen del local (ft^3).

n: Número de renovaciones por hora (ren/h).

volumen del recinto V= 19,60 m x 8,30 m x 3,40 m = 553 m^3, de Anexo 7 (n = 1,5 ren/h), temperatura de diseño exterior 30 °C y temperatura de diseño interior 25 °C.

$$V_{ae} = 553\ m^3\ x\ 1{,}5\frac{ren}{h} =\ 829{,}5\ m^3/h$$

Reemplazando en la ecuación 41 se tiene el siguiente resultado.

$$Q_{si} =\ 829{,}5\ \frac{m^3}{h}\ x\ 0{,}33\frac{Kcal}{m^3\ x\ °C}\ x\ (30\ °C - 25\ °C)$$

$$Q_{si} = 1368{,}7\frac{Kcal}{h} = 5427{,}8\ BTU/h = 1591{,}8\ Watts$$

e. Calor sensible por aportaciones internas (Q_{sai}).

Los factores que suman en conjunto a todo el calor sensible que puede influir en el diseño de un sistema se encuentran representados en la ecuación 43.

$$Q_{ai} =\ Q_{sil} +\ Q_{sp} +\ Q_{sv} \qquad (43)$$

Donde:

Q_{sil}: Ganancia interna por calor sensible por iluminación (W).

Q_{sp}: Ganancia interna de calor sensible generada por personas (W).

Q_{sv}: Ganancia interna de calor sensible debida a los aparatos diversos (motores eléctricos, compresores, etc.) (W).

i. Ganancia interna por calor sensible por iluminación (W) (Q_{sil}).

El calor generado por uso de equipos de iluminación se determina a través de la ecuación 44.

$$Q = W \text{ x } FB \text{ x } FCE \quad (44)$$

Donde:

Q: Ganancia neta de calor debido al alumbrado, (W).

W: Capacidad de alumbrado, watts.

FB: Factor de balastro. Que toma en cuenta pérdidas de calor en el balastro de unidades fluorescentes u otras pérdidas especiales.

FCE: Factor de carga de enfriamiento para el alumbrado.

El tipo de alumbrado con que cuenta la instalación son focos fluorescentes en interior que para efectos de cálculo su factor de balastro FB es 1,25 y focos led al exterior, que al no estar activos durante las horas de ocupación de (8.00 – 14:00) su carga es despreciable. Dado que el uso de las luminarias fluorescentes es solamente durante la ocupación del local que es en horario diurno. Y el sistema de enfriamiento estará activo solamente durante las horas de ocupación, se considera un (FCE = 1)

- 15 focos fluorescentes de 36 W cada uno.
- 4 focos led exteriores de 30 W cada uno (no activos).

$$Q_{sil} = 15\ x\ (36\ x\ 1{,}25\ x\ 1) = 675\ Watts = 2303{,}2\ BTU/h$$

ii. Ganancia interna de calor sensible generada por personas (W) (Q_{sp}).

La ganancia de calor debida a personas ocupantes del local es tanto sensible como latente, este último, resultado de la traspiración. Esto se debe a que la temperatura corporal está normalmente en 37 °C que es una temperatura mayor a que debe estar un local. En el puesto de salud Montegrande la concurrencia de personas a este establecimiento es tanto de varones, mujeres, niños y bebés. La norma ASHRAE recomienda usar la hipótesis que la ganancia de calor de una mujer adulta representa un 85% que la del hombre adulto y la de un niño el 75%.

Además, se debe resaltar que las actividades desarrolladas en este establecimiento se realizan sentado en reposo o sentado realizando trabajo muy ligero como curaciones, operaciones, escritura, etc.

$$Q_{sp} = q_{s1}\ x\ n\ x\ FC \quad (45)$$

La tasa de ganancia de calor por personas debida a los ocupantes del recinto de acuerdo es calculado apoyándose en los valores del Anexo 9 (tabla ASHRAE) donde ($q_{s1} = 210$ BTU/h).

Además, el factor de carga de enfriamiento debido a personas es tomado del Anexo 10, para un periodo regular de 8 horas el FCE es 0,84, siendo n igual a 32 personas. Reemplazando en la ecuación 45.

$$Q_{sp} = 210\frac{BTU}{h}\ x\ 32\ personas\ x\ 0{,}84$$

$$Q_{sp} = 5644{,}8\frac{BTU}{h} = 1654{,}33\ Watts$$

iii. Ganancia interna de calor sensible debida a los diversos equipos (Q_{sv}).

El puesto de salud Montegrande como parte de su cadena de frío, cuenta con dos equipos de refrigeración para conservación de vacunas cuya potencia de consumo promedio es 250 W cada uno. Y de acuerdo al Anexo 8 (tabla ASHRAE) el calor generado por el equipo de 250 W que equivale a 1/3 Hp es 1290 BTU/h.

$$Q_{sv} = 2\ x\ 1290\frac{BTU}{h}$$

$$Q_{sv} = 2580\frac{BTU}{h} = 756\ Watts$$

f. Carga sensible por aire de ventilación a través del climatizador (Q_{se}).

Generalmente se admite algo de aire del exterior por razones sanitarias y de confort, el calor sensible y el calor latente de este aire es mayor que el aire del recinto, por lo cual se vuelve parte de la carga de enfriamiento (Pita, 2005). Cabe resaltar que el exceso de calor se elimina en general en el equipo de enfriamiento, por lo que no se convierte en carga de la instalación sino en carga de refrigeración.

El cálculo para carga térmica sensible y latente en el climatizador está determinado por la ecuación 46.

$$Q_s = 1{,}1\ x\ CFM\ x\ CT \quad (46)$$

Donde:

Q_s: Carga de calor sensible debida al aire de ventilación.

CFM: Flujo de aire de ventilación, ft^2/min.

CT: Cambio de temperatura entre el aire exterior e interior, °F.

De Anexo 11 (tabla ASHRAE) tomamos el nivel de CFM recomendado para hospitales y anexos (puestos de salud) está entre 15 y 20 del cual seleccionaremos el mínimo valor ($CFM = 15$), con una ocupación máxima del puesto de salud de 32 personas. Las temperaturas exteriores e interiores de diseño $T_{ext}\ es\ 30\ °C$ que equivale a $86\ °F\ T_{int}\ es\ 25\ °C$ equivalente a $77\ °F$. Reemplazado en la ecuación 46, se obtiene el siguiente resultado.

$$Q_s = 1{,}1\ x\ 15\ x\ 32\ x\ (86\ -77\ ) = 4752\,\frac{BTU}{h} = 1392{,}7\ Watts$$

g. Carga sensible efectiva.

La carga térmica sensible efectiva viene determinada por la ecuación 47.

$$Q_{se} = Q_s + Q_{sv} \qquad (47)$$

Donde:

Q_s: Calor sensible.

Q_{sv}: Calor por aire de ventilación a través del climatizador.

Tabla 16

Carga térmica sensible total.

Carga	Valor (BTU/h)
Calor por radiación solar a través de cristal	7479,32
Calor por radiación y transmisión a través de paredes y techo	21691,10
Calor por trasmisión a través de paredes, puertas y ventanas interiores	2859,15
Calor sensible por infiltraciones del aire exterior	5427,80
Calor sensible por aportaciones internas (personas, iluminación y equipos)	10528
Calor sensible total	**47985,4**

$$Q_{se} = 47985{,}4 + 4752 = 52737{,}4\ BTU/h$$

4.4.2. Carga latente.

La carga térmica latente está definida por los siguientes factores representados en la ecuación 48.

$$Q_l = Q_{li} + Q_{lai} \quad (48)$$

Donde:

Q_{lai}: Calor latente por aportaciones internas (BTU/h, W).

Q_{li}: Calor latente por infiltraciones del aire exterior (BTU/h, W).

a. Calor latente debido al aire de infiltraciones (Q_{li}).

El calor latente debido al aire de infiltraciones, Q_{li} se calcula a través de la ecuación 49.

$$\mathrm{Q_{li}} = 0{,}68\ x\ CFM\ x\ \Delta W \quad (49)$$

Donde:

CFM: Flujo de aire de ventilación ft^3/min.

ΔW: Diferencia de las humedades absolutas en g_w/lb_a del aire exterior del local menos la del interior del local. Estas humedades absolutas se obtienen mediante el diagrama psicométrico.

De Anexo 11 (tabla ASHRAE) para Hospitales o similares CFM tiene un valor de 15 ft^2/min, y de la carta psicométrica ($W_e' = 191{,}7\ g_w/lb_a$) y ($W_i' = 140{,}7\ g_w/lb_a$) para un máximo de 32 personas. Reemplazando en la ecuación 49.

$$Q_{li} = 0{,}68\ x\ 15\ x\ (191{,}7 - 140{,}7)$$

$$Q_{li} = 520{,}2\ BTU/h$$

b. Calor latente por aportaciones internas.

El calor latente por aportaciones internas está definido por la ecuación 50.

$$\mathrm{Q_{lai}} = \mathrm{Q_{lp}} + \mathrm{Q_{lv}} \quad (50)$$

Donde:

Q_{lp}: Ganancia interna de calor latente debida a las personas ocupantes del local (BTU/h, W).

Q_{lv}: Ganancia de calor latente por aparatos diversos (este factor, se descarta por la ausencia de equipos en el puesto de salud Montegrande, que generen considerables aportaciones de calor latente).

i. Calor latente generado por las personas que ocupan el local (Q_{lp}).

El calor latente generado por personas que ocupan el local se calcula por la ecuación 51.

$$Q_{lp} = Q_{l1}\ x\ n^{\circ}_{personas} \qquad (51)$$

Donde:

Q_{l1}: Calor latente emitido por una persona según la temperatura del local y el tipo de actividad que se realice en el mismo. De acuerdo a Anexo 9 es ($Q_{l1} = 140\ BTU/h$), reemplazando en la ecuación 51, el cálculo para 32 personas (aforo máximo del Puesto de Salud Montegrande) es.

$$Q_{lp} = 140\frac{BTU}{h}x\ 32$$

$$Q_{lp} = 4480\frac{BTU}{h} = 1313\ Watts$$

c. Calor latente debido al aire de ventilación a través del climatizador.

El calor latente debido al aire de ventilación se calcula con la ecuación 52.

$$\mathrm{Q_{li}} = 0{,}68 \text{ x CFM x } (\mathrm{W_e'} - \mathrm{W_i'}) \qquad (52)$$

CFM: Flujo de aire de ventilación ft^2/min.

ΔW: Diferencia de las humedades absolutas en g_w/lb_a del aire exterior del local menos la del interior del local. Estas humedades absolutas se obtienen mediante el diagrama psicométrico. De Anexo 11 (tabla ASHRAE) el valor CFM para Hospitales o similares es ($CFM = 15\ ft^2/min$), y de la carta psicométrica ($W_e' = 191{,}7\ g_w/lb_a$) y ($W_i' = 140{,}7\ g_w/lb_a$) para un máximo de 32 personas.

Reemplazando en la ecuación 52 tenemos el siguiente resultado.

$$Q_{li} = 0{,}68\ x\ 15\ x\ 32\ x\ (191{,}7 - 140{,}7)$$

$$Q_{li} = 16646{,}4\frac{BTU}{h} = 4878{,}6\ Watt$$

d. Carga latente efectiva (Q_{le}).

La carga latente efectiva representa la sumatoria de carga latente del local más la carga latente presente en el aire de ventilación, y esta expresado en la ecuación 53.

$$Q_{le} = Q_l + Q_{lv} \quad (53)$$

Donde:

Q_l: Carga latente.

Q_{lv}: Carga latente por aire de ventilación (BTU/h, W).

Tabla 17

Carga térmica latente total.

Factor	Valor BTU/h
calor latente debido al aire de infiltración	520,2
calor latente por aportaciones internas por personas	4480
calor latente total	5000,2

$$Q_{le} = 5000{,}2 + 16646{,}4 = 21646{,}6\ BTU/h$$

4.4.3. Carga térmica total.

Con las cargas anteriormente calculadas se debe aumentar entre un 5% a un 10 % como valor de seguridad, con el fin de asegurar todas las posibilidades de producción e ingreso de calor en el local. Reemplazando los valores anteriormente calculados en la ecuación 54 se obtiene el valor de la carga térmica total.

$$Q_t = Q_{se} + Q_{le} + 0{,}05(Q_{se} + Q_{le}) \quad (54)$$

$$Q_t = 52737{,}4 + 21646{,}6 + 0{,}05\ (74384)$$

$$Q_t = 78103{,}2\frac{BTU}{h} = 22{,}9\ KW = 6{,}5\ tonref.$$

4.5. Diseño de colectores solares de tubos de vacío Heat Pipe aplicando el método f-Chart.

Éste método facilita el dimensionamiento de instalaciones termosolares, con el cual se calcula la cobertura energética de un sistema solar, es decir el aporte de calor necesario para para cubrir las demandas térmicas, y su rendimiento en un largo periodo de tiempo. El uso del Método f-chart se apoya en datos mensuales meteorológicos, para obtener una valoración de la eficiencia de desempeño y cobertura solar anual, y está determinado por la ecuación 55.

$$f = 1{,}029D_1 - 0{,}065D_2 - 0{,}245D_1^2 + 0{,}0018D_2^2 + 0{,}0215D_1^3 \qquad (55)$$

4.5.1. Estimación de la demanda calorífica (Q_a).

La carga térmica representa en este diseño la demanda calorífica, por lo tanto, la determinación del área de captación por medio de colectores solares debe ser estimado de tal manera que se garantice la mayor cobertura posible, considerando además el 1% adicional a la carga térmica por pérdidas en el tanque de almacenamiento térmico.

$$Q = Q_t + \frac{1}{100}(Q_t) \qquad (56)$$

Reemplazando en la ecuación 56, tenemos el siguiente valor para la demanda calorífica.

$$Q = 22{,}9\ kW + \frac{1}{100}\ (22{,}9) = 23\ kW$$

De modo que la demanda calorífica por mes representa la carga térmica, está sujeta a las siguientes consideraciones, y está determinado por la ecuación 57.

F: Frecuencia de uso 8 h/día (horario del puesto de salud Montegrande).
N: Número de días al mes 22 días /mes.

$$Q_a = Q\ x\ F\ x\ N \qquad (57)$$

Reemplazando valores en la ecuación 57 se obtiene el siguiente resultado.

$$Q_a = 23\ kW\ x\ \frac{8h}{dia}\ x\ 22\frac{dias}{mes} = 4052.928\ kWh/mes$$

$$Q_a = 14590541\ kJ/mes$$

4.5.2. Cálculo de cálculo de coeficientes de transferencia de calor influyentes en la eficiencia del colector.

Para calcular los coeficientes de trasferencia de calor, primeramente, se definió el tipo de colector que se va a analizar, para este estudio se ha seleccionado los colectores solares de tubos de vacío Heat Pipe, como el mostrado en la figura 31.



Figura 31. Colector solar de tubo de vacío Heat Pipe. Fuente: www.lumelco.es.

Para el cálculo de su rendimiento con las condiciones propias de la provincia de Jaén se determinan las características iniciales de diseño cuyos valores fueron obtenidos y homologados de ficha técnica de los principales fabricantes de colectores solares tipo Heat Pipe, tales como Thermomax, Fujisol, Varisol, Nohana3000, entre otros. Dado que el diseño de los colectores de tubo de vacío está enfocado a evaluar la transferencia de calor en superficies cilíndrica individuales, en general se asumirá que se trata de un colector plano cuyos tubos conductivos tienen la forma cilíndrica, por lo tanto, al analizar el colector en su conjunto será analizado como colector solar plano.

Tabla 18

Condiciones iniciales de diseño del colector solar de tubo de vacío Heat Pipe.

Característica	valor
Velocidad del viento promedio	3,07 m/s
Absorbancia angular del tubo de vacío	$\alpha = 0{,}95$
Emisividad o emitancia	0,05
Temperatura al interior del tubo de vacío	$100\ °C = 373\ °K$
Temperatura ambiente máxima	$30\ °C = 303\ °K$
Constante de Stefan Boltzmann	$\sigma = 5{,}6704\ x\ 10^{-8}\ W/m^{2°}K^4$
Emitancia del vidrio	$\varepsilon_c = 0{,}80\ a\ 0{,}95$
Emitancia del cobre	$\varepsilon_p = 0{,}02\ a\ 0{,}05$
Conductividad térmica del absorbente (cobre)	$385\ W/m\ °K$
Distancia entre centros	$W = 75\ mm$
Distancia exterior del tubo de cobre	$D = 8{,}2\ mm$
Diámetro interior del tubo	$D_{int.} = 47\ mm$
Diámetro exterior de tubo	$D_{ext.} = 58\ mm$
Conductividad térmica de la soldadura	$C_b = 102\ w/m\ °K$
Coeficiente de transferencia de calor entre tubo y fluido	$h_{fi} = 1500\ w/m\ °K$
Caudal nominal	$G = 240\ l/h$
Calor específico del fluido de trabajo	$C_p = 4186\ J/g\ °K$
Absortancia angular del tubo de cobre (absorbente)	$\alpha = 0{,}95$

Con los valores iniciales determinados se procede a calcular los coeficientes de transferencia de calor, los cuales nos permitirán determinar la cantidad de calor útil y perdido en los colectores solares.

Asumiendo temperatura de diseño $T_p = 373\ °K$ y temperatura ambiente $T_a = 303\ °K$

$$T_c = \frac{T_p + T_a}{2} = \frac{373\ °K + 303\ °K}{2} = 338\ °K$$

i. Coeficiente de transferencia de calor por radiación entre superficies cilíndricas.

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por radiación se utilizó la ecuación 58 cuyo resultado se muestra a continuación.

$$h_{rp-c} = \frac{\sigma(T_p^2 + T_c^2)(T_p + T_c)}{\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1-\varepsilon_c}{\varepsilon_c}\, x \left(\frac{D_{int}}{D_{ext}}\right)} \qquad (58)$$

$$h_{rp-c} = \frac{5{,}6704\ x\ 10^{-8}\ (373^2 + 338^2)(373 + 303)}{\frac{1}{0{,}05} + \frac{1 - 0{,}95}{0{,}95}\ x\ \left(\frac{47}{58}\right)}$$

$$h_{rp-c} = 0{,}485\,\frac{W}{m^{2\circ}K}$$

ii. Coeficiente de transferencia de calor radiante transmitido por una superficie gris a un cuerpo negro.

En la ecuación 59 se determina la transferencia de calor por radiación desde la cubierta de vidrio a la placa absorbedora dentro del tubo de vacío.

$$\mathrm{h_{rc-s}} = \varepsilon_c \sigma (\mathrm{T_c^2} + \mathrm{T_a^2})(\mathrm{T_c} + \mathrm{T_a}) \qquad (59)$$

$$h_{rc-s} = 0{,}95\ x\ 5{,}6704\ x\ 10^{-8}(338^2 + 303^2)(338 + 303)$$

$$h_{rc-s} = 7{,}12\ \frac{W}{m^{2\circ}K}$$

iii. Coeficiente de transferencia de calor por convección, en el tubo de vacío.

La trasferencia de calor por convección está determinada por la ecuación 60.

$$\mathrm{h_{p-c}} = 1{,}161\,\frac{\Delta \mathrm{T}^{0{,}31}}{\mathrm{l}^{0{,}070}}\,\mathrm{e}^{-0.00143305\bar{\mathrm{T}}} \qquad (60)$$

$$\Delta T = T_p - T_c = 100\ ^\circ C - 65\ ^\circ C = 35\ ^\circ C$$
$$\bar{T} = \frac{T_p + T_c}{2} = \frac{100\ ^\circ C + 65\ ^\circ C}{2} = 82{,}5\ ^\circ C$$

$$h_{p-c} = 1{,}161\,\frac{(35)^{0{,}31}}{(1.952)^{0{,}070}}\,e^{-0{,}00143305(82{,}5)} = 2{,}96\,\frac{W}{m^2\ ^\circ K}$$

iv. Coeficiente de pérdida de calor por efecto del viento.

El coeficiente de pérdida por efecto del viento se determina con la ecuación 61.

$$h_V = 5{,}7 + 3{,}8\,V \qquad (61)$$

Donde:

V: Velocidad promedio del viento ($V = 3{,}07\ m/s$) este valor fue obtenido de las mediciones promedio anuales que realiza la NASA.

Reemplazando en la ecuación 61 se tiene el siguiente resultado.

$$h_V = 5{,}7 + 3{,}8\ x\ 3{,}07 = 17{,}4\ \frac{w}{m^2\ °K}$$

Entonces el coeficiente de pérdidas totales de calor está determinado por la ecuación 62.

$$\mathrm{U_t} = \left(\frac{1}{\mathrm{h_{p-c}} + \mathrm{h_{rp-c}}} + \frac{1}{\mathrm{h_{viento}} + \mathrm{h_{rc-s}}}\right)^{-1} \qquad (62)$$

Reemplazando en la ecuación 62 los coeficientes anteriormente determinados se obtiene el siguiente resultado.

$$U_t = \left(\frac{1}{2{,}96 + 0{,}485} + \frac{1}{17{,}4 + 7{,}12}\right)^{-1} = 3{,}02\ \frac{W}{m^2\ °K}$$

Como las temperaturas iniciales son asumidas, se procede a determinar el valor real de del nuevo T_c ajustado a los valores de los coeficientes de transferencia de calor, como se muestra en la ecuación 63.

$$T_c = T_p - \frac{U_t(T_p - T_a)}{h_{p-c} + h_{rp-c}} \qquad (63)$$

Reemplazando valores en la ecuación 63 se obtiene el siguiente resultado.

$$T_c = 373 - \frac{3{,}02\ x\ (373 - 303)}{2{,}96 + 0{,}485} = 311{,}6\ °K$$

Dado que el valor de T_c es aproximado, se procede a iterar con el nuevo valor obtenido todas las ecuaciones anteriores hasta obtener un valor coincidente. Después de tres iteraciones de obtuvo que $T_c = 310{,}66\ K = 37{,}66\ °C$ y un valor de coeficiente de pérdidas total de $U_t = U_l = 2{,}58\ \frac{W}{m^2\ °K}$. Entonces la eficiencia de las paredes exteriores del tubo está definida por la ecuación 64.

$$m = \left(\frac{U_l}{K\delta}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (64)$$

Reemplazando valores en la ecuación 64 se tiene el siguiente resultado.

$$m = \left(\frac{2{,}58\ W/m^2\ °K}{385\ W/m\ °K\ x\ 2x10^{-4}\ m^2}\right)^{\frac{1}{2}} = 5{,}79\ \frac{1}{m}$$

El factor de distribución de temperaturas (remoción de calor) en el absorbedor del colector está representado en la ecuación 65.

$$F = \frac{\tanh\left(\frac{m}{2}x\ (W-D)\right)}{\frac{m}{2}x\ (W-D)} \quad (65)$$

Reemplazando valores, en la ecuación 65, se obtiene el siguiente resultado.

$$F = \frac{\tanh\left(\frac{5{,}79}{2}x\ (0{,}075 - 8{,}2\ x\ 10^{-3})\right)}{\frac{5{,}79}{2}\ x\ (0{,}075 - 8{,}2\ x\ 10^{-3})} = 0{,}98$$

Entonces la remoción a lo largo de todo el tubo de vacío está determinada por la ecuación 66.

$$F' = \frac{\frac{1}{U_l}}{W\left[\frac{1}{U_l\ x\ [D + (W-D)\ x\ F} + \frac{1}{C_b} + \frac{1}{\pi D_i h_{fi}}\right]} \quad (66)$$

Reemplazando valores en la ecuación 66 se obtiene el siguiente resultado.

$$F' = \frac{\frac{1}{2{,}58}}{0{,}075\left[\frac{1}{2{,}58\ x[8{,}2x10^{-3} + (0{,}075 - 8{,}2x10^{-3})x\ 0{,}98} + \frac{1}{102} + \frac{1}{\pi x 8 x 1500}\right]}$$

$$F' = 0{,}975$$

El factor de remoción de calor en todo el colector y está determinado por la ecuación 67.

$$F_R = \frac{GC_p}{U_l}\left(1 - e^{-\left(U_l F' / GC_p\right)}\right) \quad (67)$$

Reemplazando valores en la ecuación 67 tenemos el siguiente valor.

$$F_R = \frac{0{,}067\ x\ 4186}{2{,}58}\left(1 - e^{-\left(2{,}58x0{,}975 / 0.067x4186\right)}\right) = 0{,}97$$

4.5.3. Determinación de energía absorbida por el colector.

La energía que absorbe el colector (E_a), la cual es trasformada en calor, es representada en la ecuación 68.

$$\mathrm{E_a} = \mathrm{S_c\ x\ F'_R(\tau\alpha)\ x\ R_1 x\ N} \quad (68)$$

Donde:

S_c: superficie del captador en (m^2).

R_1: radiación diaria media mensual incidente sobre la superficie de captación por unidad de área ($kJ/m^2\ dia$)

N: número de días al mes.

$F'_r(\tau\alpha)$: factor adimensional de remoción de calor.

a. factor adimensional de eficiencia óptica del captador $F'_R(\tau\alpha)$.

i. Índice de refracción del tubo de vacío.

Para un vidrio opaco de borosilicato su índice de refracción n = 1,51 por lo que el valor de la reflexión para ángulos que se encuentra entre 0° y 40°, de acuerdo con la ley de Snell, se representa en la ecuación 69.

$$\rho = \left(\frac{n-1}{n+1}\right)^2 \quad (69)$$

Reemplazando valores en la ecuación 69 tenemos el siguiente resultado.

$$\rho = \left(\frac{1.51-1}{1.51+1}\right)^2 = 0{,}0412$$

Por lo tanto, la transmitancia del material para estos ángulos será de.

$$\tau_r = \frac{1 - \rho}{1 + \rho} = \frac{1 - 0{,}0412}{1 + 0{,}0412} = 0{,}92$$

Dado que el colector de tubos de vacío Heat Pipe con reflector parabólico difuso tiene una cubierta de vidrio opaco, en donde las pérdidas por transmitancia de una superficie transparente $\tau_a = 0{,}96$, entonces el valor de la transmitancia permitiendo reflexión y absorción será de.

$$\alpha = \tau_r \, x \, \tau_a \, = 0{,}92 \, x \, 0{,}96 = 0{,}88$$

La reflectancia difusa ρ_d, se puede estimar usando la reflexión del sistema de cubierta a un ángulo de incidencia considerado un ángulo óptimo de θ_1 de 5°, por lo tanto, de la ley de Snell.

$$\theta_2 = \sin^{-1}\frac{\sin 5°}{n} = \sin^{-1}\frac{\sin 5°}{1{,}51} = 3{,}309°$$

Por lo tanto, la reflexión para un ángulo de 5° de inclinación está determinado por la ecuación 70.

$$\rho = \frac{1}{2}\left[\frac{\sin^2(\theta_2 - \theta_1)}{\sin^2(\theta_2 + \theta_1)} + \frac{\tan^2(\theta_2 - \theta_1)}{\tan^2(\theta_2 + \theta_1)}\right] \qquad (70)$$

Reemplazando valores en la ecuación 71 se obtiene el siguiente resultado.

$$\rho\,(5°) = \frac{1}{2}\left[\frac{\sin^2(3{,}309 - 5)}{\sin^2(3{,}309 + 5)} + \frac{\tan^2(3{,}309 - 5)}{\tan^2(3{,}309 + 5)}\right] = 0{,}0413$$

Entonces el valor de transmitancia para un ángulo de 5° es.

$$\tau_r(5°) = \frac{1 - \rho(5°)}{1 + \rho(5°)} = \frac{1 - 0{,}0413}{1 + 0{,}0413} = 0{,}92$$

Por lo que la reflexión múltiple de la radiación difusa continua y la energía total absorbida en el absorbente del tubo de vacío es.

$$\rho_d = 1 - \tau_r\,(5°) = 1 - 0{,}92 = 0{,}08$$

Dado que el valor de la transmitancia permitiendo absorción y reflexión es el mismo tanto para superficie horizontal e inclinada se considera un valor único de $\tau = 0{,}92$. La ecuación 71 representa el valor unificado de transmitancia permitiendo absorci.

$$(\tau\alpha) = \frac{\tau\alpha}{1-(1-\ \alpha)\rho_d} \qquad (71)$$

Por lo tanto, reemplazando valores en la ecuación 71 se tiene el siguiente resultado.

$$(\tau\alpha) = \frac{0{,}92\ x\ 0{,}88}{1-(1-0{,}88)\ x\ 0{,}08} = 0{,}82$$

Debido a que la temperatura de entrada en el segundo captador es más elevada que el primero y así sucesivamente, la conexión de captadores en serie hace variar la curva de rendimiento, por lo tanto, a efectos de cálculo se toma en cuenta un factor de corrección por conexión de N colectores en serie que en este caso se planea conectar tres colectores en serie como máximo, siendo entonces $(N = 3)$.

b. Factor de corrección para colectores solares conectados en serie (K).

Los colectores a conectar en este diseño, se ha considerado conectar en un número máximo de tres colectores conectados en serie, que a su vez estarán conectados con el resto de colectores en paralelo, puesto que al conectar colectores en serie estos disminuyen su eficiencia, se ha considerado un factor de corrección, y está determinado por la ecuación 72.

$$K = \frac{F_R U_L}{G C_P} \qquad (72)$$

Donde:

G: caudal específico de un colector solar, de datos de laboratorio homologados de los principales fabricantes se recomienda un caudal de 240 l/h, entonces el caudal específico es $0.02688\ kg/s\ m^2$.

C_P: calor específico del agua $4186\ J/kg\ °K$.

Reemplazando en la ecuación 72 se tiene el siguiente valor, al factor de corrección por colectores conectados en serie.

$$K = \frac{0{,}97\ x\ 2{,}58\ W/m^2 °K}{0{,}00028\ \frac{kg}{s} m^2 x\ 4186\ J/kg\ °K} = 0{,}02688$$

Entonces el factor de eficiencia óptica del captador $F_R(\tau\alpha)_n$ Corresponde a la ordenada en el origen de la curva característica del captador, obtenida de los ensayos del colector. Producto de la transmitancia por la absorbancia del colector y el factor de transporte, equivalente a 1. En este factor ya interviene tanto la eficiencia óptica del captador, como las constantes por modificación del ángulo de incidencia, además del factor captador- intercambiador, y está determinado por la ecuación 73.

$$\mathrm{F_R(\tau\alpha)_n} = \mathrm{F_R(\tau\alpha)}\left[\frac{1-(1-\mathrm{K})^{\mathrm{N}}}{\mathrm{NK}}\right] \qquad (73)$$

Reemplazando valores en la ecuación 73 se obtiene del siguiente resultado.

$$F_R(\tau\alpha)_n = 0{,}97\ x\ 0{,}82\ x\left[\frac{1-(1-0{,}02688)^3}{3\ x\ 0{,}02688}\right] = 0{,}77$$

c. Factor adimensional de remoción de calor total.

El factor de remoción de calor está determinado por la ecuación 74.

$$F'_R(\tau\alpha) = F_R(\tau\alpha)_n\ x\ \left[\frac{(\tau\alpha)}{(\tau\alpha)_n}\right] x\left(\frac{F'_R}{F_R}\right) \qquad (74)$$

Donde:

$F_R(\tau\alpha)_n$: Factor de eficiencia óptica del captador.

$(\tau\alpha)/(\tau\alpha)_n$: Modificador del ángulo de incidencia. En general se puede tomar como constante.

- 0,96 para superficie transparente sencilla, caso habitual.
- 0,94 para superficie transparente doble.

F'_R/F_R: Factor de corrección del conjunto captador – intercambiador, de acuerdo a fabricantes recomiendan tomar el valor de 0,95.

Reemplazando valores en la ecuación 74 se obtiene el siguiente resultado.

$$F'_R(\tau\alpha) = 0{,}77x\ 0{,}94\ x\ 0{,}95 = 0{,}69$$

d. Coeficiente global de pérdidas del colector solar.

Este coeficiente en cuenta las pérdidas de la instalación en su conjunto y está expresado en la ecuación 75.

$$F'_R U_L = F_R U_L \left[\frac{1-(1-K)^N}{NK}\right] \quad (75)$$

Donde:

N: número de colectores conectados en serie.

K: factor de corrección para colectores conectados en serie.

$$F'_R U_L = 0{,}97\ x\ 2{,}58\ x \left[\frac{1-(1-0{,}02688)^3}{3\ x\ 0{,}02688}\right] = 2{,}43\ W/m^2\ °C$$

4.5.4. Balance energético de los captadores de tubos de vacío Heat Pipe.

a. Determinación de energía absorbida por el colector.

La energía que absorbe el colector (E_a), la cual es transformada en calor se calcula a través de la ecuación 76, cuyos valores se muestran en la tabla 19.

$$E_a = S_c \text{ x } F'_R(\tau\alpha) \text{ x } R_1 \text{ x } N \quad (76)$$

- S_c: Superficie del captador. Este valor corresponde al área de apertura de captación del campo de colectores solares, ya que con este campo de busca proporcionar el calor necesario para el accionamiento de la máquina de refrigeración por absorción
- $F'_R(\tau\alpha)$: Producto de la transmitancia por la absorbancia del colector y el factor de transporte o conducción equivalente a 1. En este factor ya interviene tanto la eficiencia óptica del captador, como las constantes por modificación del ángulo incidencia, además del factor captador-intercambiador ($F'_R(\tau\alpha)$ =0,69).
- R_1: Radiación diaria mensual incidente en la superficie de captación del colector solar (kJ/m^2).
- N: Número de días del mes, en este caso el periodo es 22dias.

Tabla 19

Energía absorbida y entregada por el colector.

Mes	$F'_R\alpha\tau$	Sc (m^2)	R_1 (kJ/m^2-dia)	N (días/mes)	Q_a kJ/mes	E_a (KJ/s)
Enero	0,69	76	16524	22	14590541	**19063408**
Febrero	0,69	76	16704	22	14590541	**19271071**
Marzo	0,69	76	17172	22	14590541	**19810993**
Abril	0,69	76	16884	22	14590541	**19478733**
Mayo	0,69	76	15660	22	14590541	**18066629**
Junio	0,69	76	15732	22	14590541	**18149694**
Julio	0,69	76	16596	22	14590541	**19146473**
Agosto	0,69	76	18072	22	14590541	**20849305**
Septiembre	0,69	76	19008	22	14590541	**21929149**
Octubre	0,69	76	18900	22	14590541	**21804552**
Noviembre	0,69	76	18612	22	14590541	**21472292**
Diciembre	0,69	76	17100	22	14590541	**19727928**

Nota. Q_a corresponde al calor demandado por el agua de acumulación para elevar la temperatura de 15 °C a 90 °C, cuyo valor ha sido calculado anteriormente. es preciso aclarar que R_1 corresponde a la radiación anteriormente calculada para un plano inclinado de 5° convertida, donde: 1 kW/m^2 = 3600 kJ/m^2**.**

b. Energía perdida en el colector (E_P).

La energía perdida en el colector está determinada por diferentes factores partícipes en el proceso de transferencia de calor y está determinado por la ecuación 77.

$$E_p = S_c\, F'_R U_l\, (100 - t_a)\Delta t K_1 K_2 \qquad (77)$$

Donde:

S_c: Superficie del captador en m^2.

$F'_R U_l = F_r U_L\, (F'_R/F_R)$ donde $F_r U_L$ es la pendiente de la curva característica del captador (coeficiente global de pérdidas en el captador).

t_a: Temperatura media mensual del ambiente.

Δt: Periodo de tiempo considerado en segundos (s).

K_1: Factor de corrección por almacenamiento.

K_2: Factor de corrección por temperatura.

i. Factor de corrección por almacenamiento K_1.

K_1: Factor de corrección por almacenamiento que se obtiene a partir de la ecuación 78.

$$\mathrm{K_1} = [\mathrm{kg\ acumulación} \,/\, 75\mathrm{S_c}]^{-0,25} \qquad (78)$$

Donde:

S_c: Superficie de captación relacionada al área de captación.

$$37{,}5 < (kg\ acumulación) \,/\, (m^2\ captador) \ < \ 300.$$

De acuerdo con las consideraciones de los sistemas se recomienda para un uso interrumpido de cinco días por semana una fracción de $80\ l/m^2$ de colector solar disponible, entonces reemplazando en la ecuación 78 se tiene.

$$K_1 = \left(\frac{80\ kg/m^2 x\ 76\ m^2}{75\ x\ 76\ m^2}\right)^{-0,25} = 0{,}984$$

ii. Factor de corrección por temperatura K_2.

El factor de corrección que relaciona la temperatura mínima del agua en el acumulador la temperatura del agua de la red y la media mensual ambiente (K_2), está dado por la ecuación 79.

$$\mathrm{K_2} = 11{,}6 + 1{,}18\ \mathrm{t_{ac}} + 3{,}86\ \mathrm{t_r} - 2{,}32\ \mathrm{t_a}/(100\ -\ \mathrm{t_a}) \qquad (79)$$

Donde:

t_{ac}: Temperatura mínima de acumulación. $t_{ac} = 85°C$

t_r: Temperatura del agua de la red. $t_r = 15°C$

t_a: Temperatura media mensual del ambiente.

Del historial de temperaturas se tiene los siguientes valores para cada mes.

Tabla 20

Valores mensuales del factor K_2.

Mes	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago.	Sep.	Oct	Nov	Dic
T_{prom}	25,9	26,0	25,4	25,5	25,4	24,9	24,9	25,6	26,2	26,5	26,8	26,1
K2	**1,56**	**1,56**	**1,57**	**1,56**	**1,57**	**1,57**	**1,57**	**1,56**	**1,56**	**1,55**	**1,55**	**1,56**

Una vez calculados los factores demandados, se determina la energía que se pierde en el colector correspondiente a cada mes del año en la tabla 21.

Tabla 21

Energía perdida en el colector.

Mes	$F'_R U_L$	K1	K2	Sc (m^2)	Ta (°C)	ΔT (s)	$\boldsymbol{E_P}$ **(KJ/s)**
Enero	2,43	0,98	1,56	76	25,915	28800	**8131,68**
Febrero	2,43	0,98	1,56	76	25,95	28800	**8129,81**
Marzo	2,43	0,98	1,57	76	25,415	28800	**8158,23**
Abril	2,43	0,98	1,56	76	25,515	28800	**8152,95**
Mayo	2,43	0,98	1,57	76	25,37	28800	**8160,61**
Junio	2,43	0,98	1,57	76	24,895	28800	**8185,48**
Julio	2,43	0,98	1,57	76	24,86	28800	**8187,30**
Agosto	2,43	0,98	1,56	76	25,58	28800	**8149,51**
Septiembre	2,43	0,98	1,56	76	26,22	28800	**8115,31**
Octubre	2,43	0,98	1,55	76	26,45	28800	**8102,87**
Noviembre	2,43	0,98	1,55	76	26,77	28800	**8085,43**
Diciembre	2,43	0,98	1,56	76	26,075	28800	**8123,11**

c. Cálculo de la ganancia total (D_1).

A la ganancia del colector (D_1) se la conoce como la energía solar útil proporcionada. Esta ganancia relaciona la energía absorbida por la placa del colector usado y el parámetro Q_a durante un mes, como se muestra en la ecuación 80.

$$D_1 = \frac{Energía\ absorbida\ por\ el\ colector\ E_a}{Q_a} \qquad (80)$$

d. Cálculo de pérdidas totales (D_2).

Las pérdidas totales en el colector (D_2) debido a la reflexión de la luz solar, relacionan las pérdidas de energía en el captador a determinada temperatura, con la carga calorífica de calentamiento (Q_a) durante un mes como se muestra en la ecuación 81.

$$D_2 = \frac{Energía\ perdida\ en\ el\ colector\ (E_p)}{Q_a} \qquad (81)$$

Tabla 22

Factor de cobertura solar mensual (f).

Mes	D_1	D_2	f
Enero	1,31	0,00061	0,974
Febrero	1,32	0,00061	0,981
Marzo	1,36	0,00062	0,999
Abril	1,34	0,00061	0,988
Mayo	1,24	0,00062	0,939
Junio	1,24	0,00062	0,942
Julio	1,31	0,00062	0,977
Agosto	1,43	0,00061	1,033
Septiembre	1,50	0,00061	1,066
Octubre	1,49	0,00061	1,062
Noviembre	1,47	0,00061	1,052
Diciembre	1,35	0,00061	0,997

Nota. el factor f corresponde a la fracción de carga cubierta, definido por la ganancia y perdidas en el colector solar.

e. Determinación de la cobertura solar mensual.

Al encontrar el producto entre f y Q_a, estimamos la energía útil captada para todos los meses del año, de acuerdo a la ecuación 82.

$$\mathrm{Q_m} = \mathrm{f\ x\ Q_a} \qquad (82)$$

Donde:

Q_a: Carga térmica demanda por el agua caliente de acumulación.

Q_m: Carga térmica útil generada en el colector.

Q_{nc}: Carga no cubierta (esta carga será cubierta por una fuente auxiliar de calor).

En la tabla 21, se muestra los valores de cobertura solar mensual, donde en los meses de la estación de verano en la provincia de Jaén se logra cubrir el 100 por ciento de la carga térmica demandada en el Puesto de Salud Montegrande. Se ha asumido la carga térmica del mes de agosto de manera referencial para los doce meses del año, puesto que este es el mes donde se registran las temperaturas más elevadas y por ende carga la térmica es máxima, y esta carga no se verá superada en ningún otro mes del año.

Tabla 23

Cobertura solar mensual.

Mes	f	Q_a (kWh)	Q_m (kWh)	Q_{nc} (KWh)
Enero	0,97	4052,928	3948,06	104,87
Febrero	0,98	4052,928	3976,71	076,22
Marzo	1,00	4052,928	4049,96	002,97
Abril	0,99	4052,928	4005,09	047,84
Mayo	0,94	4052,928	3806,85	246,07
Junio	0,94	4052,928	3818,86	234,07
Julio	0,98	4052,928	3959,55	093,38
Agosto	1,03	4052,928	4185,95	-133,02
Septiembre	1,07	4052,928	4320,73	-267,80
Octubre	1,06	4052,928	4305,52	-252,59
Noviembre	1,05	4052,928	4264,52	-211,59
Diciembre	1,00	4052,928	4038,81	014,12

f. Área de captación (m^2).

Como se ha mostrado en las tablas 18 y 19, la superficie de captación que nos permite lograr una cobertura casi total, es de 76 m^2, este valor se ha aproximado empíricamente de tal manera que la cobertura solar mensual sea la mayor posible, es decir que nos permita cubrir todo el calor demandad por la máquina de refrigeración por absorción.

g. Selección del colector solar.

De acuerdo a los parámetros anteriormente calculados, el colector que más se ajusta a las condiciones establecidas para proveer de calor útil a la máquina de refrigeración por absorción para climatizar el puesto de salud Montegrande Jaén, es el colector solar de tubos de vacío Heat Pipe de la marca Nohana3000. Cuyas unidades poseen alto rendimiento, tal como está representado en la figura 32, y bajas pérdidas con ángulos óptimos de absorción a una inclinación entre los 5° y 90°. Las características técnicas del colector solar están detalladas en el Anexo 14.

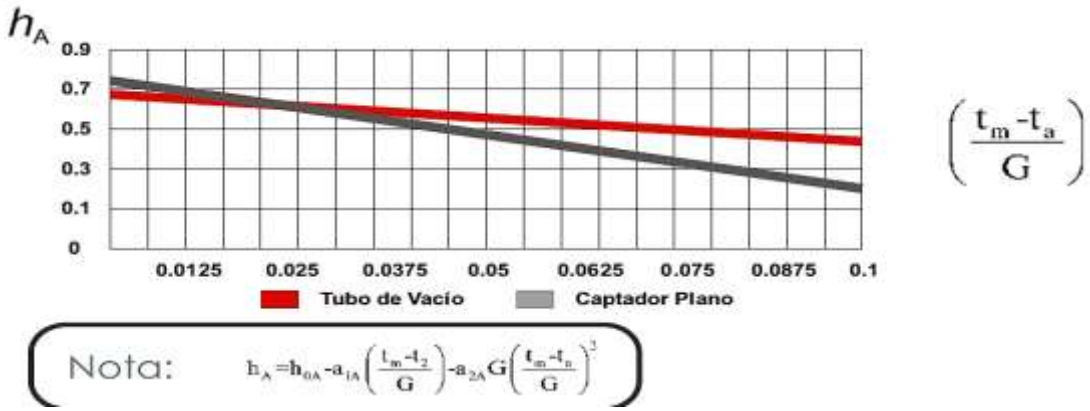


Figura 32. Curva de rendimiento de un colector solar de tubo de vacío en comparación con un captador plano. Fuente: Nohana3000 (2018).

4.6. Calculo de la capacidad del tanque de acumulación térmica.

El sistema de entrega de calor a la carga demandante, es posible a través de un intercambiador de calor, para ello hay que determinar el caudal de entrada y salida de los tanques, para el colector y la carga. La capacidad de almacenamiento de energía de una unidad de almacenamiento de agua (u otro líquido) a temperatura uniforme (es decir, totalmente mezclada o sin estratificar) que opera sobre una diferencia de temperatura finita es dado por la ecuación 83.

$$Q_a = C_e \, x \, C \, x \, N \, (t_{ac} - t_r) \qquad (83)$$

Donde:

- Q_a: Demanda calorífica para el calentamiento del fluido de trabajo kJ/mes.
- C_e: Calor específico del fluido caloportador en el proceso de intercambio de calor, en el caso del agua es 4,187 kJ/kg °C.
- C: Consumo diario de agua.
- N: Número de días del mes (22 días).
- t_{ac}: Temperatura del agua caliente de acumulación (90 °C).
- t_r: Temperatura del agua de la red (15 °C).

$$14590541 \frac{kJ}{mes} = 4.187 \frac{kJ}{Kg\,°C} \, x \, C \, x \, 22 \frac{dia}{mes} x(90\,°C - 15°C)$$

$$C = 2112 \frac{kg}{dia}$$

Al tratarse de agua y por relación se sabe que un litro de agua es igual a un kilogramo del mismo, se tiene que la capacidad del tanque es de $C = 2112\ litros$. Sin embargo, existen algunos autores que relacionan de manera directa el volumen de acumulación con el área de captación, a continuación, se muestran valores de referencia para el diseño del sistema de acumulación solar e inercia para instalaciones de absorción con energía termosolar.

Tabla 24

Capacidad de los sistemas de acumulación.

Cálculos rápidos de sistemas de acumulación térmica (experiencias)		
Volumen recomendado, tanque de carga a máquina de absorción.	Sin paradas (7 días/semana)	Con paradas (5 días/semana)
	40 l/m^2 de captación solar	80 l/m^2 de captación solar
Volumen recomendado tanque de carga de frío.	15-20 l/kWf de Maq. De absorción	25-30 l/kWf de Maq. De absorción

Nota. El almacenamiento de calor sensible se puede dar tanto en alta como a baja temperatura, en este caso se usa agua en estado líquido como medio de almacenamiento. Fuente: Herrador (s.f).

4.6.1. Estratificación en el almacenamiento del agua.

Los tanques de almacenamiento estratificados, poseen temperaturas distintas para cada volumen de agua, es necesario porque según ingrese el agua proveniente de los colectores solares, se va ubicando en un nivel determinado de acuerdo a su temperatura, dejando al agua de mayor temperatura en la parte superior y al de menor temperatura en la parte inferior (Nacif, 2011). Existen varios modelos para los tanques estratificados. Los cuales están dentro de dos categorías.

- *Aproximación multinodo*. El tanque es dividido en N nodos con balances de energía desarrollados para cada sección del tanque. Es resultado es una colección de N ecuaciones diferenciales que pueden resolverse para las temperaturas de los N nodos en función del tiempo.
- *Aproximación de flujo pistón (Plug flow).* Se asume que se mueven segmentos de líquido en el tanque a diferentes temperaturas. Son métodos de conteo para tener el tamaño, temperatura y posición de los segmentos.

4.6.2. Selección del Tanque de acumulación térmica.

Para la selección del tanque de acumulación térmica, se tomó en una cuenta el nivel de conductividad térmica del material del tanque y la capacidad de almacenamiento, además se tomó en cuenta la importancia de la estratificación de temperatura del agua al interior del tanque y el sistema auxiliar de adición de calor para periodos de tiempo donde la temperatura proveniente de los colectores solares no es lo suficientemente alta para ingresar al generador de la máquina de refrigeración por absorción.

Por lo tanto, para este diseño se seleccionó un tanque de acumulación térmica de la marca Suicalsa con una capacidad de 2050 litros, con un coeficiente de pérdidas del material (espuma de Poliuretano) de 0,038 W/m^2°K, cuyas características técnicas están detalladas en el anexo 15.

4.7. Máquina de refrigeración por absorción.

En funcionamiento de una máquina de absorción es posible mediante el intercambio de calor con cuatro focos (generador, condensador, absorbedor y evaporador) como se encuentran ilustrado en la figura 33.

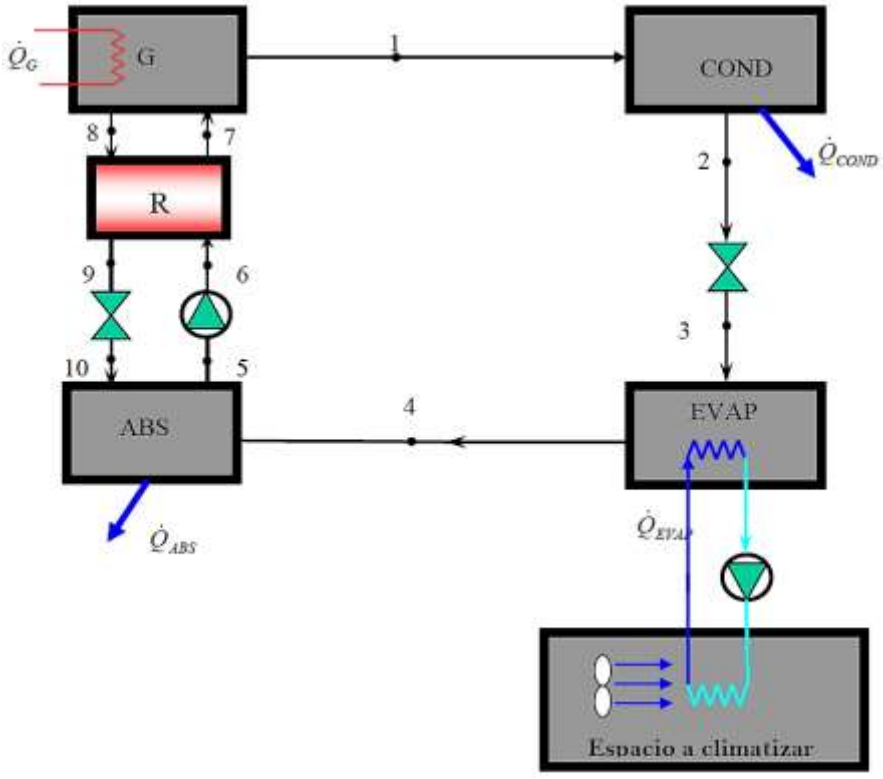


Figura 33. Esquema de una máquina de refrigeración por absorción de simple efecto condensada por agua. Fuente: Marcos (2008).

El funcionamiento de la máquina de absorción se realiza gracias a la participación de una disolución que en este caso será $H_2O/LiBr$, las que a su vez cumplirán funciones de refrigerante y absorbente respectivamente. Para el diseño de cada uno de los componentes se realiza un balance energético y de masa, para ello es necesario analizar cada punto del ciclo de refrigeración por absorción. El cálculo realiza asumiendo que es una máquina ideal, estableciendo las condiciones iniciales de cálculo que son propios del lugar y condiciones de estudio. Una vez realizadas las estimaciones ideales se procede a calcular los valores ajustando los cálculos a una máquina real.

4.7.1. Balance de masa y energía (conceptos generales).

Para el balance energético, es necesario analizar cada componente en particular, dado que la solución tiene cambios de estado donde intercambia calor en el proceso, por lo tanto, el análisis está encado en analizar cado punto de la figura 34.

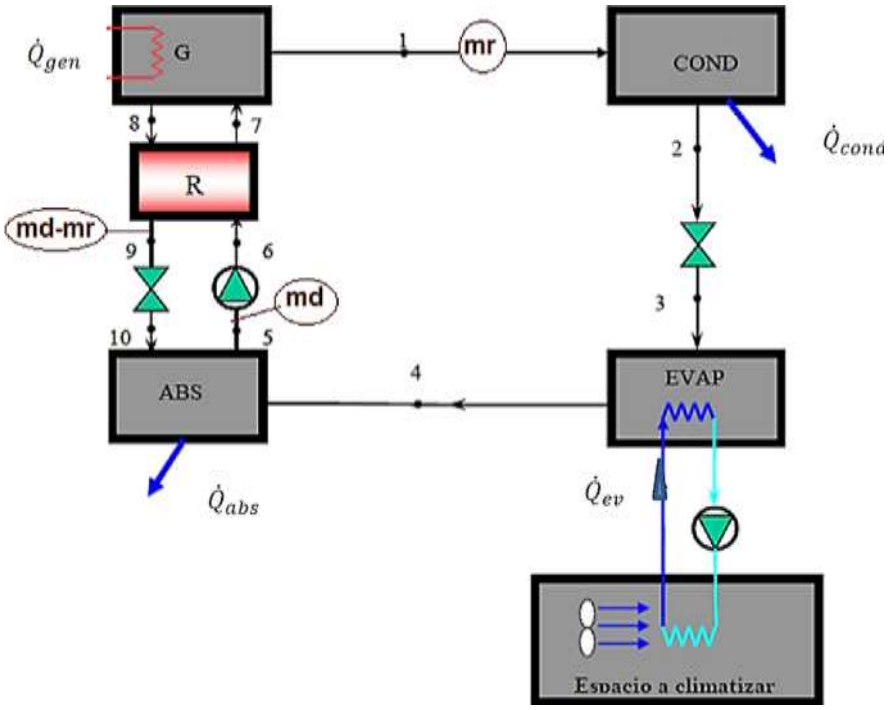


Figura 34. Puntos de análisis en una máquina de refrigeración de simple efecto $LiBr/H_2O$ condensada por agua. Fuente: Marcos (2008).

La figura 35 muestra el esquema de una máquina de absorción de simple efecto, los componentes representados son los siguientes: un Generador (G), un condensador ($COND$), un evaporador ($EVAP$), un absorbedor (ABS), el recuperador de calor de la solución (R), dos válvulas y una bomba.

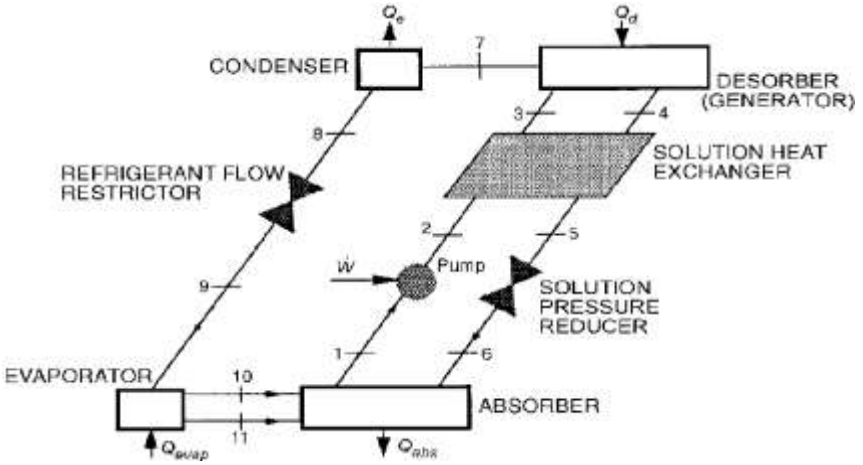


Figura 35. Ciclo de absorción de simple efecto. Fuente: ASHRAE (2001).

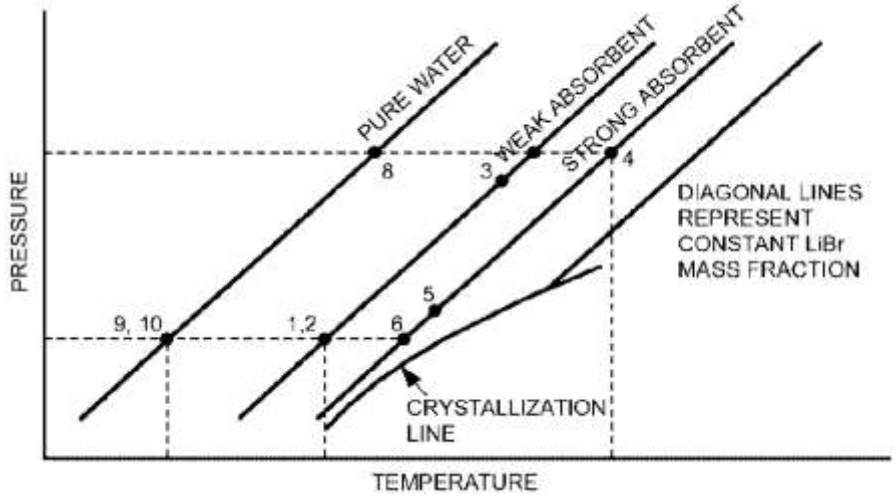


Figura 36. Diagrama de Duhring (P-T) para un ciclo de simple efecto por absorción agua Bromuro de litio. Fuente: ASHRAE (2001).

a. Generador.

Es un intercambiador de calor que se ocupa de generar vapor refrigerante, sobre este elemento se suministra energía en forma de calor, este calor renovable procedente de colectores solares y se encarga de calentar la disolución $LiBr/H_2O$ provocando la ebullición de una parte del agua contenida en ella. (Marcos, 2008). Asumiendo que el refrigerante en el estado 1 es refrigerante puro se deriva que por cada (m_d) Kg de disolución con los que se alimenta el generador, se separan (m_r) Kg de disolvente, retornando ($m_d - m_r$) Kg al absorbedor.

Aplicando un balance de masa y energía en este elemento nos permite encontrar las siguientes relaciones mostradas en la ecuación 84.

$$\mathrm{Q_G + m_d h_7 - \ m_r h_1 - (m_d - m_r) h_8 - \ Q_p = 0} \quad (84)$$

Siendo $m_d = m_7$ y $m_r = \ m_1$. Además Q_p es el calor transferido por el generador al ambiente. Dado que el generador es adiabático, esto implica que $Q_p = 0$ y despejando queda la ecuación 85.

$$Q_G = \ m_r(h_1 - h_8) + \ m_d(h_8 - \ h_7) \quad (85)$$

Además, si se realiza un balance de masa en el generador de acuerdo a la ecuación 86.

$$\mathrm{m_d \, . X_{r-ABS} = (m_d - m_r) . X_{r-G} + \ m_r} \quad (86)$$

Si se denomina a la concentración de absorbente en el absorbedor X_{ABS} y en el generador X_G se puede escribir la relación (ecuación 87) entre el caudal de disolución y el de refrigerante (R).

$$\mathrm{R = \frac{m_d}{m_r} = \frac{X_G}{X_G - X_{ABS}}} \quad (87)$$

La ecuación 88 representa la relación entre el caudal de la solución que circula entre el absorbedor y el generador, y el caudal de refrigerante producido en el generador considerando el caudal de refrigerante producido $\dot{m}_r$ igual a $1\, Kg/s$ nos permite calcular el caudal de disolución bombeado por cada Kg/s de refrigerante producido en el generador.

$$R = \ \dot{m}_d = \frac{X_G}{X_G - X_{ABS}} \quad (88)$$

El caudal de refrigerante real que circula por la máquina se obtiene a través de la relación entre la carga térmica del local $\dot{Q}_e$, y el calor específico de evaporación, se relaciona de acuerdo a la ecuación 89.

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{Q}_{EVAP}}{q_{EVAP}} \quad (89)$$

Siendo del caudal de disolución bombeado entre el absorbedor y el generador igual a la ecuación 90.

$$\dot{m}_d = R . \dot{m}_r \quad (90)$$

b. Absorbedor.

El absorbedor es el componente más sensible e importante de la máquina ya que el buen funcionamiento de la máquina depende de su gran capacidad para absorber vapores de refrigerante procedente del evaporador. Es conveniente por ello optimizar conjuntamente la trasferencia de masa y calor dado que la capacidad de absorción del refrigerante está relacionada a la temperatura de absorción. El absorbedor se alimenta, de una parte con el caudal de disolución $(m_d - m_r)$ con entalpía h_{10} proveniente del generador, además del refrigerante m_r que viene del evaporador. En consecuencia del absorbedor se extrae el caudal de disolución diluida m_d con entalpía h_5, y se representa en la ecuación 91.

$$-Q_{ABS} + m_r h_4 - m_5 h_5 + (m_d - m_r) h_{10} - Q_p = 0 \qquad (91)$$

Como el absorbedor se considera adiabático el balance se expresa en la ecuación 92.

$$Q_{ABS} = m_r(h_4 - h_{10}) + m_r(h_{10} - h_5) \qquad (92)$$

c. Recuperador de calor de disolución.

Este elemento aprovecha la mayor temperatura de la disolución concentrada que retorna del generador para precalentar la disolución antes de ingresar al generador. Tiene además otro efecto beneficioso que es el enfriamiento de la disolución concentrada en su regreso al absorbedor, está diseñado para trabajar con la eficiencia ξ que resulta del calor ganado de la disolución entre el calor máximo que teóricamente podría transferir. El calor ganado por la disolución fría se representa en la ecuación 93.

$$Q_R = m_d\,(h_7 - h_6) \qquad (93)$$

Mientras que el máximo calor que se podría transferir teóricamente se representa en la ecuación 94.

$$Q_{max} = m_d(h_8 - h_6) \qquad (94)$$

La eficiencia quedará expresada en la ecuación 95.

$$\xi = \frac{(h_7 - h_6)}{(h_8 - h_6)} \qquad (95)$$

d. Válvula de estrangulamiento.

En esta válvula se efectúa la reducción de presión de la disolución concentrada desde la presión en el generador a la presión en el absorbedor, siendo por ende una reducción isoentálpica, (Marcos, 2008). Y se representa en la ecuación 96.

$$h_9 = h_{10} \quad (96)$$

e. Condensador.

En este elemento se realiza el cambio de fase (condensación) del vapor refrigerante procedente del generador, la ecuación del balance de energía expresada en la ecuación 97.

$$Q_{cond} = m_r(h_1 - h_2) \quad (97)$$

f. Válvula de expansión.

En esta válvula de transforma el refrigerante en estado líquido saturado a la salida del condensador en una mezcla bifásica a la presión y temperatura de evaporación. El balance de energía en la válvula es considerada isoentálpica por los tanto se representa en la ecuación 98.

$$h_2 = h_3 \quad (98)$$

g. Evaporador.

A este intercambiador accede la mezcla bifásica proveniente de la válvula de expansión. A través de él circulan conjuntamente el vapor, que no produce efecto frigorífico alguno, y el líquido que, al hervir a la presión de evaporación transfiere su calor latente al fluido exterior que circula por el evaporador, (Marcos, 2008). Está expresado en la ecuación 99.

$$Q_{EVAP} = m_r(h_4 - h_3) \quad (99)$$

h. Bomba de la disolución.

Esta bomba cumple la función de circular la disolución desde del absorbedor hacia el generador. El balance de energía en el siguiente elemento queda expresado en la ecuación 100.

$$-W_b = m_d x(h_6 - h_5) \quad (100)$$

4.7.2. Diseño de la máquina de refrigeración por absorción.

En esta investigación se va a diseñar una máquina de refrigeración por ciclo de absorción de simple efecto condensada por agua.

Condiciones iniciales de diseño.,

- Temperatura exterior: $T_{ext} = 35\ °C = 308\ K$.
- Potencia nominal del evaporador: $Q_{ev} = 22{,}9\ kW$.
- Temperatura alcanzada en el evaporador: $T_{ev} = 10\ °C = 283\ K$
- Temperatura alcanzada en el condensador $T_{cond} = T_{ext} + 10\ °C = 45\ °C$.

La temperatura en el condensador variará entre 10 y 13 °C superior a la temperatura exterior, para temperaturas muy altas próximas a los 40 °C, el condensador operará unos 10 °C por encima de esta. Cuando la temperatura exterior sea más razonable esta temperatura estará en los 13 °C. Para realizar el cálculo se recurre al diagrama de Düring que representa las propiedades físicas de la disolución el ciclo de absorción estará definido por la presión de saturación de la disolución de LiBr/H2O.

De acuerdo con la regla de Düring, si el punto de ebullición de la disolución se presenta frente al punto de ebullición del disolvente puro los puntos correspondientes a dichas presiones se aproximan a una recta. Al observar dichas rectas observadas en la parte media del diagrama, hay que señalar que la máxima concentración es de un 70 % dado que una vez sobrepasado este valor puede ocurrir problemas de cristalización.

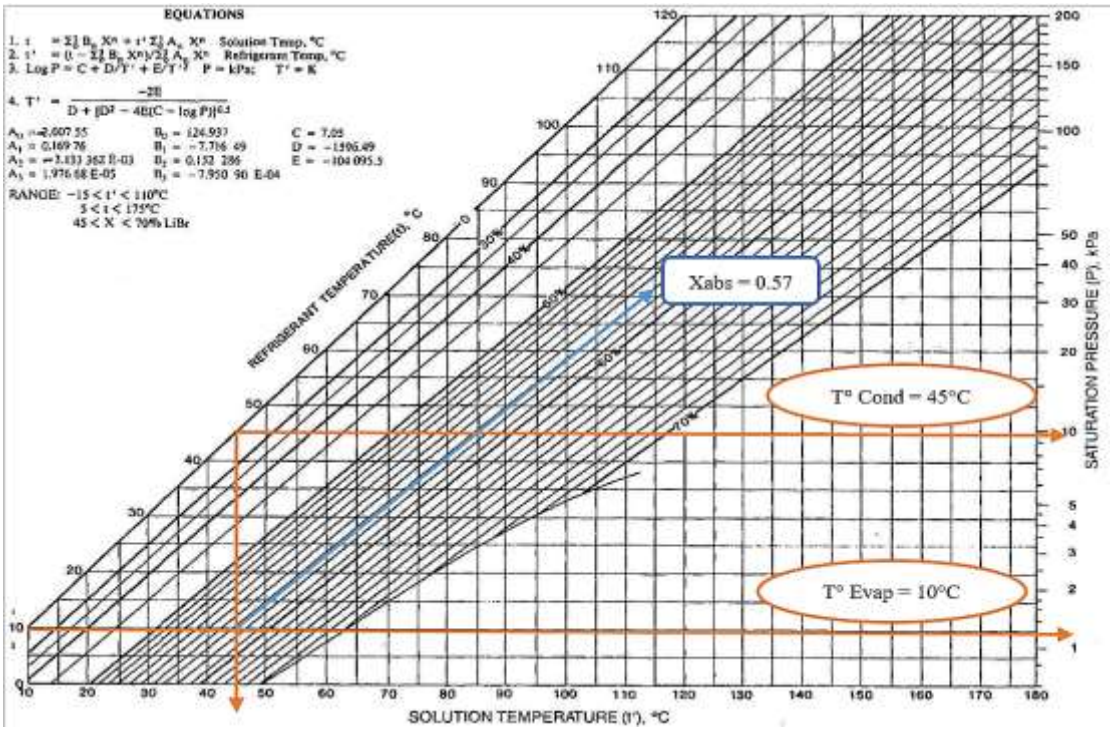


Figura 37. Diagrama de Düring. Fuente: McNeeley (1979).

De la figura 37 si se traza las rectas en función de la temperatura del condensador y del evaporador se obtienen los siguientes datos.

$$X_{abs} = 0{,}57$$
$$P_{evap} = 1{,}2\ kpa$$
$$P_{gen} = 10\ kpa$$

Si se define el régimen de carga como la razón entre la carga térmica total, a la temperatura máxima alcanzada y la carga térmica en un determinado tiempo del periodo de estudio, la temperatura máxima se alcanza el 21 de noviembre con 37,5 °C donde la carga térmica registra un incremento de 10 % de la carga térmica en el momento de estudio.

$$P = \frac{Q_{nom}}{Q_{max}} \qquad (101)$$

Reemplazando en la ecuación 101 se tiene.

$$P = \frac{22{,}9}{25{,}08} = 0{,}91$$

Con lo cual ya se puede determinar el aumento de la concentración en el refrigerante. Estimando un aumento de 6% que es equivalente a 0,06 se asume además un caudal másico de refrigerante de un kilogramo por segundo.

$$\Delta X = P\ x\ 0{,}06 = 0{,}0546$$

Concentración en el generador

$$X_{gen} = (1\ +\ \Delta X)\ X_{abs} = (1 + 0{,}0546)\ x\ 0{,}57 = 0{,}601$$

Asumiendo un caudal de refrigerante de.

$$m_r = 1\ kg/s$$

Caudal de la disolución de la ecuación 86.

$$m_d = \frac{X_{gen}\ x\ m_r}{X_{gen} - X_{abs}} = \frac{0{,}601\ x\ 1kg/s}{0{,}601 - 0.57} = 19{,}4\ kg/s$$

Como se puede deducir del cálculo anterior, el régimen de carga aumentará conforme aumente la demanda térmica, al mismo tiempo que la carga térmica será mayor cuanto más próxima esté la temperatura a su valor máximo registrado que es donde alcanzará el valor de la unidad. El diseño de este ciclo debe estar dentro de un límite de seguridad, es decir que la mezcla refrigerante - absorbente no sobrepase el 70% de concentración. Dado que al sobrepasar este límite ocurriría problemas de cristalización, como se muestra en la figura 38.

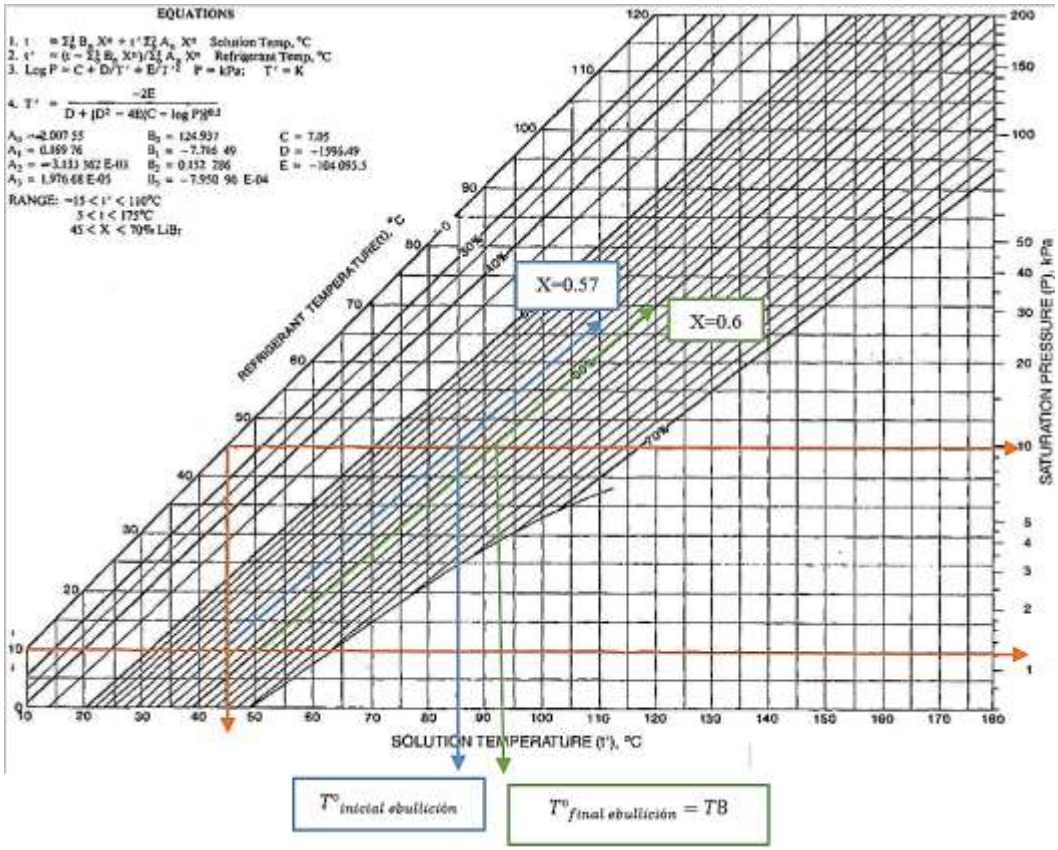


Figura 38. Diagrama de Düring límite de cristalización. Fuente: McNeeley (1976).

Como se ha demostrado que para temperaturas elevadas cercanas a los 40°C como son los 35 °C la diferencia de la concentración a la salida del generador y absorbedor no debe superar el 3%.

$$\Delta X = \left(X_{gen} - X_{abs}\right) x\ 100\% = (0{,}6\ -\ 0{,}57)x100\% = 3\%$$

Para descartar la posibilidad de que el sistema tenga problemas de cristalización se debe recalcular las concentraciones para la temperatura máxima registrada en la época de verano.

$$X_{abs} = 0{,}57$$

$$X_{gen} = 0{,}57(1 + 0{,}06) = 0{,}604$$

Una vez conocidas las concentraciones a la salida del generador y del absorbedor, se puede calcular las temperaturas ebullición inicial y final en el generador donde la ebullición se produce entre los $T_{i-ebullición} = 85°C$ y los $T_{f-ebullición} = 93°C$ temperatura que corresponden a los puntos 1 y 8 del diagrama en la figura 38.

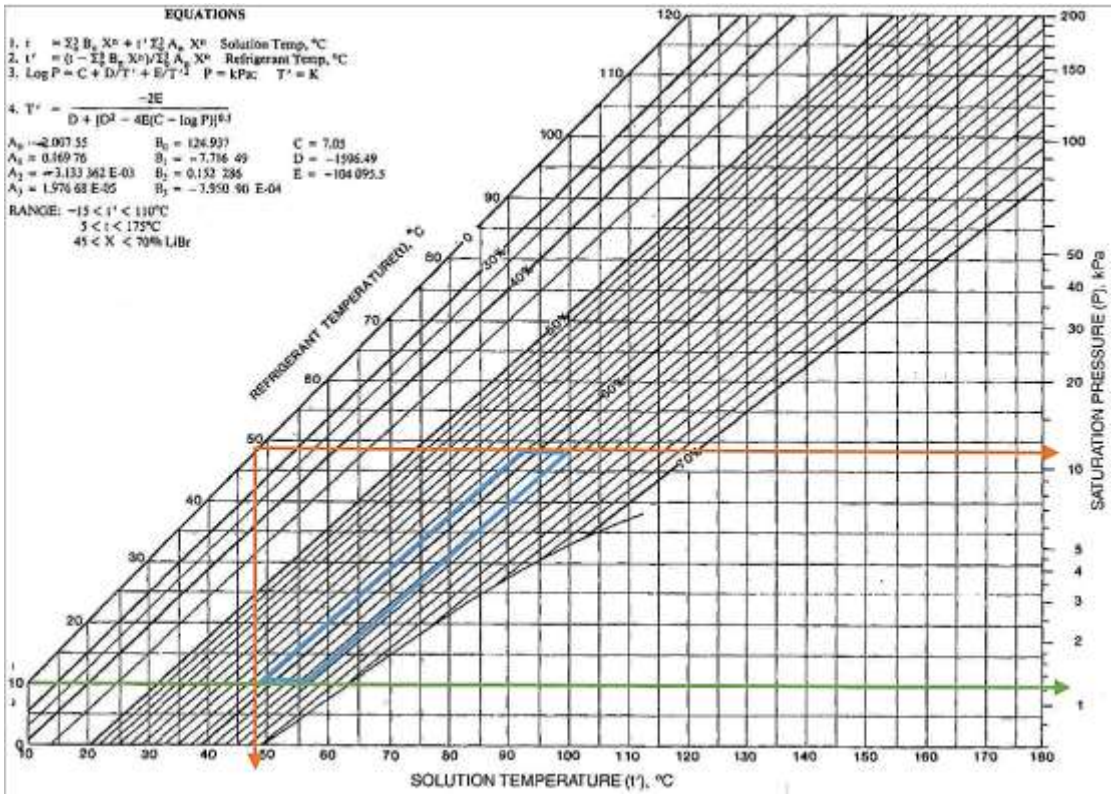


Figura 39. Diagrama de Düring con las concentraciones para la temperatura máxima registrada ($t_{ext} = 37.5\ °C$) en verano. McNeeley (1976).

Ahora podemos calcular los parámetros termodinámicos de los estados 8 y 5 sabiendo que:

- $T_8 = T_1 = 93°C \qquad X_8 = X_{gen} = 0{,}6.$
- $T_5 = T_{abs} = 45°C \qquad X_5 = X_{abs} = 0{,}57$

Apoyados en el diagrama de Merkel donde se relaciona la entalpía, temperatura y concentración de refrigerante se calculará los valores de entalpía en los puntos 5 y 8. En este diagrama se representa las líneas verticales de concentración constante para estos dos puntos, intersectadas estas líneas con las curvas de temperatura obtendremos los valores de entalpía deseados, de acuerdo a la figura 40.

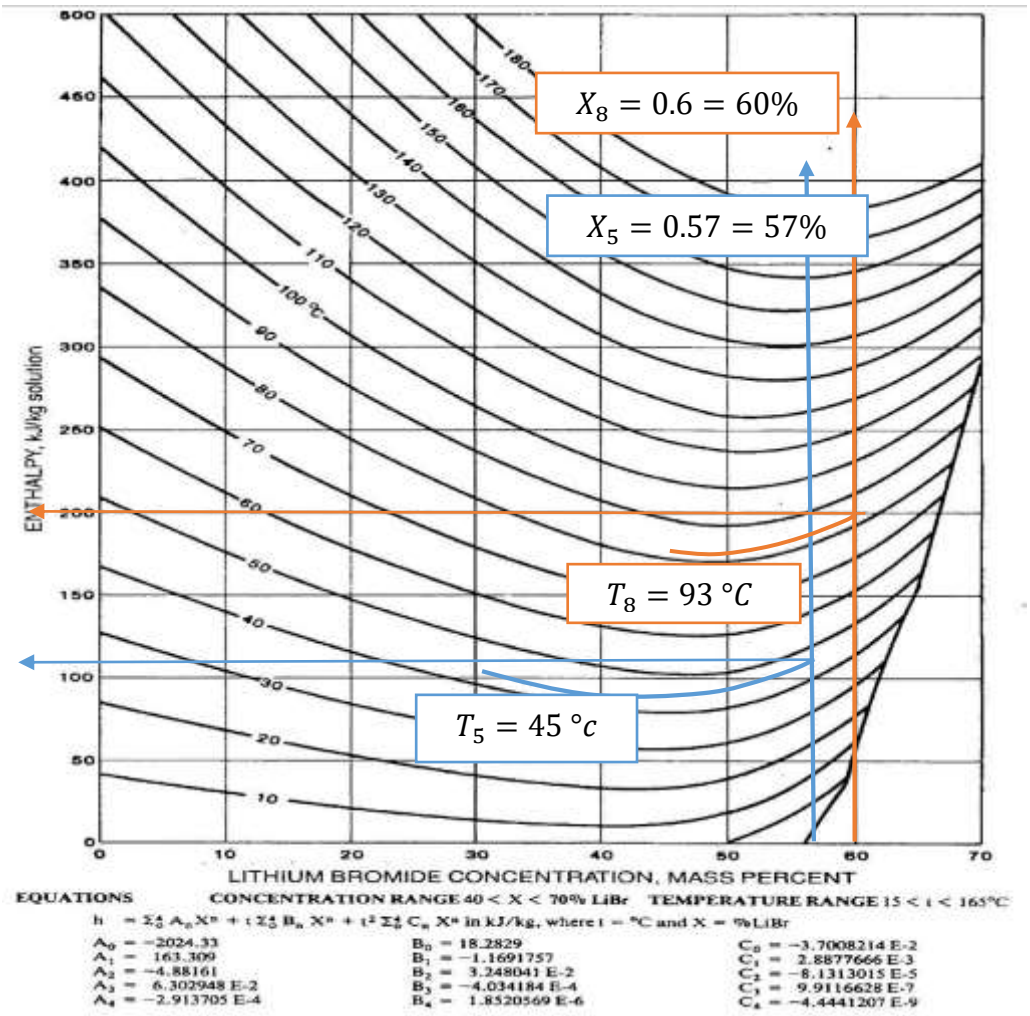


Figura 40. Diagrama de Merkel valores de entalpía de la solución en función de porcentaje de concentración. McNeeley (1976).

Entonces las entalpías para los puntos 5 y 8 serán las siguientes.

$$h_5 = 110\ kJ/kg.$$
$$h_8 = 200\ kJ/kg.$$

i. En el estado 6.

Para el diseño de la bomba es necesario conocer algunos parámetros, los cuales son, la densidad del fluido de la disolución y el rendimiento de funcionamiento. Al desconocer estos datos se asumirá un rendimiento del 50% al convertir electricidad en energía de flujo, además de calcular la densidad de la disolución de Bromuro de Litio a partir de porcentaje de concentración en el absorbedor, como se muestra en la figura 41.

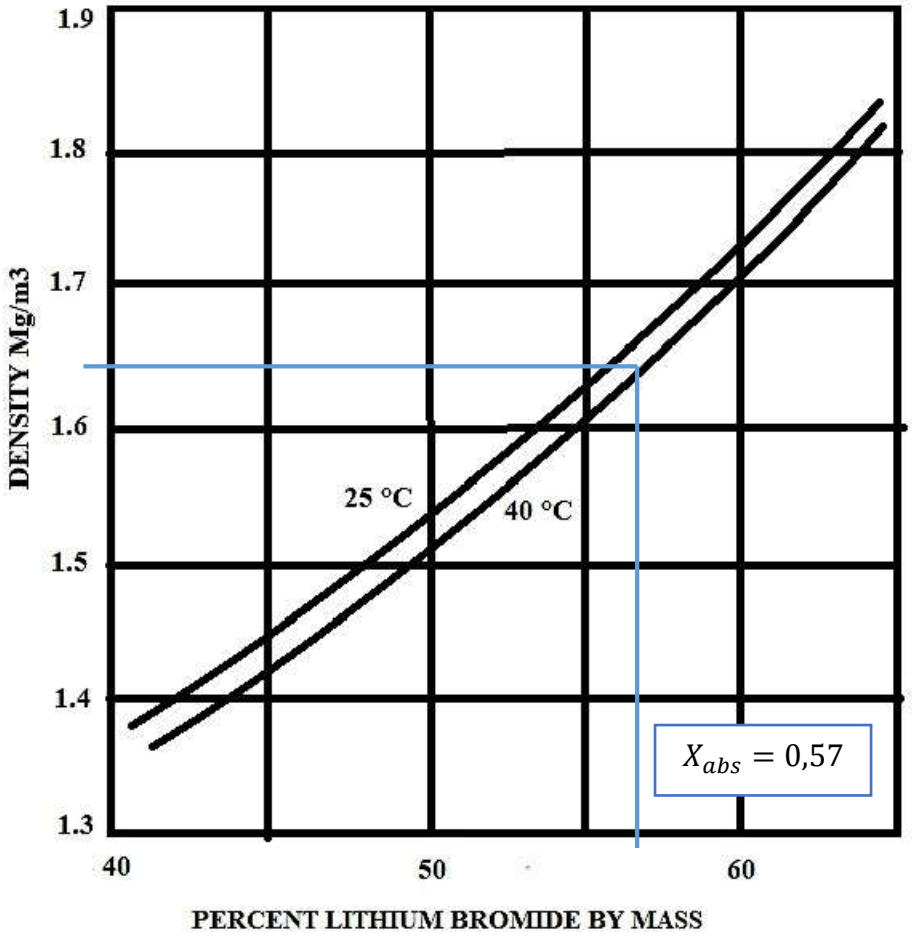


Figura 41. Cuadro de densidad del absorbente. McNeeley (1976).

$$\rho_d = 1650\ kg/m^3$$

$$n_b = 0{,}5$$

El trabajo de la bomba se representa en la ecuación 102.

$$\omega_{elb-h} = \left(P_{cond} - P_{evap}\right) x \frac{m_d}{n_b \rho_d m_r} \qquad (102)$$

Reemplazando valores en la ecuación 102 de tiene el siguiente resultado.

$$\omega_{elb-h} = (10\ kPa - 1{,}2\ kPa)\ x\ \frac{19{,}4\frac{kg}{s}}{0{,}5\ x\ \frac{1650kg}{m^3}\ x\frac{1kg}{s}} = 0{,}20693\ kJ/kg$$

$$h_6 = \left(\frac{\omega_{elb-h}}{m_d}\right) + h_5 = \left(\frac{0{,}20693}{19{,}4}\right) + 110\frac{kJ}{kg} = 110{,}0106\ kJ/kg$$

ii. En el estado 7.

Asumiendo la eficiencia del recuperador en un 60% (valor de referencial de laboratorios de pruebas) entonces aplicamos la siguiente ecuación para el cálculo de entalpía en el punto 7.

$$h_7 = \varepsilon_R(h_8 - h_6) + h_6 = 1{,}64\ x10^5\ J/kg$$

iii. En el estado 9.

se debe calcular el calor de recuperado por la disolución, puesto que es útil en cálculos posteriores además de la entalpia en el punto nueve.

$$q_{rec} = \frac{m_d}{m_r}x(h_7 - h_6) = \frac{19{,}4}{1}\ (1{,}64x10^5 - 1{,}1x10^5) = 10{,}476x10^5\ J/kg$$

$$h_9 = h_8 - \frac{q_{rec}}{m_d} = 200\frac{kJ}{kg} - \frac{10{,}476x10^5}{19{,}4} = 1{,}46\ x10^5\ J/kg$$

iv. En el estado 10.

Dado que la válvula en el análisis termodinámico se considera isoentálpico, la entalpía en los puntos 9 y 10 tiene el mismo valor.

$$h_{10} = h_9 = 1{,}46\ x10^5\ J/kg$$

v. En el estado 1.

La entalpia en el punto 1 es la del vapor obtenido a la temperatura media de final e inicial de ebullición.

$$T_1 = \frac{T_8 - T_{inicial-ebullición}}{2} = \frac{366K + 358\ K}{2} = 362\ K$$

Además, sabiendo que la presión en el punto 1 equivale a la de generador (10 kPa) se calcula la entalpia 1 en el diagrama de la figura 42.

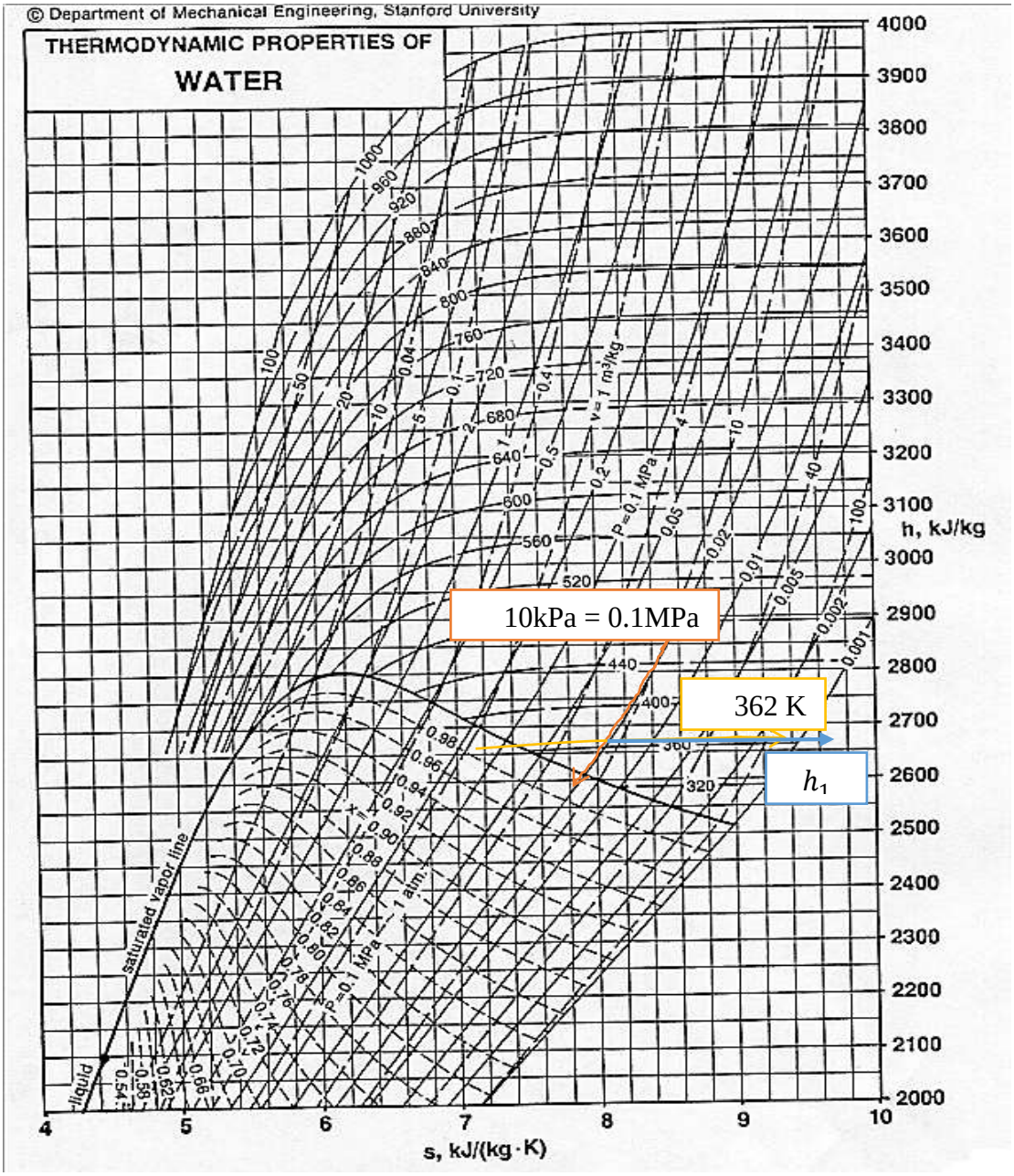


Figura 42. Cálculo de entalpia h_1 mediante las propiedades termodinámicas del agua. Fuente: Stanford (2005).

Entonces de la figura 42 se obtiene el valor de h_1.

$$h_1 = 2665\ kJ/kg$$

vi. En el punto 4.

$$T_4 = T_{ev} = 283\ K$$

$$P_4 = P_{abs} = 1200\ Pa$$

$$h_4 = 2519{,}2\ kJ/kg$$

vii. En el punto 2.

$$T_2 = T_{cond} = 45\ °C = 318K$$

$$C_{p-agua} = 4180\frac{J}{k\ x\ kg}$$

$$h_2 = \ C_{p-agua}\ (T_2 - 273K) = \frac{4.180kJ}{kg}x\ (318K - 273K) = 188{,}1\ kJ/kg$$

viii. En el punto 3.

Dado que la válvula es considerada dentro del análisis como isoentálpica, entonces los valores de los puntos 2 y 3 son los mismos.

$$h_2 = \ h_3 = 188{,}1\ kJ/kg$$

Con los valores de entalpía calculados para cada punto se procede a calcular los calores respectivos en cada elemento de la máquina de absorción.

A. Calor de efecto útil.

$$q_e = (h_4 - h_3) = (2519{,}2 - 188{,}1) = 2331{,}1\ kJ/kg$$

B. Calor en el generador.

De la ecuación 85 se deduce lo siguiente.

$$q_{gen} = (h_1 - h_8) + \frac{m_d}{m_r}\ x\ (h_8 - h_7)$$

Reemplazando valores en la ecuación se tiene el siguiente resultado.

$$q_{gen} = (2665\ - 200)kJ/kg + \frac{19{,}4\frac{kg}{s}}{\frac{1kg}{s}}\ x(200 - 164)\ = 3163{,}4\ kJ/kg$$

C. Calor en el absorbedor.

De la ecuación 92 se deduce lo siguiente.

$$q_{abs} = (h_4 - h_7) + \frac{m_d(h_{10} - h_5)}{m_r}$$

Reemplazando valores se tiene el siguiente resultado.

$$q_{abs} = (2519{,}2 - 164) + \frac{19{,}4\ (146 - 110)}{1} = 3053{,}6\ kJ/kg$$

D. Calor en el condensador.

$$q_{cond} = (h_1 - h_2)$$

$$q_{cond} = (2665 - 188{,}1) = 2476{,}9\ kJ/kg$$

E. Trabajo en la bomba.

$$q_b = \frac{\omega_{elb-h}}{\eta_b} = \frac{0{,}20693\ kJ/kg}{0{,}5} = 0{,}41386\ kJ/kg$$

F. Calor de recuperación.

$$q_r = \frac{m_d}{m_r}\ x\ (h_7 - h_6) = \frac{19.4}{1}\ x\ (164 - 110{,}0106\ ) = 53{,}99\ kJ/kg$$

G. Coeficiente de operación.

$$COP = \frac{(h_4 - h_2)}{(h_1 - h_7) + \frac{m_d}{m_r}\ x\ (h_7 - h_6) + q_b}$$

$$COP = \frac{(2519{,}2 - 188{,}1)kJ/kg}{(2665 - 164)kJ/kg + \frac{19{,}4}{1}\ (164\ - 110{,}0106)kJ/kg} = 0{,}657$$

Este valor del coeficiente de operación representa los valores de entalpía para una máquina ideal, puesto que la mayoría de valores de entrada han sido asumidos para cubrir la potencia de refrigeración con la finalidad garantizar la cobertura de toda la carga térmica a refrigerar.

4.7.3. Valores numéricos de una máquina real.

$$Q_{EV} = 22{,}9\ x10^3\ W$$

Caudal de refrigerante evaporado.

$$M_r = \frac{Q_{EV}}{q_e} = \frac{22{,}9\ x\ 10^3\ J/s}{2257\ x\ 10^3\ J/kg} = 0{,}0101\ kg/s$$

Donde q_e es el calor específico de vaporización del refrigerante.

i. Caudal de disolución.

$$M_d = \frac{m_d\ x\ M_r}{m_r} = \frac{19{,}4\ x\ 0{,}0101}{1} = 0{,}19594\ kg/s$$

ii. Potencia del generador.

$$Q_{gen} = M_r\ x\ q_{gen} = 0{,}0101\frac{kg}{s}\ x\ 3163{,}4\ \frac{kJ}{kg} = 31{,}9\ kW$$

iii. Potencia del condensador.

$$Q_{cond} = M_r\ x\ q_{cond} = 0{,}0101\frac{kg}{s}x\ 2476{,}9\frac{kJ}{kg} = 25{,}01\ kW$$

iv. Potencia del absorbedor.

$$Q_{abs} = M_r\ x\ q_{abs} = 0{,}0101\frac{kg}{s}x\ 3053{,}6\frac{kJ}{kg} = 30{,}8\ kW$$

v. Potencia del recuperador.

$$Q_{rec} = M_r\ x\ q_r = 0{,}0101\frac{kg}{s}x\ 53{,}99\frac{kJ}{kg} = 0{,}545\ kW$$

vi. Potencia del motor de la bomba.

$$W_b = M_r\ x\ q_b = 0{,}0101\ kg/s\ x\ 0{,}41386\ kJ/kg = 4{,}18\ W$$

vii. Nuevo Coeficiente de operación.

$$COP = \frac{Q_{EV}}{Q_{gen} + w_b} = \frac{22.9}{31{,}9 + 0.00418} = 0{,}715$$

Como se ha definido anteriormente el COP representa la eficiencia energética que relaciona la cantidad de refrigeración obtenida de la cantidad de energía calorífica proporcionada, como es evidente el tipo de máquina empleada y sus características influye directamente en la extracción de calor en un ambiente. Los COPs en las máquinas de absorción son bajos respecto a las máquinas de compresión mecánica. En este caso el COP alcanzado en esta máquina es de 0,715 cuyo valor es muy favorable debido a la inclusión de un recuperador de calor en el sistema, al tratarse de una máquina de refrigeración por absorción de simple efecto es el coeficiente más óptimo de obtener.

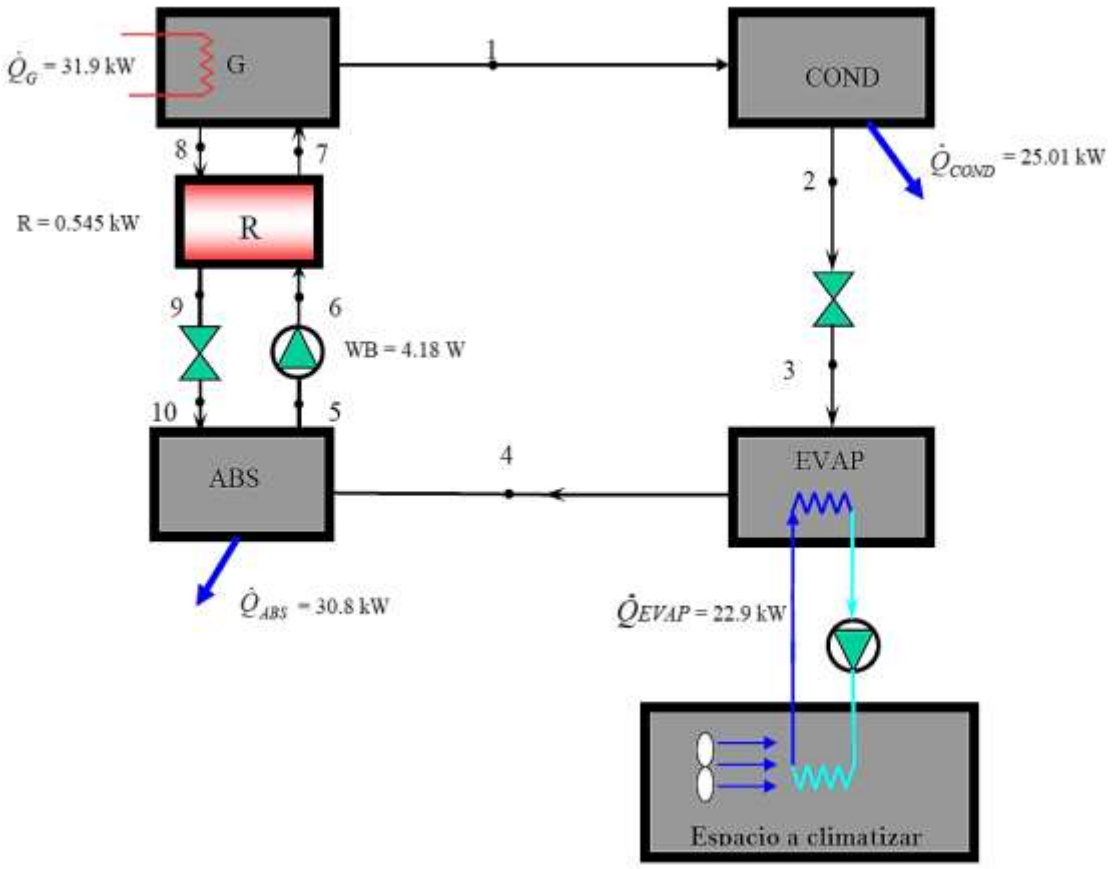


Figura 43: Potencia de los componentes de una máquina de refrigeración por absorción.

En la figura 43 se muestra la potencia de cada elemento constitutivo de la máquina, con lo cual procedemos a seleccionar la máquina de refrigeración por absorción. Por la potencia de refrigeración demandada para el Puesto de Salud Montegrande y el tipo de sistema, se seleccionó una máquina de refrigeración de simple efecto condensada por agua de 35 kW de potencia frigorífica de la marca Thermax, cuyas características técnicas están detalladas en el anexo 16.

4.8. Estudio económico.

En este capítulo de realizará un análisis económico del sistema con una realización de la amortización de este. Para ello se debe calcular el tiempo de retorno de la inversión, con una vida útil del sistema estimada entre 25 a 30 años, por lo que de fija este límite como punto máximo de inversión positiva.

Entre los factores más importantes a tener en cuenta.

- Coste del equipamiento necesario para el sistema de climatización.
- Montaje electromecánico
- Mantenimiento programado
- Costo de mano de obra calificada y no calificada
- Costeo referencial de un sistema de compresión mecánica

El coste de montaje electromecánico se fija en un 40% del costo del subtotal del coste de los todos los componentes del sistema de refrigeración, asimismo el mantenimiento será de manera anual y estará valorado en el uno por ciento del mismo subtotal.

4.8.1. Inversión inicial.

En este apartado se define el costo de adquisición de los equipos, coste de ingeniería y el coste por montaje, se debe resaltar que ante la imposibilidad de encontrar en el mercado las partes integrantes de la máquina de absorción por separado, se ha optado por seleccionar una máquina completa que cumpla con los requisitos de carga térmica, temperaturas y coeficiente de operación. Aun cuando la ficha técnica nos muestra una temperatura y caudal del fluido, estos valores pueden variar dependiendo del comportamiento y demandas del sistema.

La máquina de refrigeración por absorción propuesta está equipada con todas las válvulas de control, sensores de temperatura, bombas, intercambiadores de calor, necesarios para garantizar su óptimo rendimiento.

Tabla 25

Presupuesto referencial del sistema de aire acondicionado por absorción.

Ítem	Descripción	Unidad	Cantidad	Precio Unitario	Costo total ($)
I.	*Suministro de equipos*				
1,1	Colector solar de tubo de vacío (Heat Pipe).	m^2	76	71,84	5460
1,2	Conjunto de tuberías de cobre	Global	1	212	212
1,3	Aislante (Duck-Net)	m^2	12	31 $	372
1,4	Sistema de Control de Temperatura STL	Global	1	1071	1071
1,5	Máquina de refrigeración LT-1	Global	1	24910	24910
1,6	Sistema de Bombeo (electrobomba)	Global	1	3250	3250
1,7	Tanque de acumulación Térmica	Global	1	8890	8890
	Sub total				44165
II	*Montaje Electromecánico (Ingeniería y mano de obra)*				
2,1	Instalación solar				8833
2,2	Sistema de climatización				8833
IGV	18%				7949,7
Total					69780,7

4.8.2. Mantenimiento periódico.

Dado el nivel de automatización del sistema, el mantenimiento se realizará en forma anual, las actividades de mantenimiento de centraran básicamente en la revisión de piezas mecánicas, purga de circuitos hidráulicos y limpieza de paneles solares. El costo de mantenimiento se cifra en un porcentaje del gasto anual que comúnmente se cifra en 1% del costo inicial en la inversión, por lo tanto, tendrá un costo de 697,8 dólares.

4.8.3. Coste referencial de un equipo de compresión mecánica.

Este valor se establece con la finalidad de establecer el periodo de amortización de la inversión realizada en el sistema, dado que el proyecto realizado se sustenta en la necesidad de confort térmico al interior del puesto de salud tanto para el personal que presta servicios como para los pacientes. Una cotización realizada en "clima ofertas" arrojó los siguientes costos de equipamiento e instalación de aire acondicionado con una potencia frigorífica de 23 kW.

Tabla 26

Costo de implementación de un sistema de compresión mecánica.

Tipo de Instalación	Costo del equipo de refrigeración ($)	Costo de instalación ($)	Costo total ($)
Sistema de aire acondicionado tipo "centralizado"	4580	458	5038

4.8.4. Periodo de amortización.

Una vez determinado el costo de instalación del sistema de refrigeración por compresión y el costo del sistema sujeto de estudio en esta investigación, se puede estimar que el sobrecosto del sistema de refrigeración por absorción con respecto al sistema de compresión mecánica en 64742,7 dólares. Si bien es cierto que la implementación de proyectos de esta naturaleza tiene especial interés por su contribución a la eficiencia energética, también significa una rentabilidad ya que, al sustituir un compresor mecánico de consumo eléctrico, por uno térmico accionado por energía termosolar, se ahorra electricidad a lo largo de la vida útil del sistema.

Dado que el régimen de funcionamiento se establece en 8 horas diarias y 22 días al mes, y con un factor de carga que se refiere a la carga con la que opera la máquina de refrigeración se tiene los siguientes datos.

$$W_{nom} = 35\ kW \qquad W_{demandado} = 22{,}9\ kW$$

$$factor\ de\ carga = \frac{W_{demandado}}{W_{nominal}} = \frac{22{,}9\ kW}{35\ kW} = 0{,}65$$

Tabla 27

Consumo eléctrico mensual.

Mes	Coeficiente de potencia (carga)	Potencia de trabajo promedio (kW)	Horas de trabajo mensual (8 h/d)	Consumo eléctrico por mes (kWh)
Agosto	0,65	35	176	4004

Como se ha calculado en la sección anterior, la irradiación en la provincia de Jaén es siempre alta y muy poco variable con el paso de las estaciones. Es por ello que la demanda de aire acondicionado para climatizar ambientes será necesaria durante los doce meses del año. De modo que el consumo eléctrico es considerado los doce meses del año. Así el consumo eléctrico a lo largo del año viene determinado por la ecuación 103.

$$\text{Consumo eléctrico}_{\text{anual}} = \sum \text{Ce}_{\text{mes}} \text{ x N°de meses} \qquad (103)$$

$$Consumo\ eléctrico_{anual} = 48048\ kWh$$

Como el costo unitario del kW en el Perú asciende a 0,6950 soles que equivale a 0,21 dólares, de modo que el costo del ahorro económico asciende a 10090,08 dólares.

4.8.5. Cálculo del valor actual neto (VAN).

El valor actual neto significa actualizar los cobros y pagos de un proyecto para conocer si se tendrá ganancia o pérdida, por lo cual en este proyecto analizaremos si el proyecto se podrá amortizar en un periodo de 30 años que es el tiempo de vida útil del sistema, es este proyecto tiene es tiempo como recomendable puesto que este tipo de proyectos tienen carácter de inversiones a largo plazo.

El cálculo del VAN viene determinado por la ecuación 104.

$$VAN = \sum_{i=1}^{n} \frac{CF_i}{(1+K)^i} - I_0 \qquad (104)$$

Donde:

CF_i: Flujo de caja de caja año (ahorro en la demanda de electricidad menos el costo de mantenimiento anual).

K: Tasa de interés de descuento (relaciona la tasa de interés que generaría la inversión si el dinero estuviera en el banco, para este proyecto se supondrá una tasa de dos por ciento).
I_0: Inversión inicial.

Reemplazando en la ecuación 104 se tiene el siguiente resultado.

$$VAN = \sum_{i=1}^{30} \frac{(10090{,}8 - 697{,}8)}{(1 + 0{,}02)^{1\ldots30}} - \ 69780{,}7 = \$\ 140589{,}2$$

Como vemos se tiene un valor positivo en una posible inversión en el sistema, por lo que, con un ahorro neto anual de 9393 dólares, que es el costo referencial del consumo eléctrico de un sistema de refrigeración por compresión mecánica en el periodo de tiempo evaluado, es por ello realizando un cálculo deductivo el proyecto se amortiza a los siete años y seis meses de su instalación y funcionamiento aproximadamente.

4.8.6. Tasa interna de retorno (TIR).

La tasa interna de retorno refleja el porcentaje de beneficio o pérdida que genera una inversión para las cantidades que no se han retirado del proyecto y se expresa en la ecuación 105.

$$TIR = \sum_{T=0}^{n} \frac{Fn}{(1 + i_0)^n} \qquad (105)$$

Dónde: Fn representa el Flujo neto de caja (ahorro energético menos costo de mantenimiento del sistema), n es el Periodo de evaluación (vida útil del sistema 30 años) e i_0 es Inversión inicial. Con los valores establecidos anteriormente y reemplazando en la ecuación 105 se obtiene una rentabilidad de.

$$\text{TIR} = \sum_{\text{T=0}}^{30} \frac{(10090.08 - 697.8)}{(1 + 69780.7)^{0..30}} = 13{,}128\%$$

Lo que representa que la inversión propuesta es positiva, decir, hasta una tasa trece por ciento de descuento este proyecto no nos producirá pérdidas, y superado este valor esta inversión tendrá valores negativos ya que habrá pérdidas, es decir no habrá retorno de la inversión.

V. RESULTADOS

5.1. Resultado de la evaluación de la irradiación.

En la figura 44 se muestran los resultados del cálculo de irradiación solar diaria mensual en función de la diferencia de temperatura máxima y mínima registradas en la provincia de Jaén.

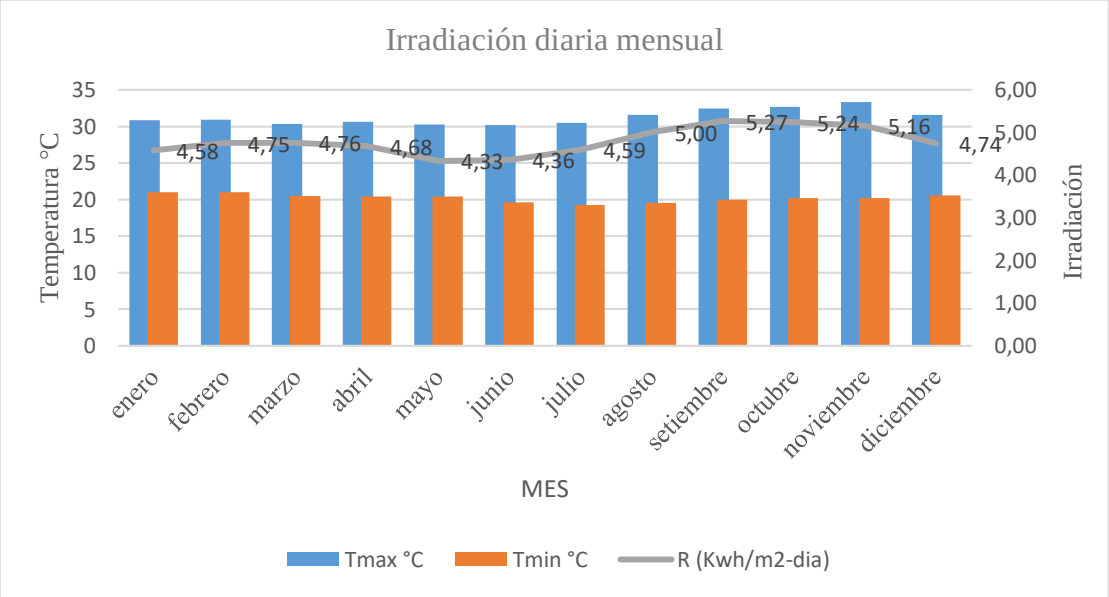


Figura 44. Comportamiento mensual de la radiación diaria en función de ΔT= (Tmax- Tmin.) de los últimos cinco años.

5.2. Resultado del cálculo de carga térmica de la carga térmica.

En la tabla 28 se muestra el valor de cada factor influyente en la determinación de la carga térmica del Puesto de salud Montegrande, de acuerdo a los procedimientos de cálculo establecidos por ASHRAE (2001). Se consideró además adicionar un cinco por ciento del valor de la carga térmica total como factor de seguridad, obteniendo como valor final 78103,2 BTU/h equivalentes a 22,9 kW.

Tabla 28

Valores de cada factor influyente en la carga térmica.

Carga sensible	Valor BTU/h
Calor por radiación solar a través de cristal	7479,32
Calor por radiación y transmisión a través de paredes y techo	21691,1
Calor por trasmisión a través de paredes, puertas y ventanas interiores	2859,15
Calor sensible por infiltraciones del aire exterior	5427,8
Calor sensible por aportaciones internas (personas, iluminación y equipos)	10528
Carga sensible por aire de ventilación a través del climatizador	4752
Calor sensible total	**52737,4**
Carga latente	
Calor latente debido al aire de infiltración	520,2
Calor latente por aportaciones internas (personas y equipos)	4480
Calor latente por al aire de ventilación a través del climatizador	16646,4
Calor latente total	**21646,6**
Carga térmica total	**74384**

5.3. Resultado del diseño del sistema.

5.3.1. Resultado del campo de colectores solares.

Los resultados del de la potencia calorífica proporcionada por el campo de los colectores solares se muestran en la tabla 29, el área determinada para este sistema corresponde a 76 m^2 de colectores solares de tubos de vacío tipo Heat Pipe.

Tabla 29

Cobertura solar mensual.

Mes	f	Q_a (kWh)	Q_m kWh	Q_{nc} (KWh)
Enero	0,97	4052,928	3948,06	104,87
Febrero	0,98	4052,928	3976,71	76,22
Marzo	1,00	4052,928	4049,96	2,97
Abril	0,99	4052,928	4005,09	47,84
Mayo	0,94	4052,928	3806,85	246,07
Junio	0,94	4052,928	3818,86	234,07
Julio	0,98	4052,928	3959,55	93,38
Agosto	1,03	4052,928	4185,95	-133,02
Septiembre	1,07	4052,928	4320,73	-267,80
Octubre	1,06	4052,928	4305,52	-252,59
Noviembre	1,05	4052,928	4264,52	-211,59
Diciembre	1,00	4052,928	4038,81	14,12

Donde "f" representa la fracción de cobertura solar mensual proporcionada por el campo de colectores solares, Q_a es el calor demandado por la máquina de refrigeración por absorción, Q_m es el calor útil absorbido por el campo de colectores y Q_{nc} representa la carga no cubierta (valor negativo indica un excedente de calor no utilizado).

5.3.2. Resultado del diseño del tanque de acumulación térmica.

En el cálculo de la capacidad del tanque de acumulación térmica se determinó que la capacidad del tanque corresponde a 2112 litros, que representa el consumo diario del consumo de agua caliente por la máquina de refrigeración por absorción.

5.3.3. Resultado del diseño de la Máquina de refrigeración por absorción.

El resultado del diseño de la máquina de refrigeración por absorción se muestra en la tabla 30, donde se detallan la potencia de cada elemento, así como el coeficiente de operación de la máquina en su conjunto para las condiciones propias del Puesto de Salud Montegrande.

Tabla 30

Resultados del diseño de la máquina de refrigeración por absorción.

Condiciones iniciales de diseño	
Temperatura exterior	35 °C
Carga térmica (potencia en el evaporador)	22,9 kW
Temperatura mínima del evaporador	10 °C
Temperatura en el condenador (Text. + 10 °C)	45 °C
Potencia de los componentes	
Potencia en el generador	31,9 kW
Potencia en el condensador	25,01 kW
Potencia en el absorbedor	30,8 kW
Potencia en el recuperador	0,545 kW
Potencia de la bomba	4,18 W
COP	0,715

5.3. Resultado del estudio económico.

El resultado del estudio económico arrojó un valor actual neto (VAN) de 140589,2 dólares y una tasa interna de retorno de (TIR) 13.128 % evaluado para un periodo de 30 años que es periodo de vida útil del sistema.

VI. DISCUSIÓN.

En esta sección mostraremos los resultados del análisis de las principales variables que influyeron en el diseño del sistema de refrigeración por absorción. Destacando el potencial de radiación solar debido a las altas temperaturas, así como la influencia que posee en la carga térmica como el diseño de todos los elementos constitutivos del sistema solar de refrigeración por absorción.

6.1. Valoraciones Iniciales.

Para el análisis de irradiación se obtuvo valores de dos fuentes distintas una fue la estación meteorológica instalada en la Universidad de Jaén y la otra fue de la estación automática instalada por el SENANHI de donde se obtuvo el historial de temperaturas, la razón por la que se decidió usar las dos fuentes fue la búsqueda de precisión en los resultados de irradiación diaria mensual requerida para el diseño del sistema, para lo cual se usaron los valores promedio de temperaturas de los últimos diez años. Mientras que para la estimación de la carga térmica la irradiación instantánea medida por la estación meteorológica nos ofrecía una mayor precisión ya que se tiene una medición directa el comportamiento de la irradiación instantánea a lo largo del día.

En el cálculo de carga térmica para sistemas de aire acondicionado, se buscó bibliografía relacionada a este tema en la Biblioteca de la Universidad Nacional de Jaén, sin embargo, tanto el acceso a la información en repositorios digitales como libros en formato físico fue limitada, pese a ello la información encontrada principalmente en Handbook de ASHRAE (2011) que establece condiciones y factores de cálculo para determinar la carga térmica fue de suma importancia por lo que el cálculo se apoyó en un libro de Pita Edward, que es básicamente una traducción e interpretación de los procedimientos de cálculo de ASHRAE.

Mientras que para el diseño del sistema de refrigeración por absorción las investigaciones directamente relacionadas al tema y que sirvieron de base para el diseño del sistema de refrigeración por absorción fueron principalmente de corte internacional,

puesto que en Perú las investigaciones están mayormente enfocadas al aprovechamiento de energía termosolar aplicada a la producción de agua caliente sanitaria (sistemas ACS).

6.2. Discusión del cálculo de radiación.

El modelo Bristow Campbell, utilizado para el cálculo de irradiación demandó de valores de entrada que son las temperaturas promediadas mensuales de un periodo de tiempo determinado, además del cálculo de factores influyentes en el comportamiento climático de la provincia de Jaén, como es su altitud sobre el nivel del mar, ángulo cenital entre otros descritos en la sección anterior.

Los valores de irradiación que se obtuvieron, no difieren en gran medida de los valores de irradiación proporcionados por la NASA, la diferencias radican principalmente del periodo de toma de mediciones, NASA toma 22 años atrás, mientras que este modelo solo se ingresan mediciones de los últimos cinco años (2012-2017), esto debido a que es el tiempo que tiene funcionando la estación automática en la provincia de Jaén. En la tabla 31 se muestra se estableció la diferencia porcentual de los valores de irradiación.

Tabla 31

Comparación de valores de irradiación solar diaria en una superficie horizontal del modelo Bristow – Campbell con los valores de irradiación de la NASA.

Mes	Modelo Bristow-Campbell (kwh/m2-dia)	NASA (kwh/m2-dia)	Diferencia porcentual
Enero	4,58	4,16	10%
Febrero	4,75	3,93	21%
Marzo	4,76	4,25	12%
Abril	4,68	4,24	10%
Mayo	4,33	4,31	1%
Junio	4,36	4,22	3%
Julio	4,59	4,31	7%
Agosto	5,00	4,62	8%
Setiembre	5,27	4,95	6%
Octubre	5,24	4,94	6%
Noviembre	5,16	5,15	0%
Diciembre	4,74	4,63	2%

En la tabla 31 se pudo demostrar que las diferencias porcentuales del método Bristow Campbell con respecto a los valores de la NASA no son muy significativos por la proximidad en los valores determinados, de modo que la validez de los datos y la confiabilidad del método está comprobada. Se debe señalar que estos datos de irradiación han sido calculados para una superficie horizontal, por lo que para instalaciones solares térmicas en los que se hace necesaria la inclinación arbitraria del colector solar para mejorar eficiencia de capación de la irradiación solar, esta irradiación sufre un incremento.

6.3. Discusión del cálculo de carga térmica.

El cálculo de carga térmica estuvo basado en los procedimientos de cálculo que propone ASHRAE, basados principalmente el cálculo de calor sensible y calor latente, que están descritos muy bien en el libro "*Acondicionamiento de aire principios y sistemas*" de Edward G. Pita (2005), en este libro se encuentran citadas las tablas y factores a tener en cuenta en el proceso de cálculo del Handbook de ASHRAE para el cálculo de cargas de enfriamiento. Dentro del cálculo de calor sensible se encuentran las cargas por irradiación solar directa que atraviesa las ventanas del recinto e incide sobre las paredes y techo exteriores, así como calor aportado por personas equipos y aire de infiltración como se pudo ver en el proceso de cálculo, se estableció un momento específico para el cálculo de la carga térmica sensible, ya que esta varía a lo largo del día, por lo que se escogió el momento en que la carga térmica es máxima es decir a las 2 PM de la tarde del día 21 mes de agosto, también influye la cantidad de personas que concurren al establecimiento pues de la superación del aforo considerado este estudio las carga térmica sufrirá considerables incrementos.

Hay que mencionar que el cálculo de carga térmica se ha realizado en un mes específico que este caso es el mes de agosto, pero si se busca evaluar mejor el comportamiento de la carga térmica se debe evaluar para cada mes del año, apoyándose en el historial de temperaturas registradas en los últimos 5 a 10 años. Pita (2005) afirma que "el cálculo de la carga térmica es la base para la selección del equipo de refrigeración y ductos", puesto que la carga térmica determina que capacidad de refrigeración tendrá el equipo de refrigeración, así como las dimensiones de los ductos.

6.4. Discusión del diseño del sistema.

6.4.2. Colectores solares.

El diseño de colectores solares estuvo basado en el método *f-chart*, a través de la aplicación de este método se evaluó el desempeño del sistema. Según Obaco y Jaramillo (2010), este método fue comparado con el desempeño real del sistema en la Universidad de Colorado, donde se determinó que el método poseía un error máximo de 5 por ciento, por lo que fue calificado como de alto grado de fiabilidad.

Si bien este método ha sido aplicado en el diseño de sistemas solares del tipo ACS (agua caliente sanitaria), en esta investigación fue adecuado para el diseño del sistema de refrigeración, puesto que el agua caliente es la encargada de accionar la máquina de refrigeración por absorción, la diferencia radica en que el calentamiento del debe estar a mayor temperatura (85°C – 90°C). Para la determinación del área de captación se realizó aproximaciones para lograr la mayor cobertura posible, siendo 76 m2 el área de captación necesaria para cubrir el 100 por ciento de la demanda energética en los meses de verano y superior al 94 por ciento en los meses restantes, la demanda restante será suministrada por una fuente auxiliar de calor. Si bien este método es de alta fiabilidad, esto no garantiza la cobertura total del sistema, ya que habrá días en los que la bóveda celeste este totalmente nublada, de modo que los colectores solares solo recibirán radiación solar difusa.

6.4.3. Sistema de acumulación térmica.

El sistema de acumulación térmica consiste en un acumulador con resistencia eléctrica integrada como fuente auxiliar de calor para compensar la temperatura deficiente en los momentos de escaso sol, o también en aquellas instalaciones que poseen volante térmico es decir que la energía útil captada en el día es demandada en horario nocturno, para cuyos efectos el tanque de acumulación debe tener mayor capacidad que los sistemas de funcionamiento diurno.

Herrador (s.f.) recomienda que para sistemas de funcionamiento interrumpido como es el puesto de salud de Montegrande (5 días/ semana) el volumen debe estar entre los 80 lt/m2 de captación. Puesto que el horario de atención del puesto de salud es diurno, no existe volante térmico, es por ello que solo se estimó cubrir el almacenamiento para el caudal que circula en el campo de colectores con una capacidad del tanque de 2112 litros, este almacenamiento se dará en un tanque tipo estratificado.

6.4.4. Máquina de refrigeración por absorción.

Marcos (2008) realizó un estudio experimental de una máquina de refrigeración de doble efecto condensada por aire donde obtuvo un COP de 0,6 y calificó el rendimiento como positivo y fiable, este estudio determinó los caudales y potencias en cada elemento de la máquina, apoyándose en diagrama de Düring.

En esta investigación se ha realizado un balance energético bajo las condiciones reales de carga térmica y temperatura, con la finalidad de evaluar el coeficiente de rendimiento y la potencia en cada de la máquina necesarias para garantizar la climatización del puesto de salud Montegrande. La variación del COP está sujeta a la variación de la temperatura exterior dado que influyen en la carga térmica, lo que a su vez definirá el régimen a plena carga o carga parcial de funcionamiento. Como podemos ver tanto la carga térmica como la radiación influyen directamente sobre las condiciones de diseño, dado que de la disponibilidad de energía se determina el tipo de máquina a usar, tanto como la carga térmica define la capacidad de la máquina de refrigeración por absorción.

6.5. Discusión del estudio económico.

De Castro (2015) realizó un estudio económico donde evaluaba la viabilidad de un proyecto de frio solar para un conjunto de viviendas, dado el tamaño de la inversión, el proyecto requería subvención económica para ser viable, debido que de los 30 años de vida útil este proyecto se amortizaba en el año 29 de funcionamiento.

Para el estudio económico, en esta investigación se ha empleado dos indicadores financieros, tanto el valor actual neto (VAN), y la tasa interna de retorno (TIR), que nos permitieron definir el grado de rentabilidad de este sistema, comparado con un sistema convencional de comprensión a vapor. La comparación se ha realizado básicamente en los equivalentes energéticos, es decir determinar el ahorro de electricidad frente a un sistema convencional. La inversión inicial tendrá un valor de 44220,5 dólares, esto considerando los componentes de principales del sistema y realizando un cálculo del consumo eléctrico equivalente en un periodo de 30 años que es la vida útil del sistema de refrigeración por absorción, de modo que el proyecto se verá amortizado a los siete años y seis meses de su instalación, por lo que nos asegura una rentabilidad positiva a largo plazo.

VII. CONCLUSIONES.

En esta tesis se diseñó un sistema de aire acondicionado solar por absorción para la climatización del puesto de salud Montegrande – Jaén, habiendo considerado los siguientes elementos finales.

1. Para el presente del diseño se evaluó el recurso solar en la provincia de Jaén, con el uso del método "Bristow Campbell", concluyendo que la irradiación solar para el mes de estudio de la carga térmica (agosto) la irradiación tiene un valor de 4,59 kWh/m2-dia. Sin embargo, la radiación ha sido evaluada para los doce meses del año teniendo como mes energético menos favorable al mes de mayo y más favorable al mes de octubre.
2. Se determinó la carga térmica a refrigerar en el Puesto de Salud Montegrande, después de calcular cada componente influyente en la carga térmica agrupados en dos conjuntos "carga térmica sensible" y "carga térmica latente" los cuales nos permitieron tomar en cuenta la mayor cantidad de factores integrantes de la carga térmica con lo cual se determinó que la carga térmica es 22,9 kW teniendo como guía de cálculo los procedimientos de cálculo que establece ASHRAE.
3. Se diseñó los colectores solares, el sistema de acumulación térmica, y la máquina de refrigeración por absorción. Dentro de las consideraciones tecnológicas para el diseño de los colectores solares se concluyó que los colectores de tubos de vacío tipo Heat Pipe se adecuaban mejor a las condiciones de la provincia de Jaén y ofrecían un mejor rendimiento, determinándose un área de captación de 76 m^2. Por otro lado, el sistema de acumulación térmica se determinó en función al caudal de circulación en los colectores solares y tendrá una capacidad de 2112 litros, dentro del dimensionamiento de la máquina de refrigeración por absorción se debía elegir el fluido refrigerante, número de efectos de máquina, potencia de los elementos y coeficiente de operación, por lo que se concluyó que la que más se adecuaba a las características del sistema es una máquina de simple efecto condensada por agua,

que utiliza agua y Bromuro de Litio como par refrigerante absorbente, con un coeficiente de operación de 0,715.

4. Se evaluó técnica y económica el sistema de refrigeración por absorción diseñado con un presupuesto de instalación y mantenimiento, y se comparó con un sistema de refrigeración por compresión mecánica bajo las mismas condiciones. Primero, el cálculo de Valor Actual Neto (VAN) es de 140589,2 dólares, cuyo valor nos asegura un ingreso que supera la inversión inicial convirtiéndolo por lo tanto en un proyecto positivo. Segundo, la Tasa Interna de Rentabilidad (TIR) equivale a 13 %, por lo tanto, puesto que este proyecto supera el 10% de rentabilidad (Valor mínimo positivo) significa que este proyecto es viable económicamente.

VIII. RECOMENDACIONES.

- Evaluar qué sectores serían los más beneficiados con este tipo de tecnología, realizando un enfoque especialmente sobre la posibilidad de implementar sistemas de aire acondicionado de tipo residencial mediante utilizando refrigeración por absorción.
- Elaborar un prototipo de refrigeración por absorción, que permita determinar con mayor exactitud el rendimiento bajo condiciones reales de operación y el tipo de equipamiento que ofrece mejores resultados.
- Aplicar estudios sobre transmisión de energía calorífica en intercambiadores calor para determinar los tipos de materiales que contribuirían a mejorar el coeficiente de rendimiento en las máquinas de refrigeración por absorción.
- Diseñar sistemas de control que permitan monitorear y regular automáticamente las temperaturas en los colectores solares con la finalidad de prolongar su vida útil, dado que en zonas donde se registran elevadas temperaturas existe siempre problema de sobrecalentamiento (temperatura de estancamiento) en los colectores solares.

IX. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.

Serrano J., Lopes J. y Garcés P. (2006) "*proyecto de instalación de energía solar para climatización y obtención de agua caliente sanitaria en albergue rural*" Universidad Rovira I Virgili, departamento de ingeniería electrónica eléctrica y automática, Andalucía, España, recuperado de: http://deeea.urv.cat/public/PROPOSTES/pub/pdf/874pub.pdf, el 13 de noviembre de 2018.

Ministerio de Energía Minas (2014). "*Plan energético nacional 2014 – 2025*". Dirección general de eficiencia energética. Recuperado de: http://www.minem.gob.pe/minem/archivos/file/institucional/publicaciones/InformePlanEnerg%C3%ADa2025-%20281114.pdf, el 15 de noviembre del 2018.

Guevara S., (2003). *"Estimación de la radiación solar"*. UNATSABAR – CEPIS/OPS. Lima, Perú. Recuperado de: http://www.bvsde.paho.org/bvsacd/cosude/xxii.pdf, el 10 de mayo del 2018.

Álvarez O., Montaño T. y Maldonado J., *La radiación solar global en la provincia de Loja, evaluación preliminar utilizando el método de Hottel.* (artículo científico). Universidad Politécnica Salesiana, Ecuador.

Servicio Nacional de Meteorología e Hidrología SENAMHI. (2003). *Atlas de energía solar del Perú*. Lima, Perú. Recuperado de: http://cedecap.org.pe/uploads/biblioteca/80bib_arch.pdf, el 15 de Julio del 2018.

Salvador Escoda S.A. (2011). *Manual Técnico – Energía solar térmica*. Madrid, España. Recuperado de: https://ecoinventos.com/manual-tecnico-energia-solar-termica/, el 20 de julio del 2018.

Sánchez M. (2010). E*nergía solar térmica.* México. Editorial Limusa S.A. Recuperado de: http://www.etp.com.py/fichaLibro?bookId=50405, 10 de junio del 2018.

Fauroux L, Jagër M. (2012). *"Diseño y análisis de colectores solares planos"*. Universidad Nacional de la Matanza. Buenos Aires, Argentina. Recuperado de: http://reddi.unlam.edu.ar/index.php/ReDDi/article/view/8/35.

Nandawi S. (2005). *"Energía solar conceptos básicos y su utilización"*. Universidad Nacional Heredia, Costa Rica. Recuperado de: http://www.solartronic.com/download/Energia_Solar_Conceptos_Basicos.pdf, el 20 de marzo del 2018.

Romero Paguay, José A., & Carbonell Morales, Tania. (2014). *Sistema de refrigeración solar por absorción para la comunidad de Kumay en Ecuador*. Ingeniería Energética, *35*(3), 286-294. Recuperado e1 14 de agosto de 2017, de http://scielo.sld.cu/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S181559012014000300013&lng=es&tlng=es.

Lumelco (2008). *"Manual técnico-colectores de tubo de vacío"*. Thermomax, Madrid España. Recuperado de: https://www.lumelco.es/, el 10 de mayo del 2018.

Salazar G., Nollas F., Gueymard C. y Filho M. (2009). *"determinación de radiación solar horaria para días claros mediante planilla de cálculo"*. INENCO CONICET CIUNSA. Recuperado de: https://www.researchgate.net/publication/32469708, el 15 de diciembre del 2018.

Leiva R., Herrera C. y Bolocco R. (2008) "*Estudio de contribución de ERNC al SIC al 2025*". Universidad Técnica Federico Santa María, Chile. Recuperado de: https://www.archivochile.com/Chile_actual/patag_sin_repre/03/chact_hidroay-3%2000028.pdf, el 25 de octubre del 2018.

Placco C. y Saravia L. (2009) "*Acumulación solar térmica de energía*". INENCO CINICET UNsa. Recuperado de: https://www.mendoza-conicet.gob.ar, el 30 de abril del 2018.

Bravo D. y Bermúdez G. (2014) "*sistema de acumulación térmica en la climatización*". Revista científico nacional-popular trimestral de Cubasolar, Cuba. Recuperado de:https://www.researchgate.net/publication/323693068_SINTEMAS_DE_ACUMULACION_TERMICA_EN_LA_CLIMATIZACION, el 26 de agosto del 2018.

Nacif J. (2011), "*acumulación térmica para un sistema de calefacción activo*", Universidad de Chile, Santiago de Chile, Chile. Recuperado de:

http://repositorio.uchile.cl/bitstream/handle/2250/104274/cfnacif_jh.pdf?sequence=3, el 13 de octubre del 2018.

Martínez E. (2015). "*Almacenamiento de energía solar*" Recuperado de: https://docplayer.es/13650148-V-almacenamiento-de-energia-solar.html el 17 de octubre del 2018.

Ortega E. (2017). "*Máquina de absorción*" recuperado de: https://docplayer.es/40096043-Capitulo-3-maquinas-de-absorcion.html el 12 de Mayo del 2018.

Cañadas M. y Torres J. (2010). "*Diseño de un refrigerador por absorción para uso didáctico"*. Universidad del Salvador. Recuperado de http://riubu.ubu.es/handle/10259/56, 20 de setiembre del 2018.

Díaz Y. y Monteagudo J. (.2014). "*sistemas de climatización solar por absorción barreras y perspectivas*", Universidad Nacional de Colombia, Manizales Colombia. Recuperado de: https://core.ac.uk/download/pdf/77271763.pdf, el 18 de octubre del 2018.

Cengel Y. (2007). "*Transferencia de calor y masa*". Tercera edición, editora McGraw-Hill/Interamericana editores. Ciudad de México. Recuperado de: https://vdocuments.mx/transferencia-de-calor-cengel-3ra-ed.html el 24 de julio del 2018.

Duffie J. y Beckman W. (2013). "*Solar engineering of thermal processes*" solar energy laboratory, fourth Edition, University of Wisconsin-Madisson.

ASHRAE (2001). "*ASHRAE Fundamentals Handbook*". Recuperado de: https://sovathrothsama.files.wordpress.com/2016/03/ashrae-hvac-2001-fundamentals-handbook.pdf, el 27 de agosto del 2017.

Pita, E. (2005) "*Acondicionamiento de aire – Principios y sistemas*" segunda edición. Editorial CECSA. Instituto tecnológico Superior de Motul.

Marcos, D. (2008). *Prototipo de máquina frigorífica de absorción de LiBr/H2O de doble efecto condensada por aire* (tesis doctoral). Universidad Carlos III de Madrid, Madrid.

De Castro, S. (2016). *Diseño y dimensionamiento de una instalación de frío solar para un bloque de viviendas* (tesis de grado). Universidad Carlos III de Madrid, Madrid.

Tremolada, G. (2012). *Máquina de absorción de simple efecto condensada directamente por aire: balances de en energía y especificación de componentes*. (tesis de grado). Universidad Carlos III de Madrid, Madrid.

Nacif, J. (2011) "*Acumulación térmica para un sistema solar de calefacción activa*" Chile Recuperado el 08 de diciembre del 2018 de. http://repositorio.uchile.cl/bitstream/handle/2250/104274/cfnacif_jh.pdf?sequence=3&isAllowed=y.

Fernández P (2016). "*Almacenamiento de energía solar A.C.S, calefacción y refrigeración*" recuperado el 15 de Julio del 2018 de: http://files.pfernandezdiez.es/EnergiasAlternativas/solar/PDFs/05solar.pdf.

Anónimo (2011). "*Sistema de refrigeración por compresión*" recuperado el 27 de octubre del 2018 de: https://rua.ua.es/dspace/bitstream/10045/17271/1/refrigeracion.pdf.

Sánchez J. (2015) "*metodología aplicada de caracterización térmica inversa para edificios*" Universidad de Sevilla. España. Recuperado de: https://docplayer.es/64777980-Metodologia-aplicada-de-caracterizacion-termica-inversa-palra-edificios.html el 21 de setiembre del 2017.

Camayo B., Massipe J., Pomachacagua J, Torres A., Quispe M. (2013) "*Desarrollo del modelo Bristow Campbell para estimar la radiación solar global en la región Junin-Perú*" Universidad Nacional del Centro del Perú. Recuperado de: https://es.slideshare.net/BryanRafaelAndia/modelo-campbell el 13 de mayo del 2017.

X. ANEXOS.

ANEXO 1. Coeficientes de sombreado para vidrio con o si sombreado interior por persianas venecianas enrollables.

	Tipo de vidrio	Espesor nominal de cada vidrio claro	Transmisión solar	Sin sombreado interior	Tipo de sombreado interior				
					Persianas venesianas		Persianas enrollables		
							Opacas	Translúcidas	
				$h_0 = 4,0$	Medio	Claro	Oscuro	Claro	Claro
VIDRIO SENCILLO	Sencillo								
	Claro	3/32 a 1/4	0,87 - 0,80	1.00					
	Claro	1/4 a 1/2	0,80 - 0,71	0.94					
	Claro	3/8	0.72	0.90	0.64	0.55	0.59	0.25	0.39
	Claro	1/2	0.67	0.87					
	Claro con figuras	1/8 a 9/32	0,87 - 0,79	0.83					
	Absorbente de calor, con figuras	1/8		0.83					
	Absorbente de calor	3/16 a 1/4	0.46	0.69					
	Absorbente de calor, con figuras	3/16 a 1/4		0.69	0.57	0.53	0.45	0.30	0.36
	Coloreado	1/8 a 7/32	0,59 - 0,45	0.69					
	Absorbente de calor, o con figuras		0,44 - 0,30	0.60	0.54	0.52	0.40	0.28	0.32
	Absorbente de calor	3/8	0.34	0.60					
	Absorbente de calor, o con figuras	1/2	0,44 - 0,30	0.53	0.42	0.40	0.36	0.28	0.31
	Vidrio recubiero reflector		0.24	0.30	0.25	0.23			
				0.40	0.33	0.29			
				0.50	0.42	0.38			
				0.60	0.5	0.44			
VIDRIO AISLANTE	Doble								
	Claro afuera	3/32 - 1/8	0.71	0.88	0.57	0.51	0.60	0.25	0.37
	Claro adentro								
	Claro afuera	1/4	0.61	0.81					
	Claro adentro								
	Absorbente de calor afuera	1/4	0.36	0.55					
	Claro adentro				0.39	0.36	0.4	0.22	0.3
	Virdrio recubierto reflector			0.20	0.19	0.18			
				0.30	0.27	0.26			
				0.40	0.34	0.33			
	Triple								
	Claro	1/4		0.71					
	Claro	1/8		0.80					

Nota. Fuente: ASHRAE (2001).

ANEXO 2. Descripción de construcción de paredes.

Grupo No.	Descripción de la construcción	Peso, lb/ft²	Valor de U, BTU/(h-ft²-°F)	Capacidad calorífica, BTU/(ft²-°F)
Ladrillo de vista de 4 in + (Ladrillo)				
C	Espacio de aire + ladrillo de vista de 3 in	83	0.358	18.3
D	Ladrillo común de 4 in	90	0.415	18.4
C	Aislamiento de 1 in o espacio de aire + ladrillo común de 4 in	90	0.174-0.301	18.4
B	Aislamiento de 2 in + ladrillo común de 4 in	88	0.111	18.5
B	Ladrillo común de 8 in	130	0.302	26.4
A	Aislamiento o espacio de aire + ladrillo común de 8 in	130	0.154-0.243	26.4
Ladrillo de vista de 4 in + *(Concreto pesado)*				
C	Espacio de aire + concreto de 2 in	94	0.350	19.7
B	Aislamiento de 2 in + concreto de 4 in	97	0.116	19.8
A	Espacio de aire o aislamiento + concreto de 8 in o más	143-190	0.110-0.112	29.1-38.4
Ladrillo de vista de 4 in + *(bloque de concreto ligero o pesado)*				
E	Bloque de 4 in	62	0.319	12.9
D	Espacio de aire o aislamiento + bloque de 4 in	62	0.153-0.246	12.9
D	Bloque de 8 in	70	0.274	15.1
C	Espacio de aire o aislamiento de 1 in + bloque de 6 u 8 in	73-89	0.221-0.275	15.5-18.5
B	Aislamiento de 2 in + bloque de 8 in	89	0.096-0.107	15.5-18.6
Ladrillo de vista de 4 in + *(azulejo de barro)*				
D	Azulejo de 4 in	71	0.381	15.1
D	Espacio de aire + azulejo de 4 in	71	0.281	15.1
C	Aislamiento + azulejo de 4 in	71	0.169	15.1
C	Azulejo de 8 in	96	0.275	19.7
B	Espacio de aire o aislamiento de 1 in + azulejo de 8 in	96	0.142-0.221	19.7
A	Aislamiento de 2 in + azulejo de 8 in	97	0.097	19.8
Pared de concreto pesado + *(acabado)*				
E	Concreto de 4 in	63	0.585	12.5
D	Concreto de 4 in + aislamiento de 1 o 2 in	63	0.119-0.200	12.5
C	Aislamiento de 2 in + concreto de 4 in	63	0.119	12.7
C	Concreto de 8 in	109	0.490	21.9
B	concreto de 8 in + aislamiento de 1 o 2 in	110	0.115-0.187	22.0
A	Aislamiento de 2 in + concreto de 8 in	110	0.115	21.9
E	Concreto de 12 in	156	0.421	31.2
A	Concreto de 12 in + aislamiento	156	0.113	31.3
Bloque de concreto ligero y pesado + *(acabado)*				
F	Bloque de 4 in + espacio de aire o aislamiento	29-36	0.161-0.263	5.7-7.2
E	Aislamiento de 2 in + bloque de 4 in	29-37	0.105-0.114	5.8-7.3
E	Bloque de 8 in	41-57	0.294-0.402	6.3-11.3
D	Concreto de 8 in + espacio de aire o aislamiento	41-57	0.149-0.173	8.3-11.3
Azulejo de barro + *(acabado)*				
F	Azulejo de 4 in	39	0.419	7.8
F	Azulejo de 4 in + espacio de aire	39	0.303	7.8
E	Azulejo de 4 in + aislamiento de 1 in	39	0.175	7.9
D	Aislamiento de 2 in + azulejo de 4 in	40	0.110	7.9
D	Azulejo de 8 in	63	0.296	12.5
C	Azulejo de 8 in + espacio de aire o aislamiento de 1 in	63	0.151-0.231	12.6
B	Aislamiento de 2 in + azulejo de 8 in	63	0.099	12.6
Pared de lámina *(cortina metálica)*				
G	Con o sin espacio de aire + 1, 2 o 3 in de aislamiento	5-6	0.091-0.230	0.7
Pared de bastidor				
G	Aislamiento de 1 a 3 in	16	0.081-0.178	3.2

Nota. Fuente: ASHRAE (2001).

ANEXO 3. Diferencias de temperatura para cargas de enfriamiento (DTCE) para el cálculo de paredes al sol, 1°F.

Latitud norte, orientación de pared	Hora solar, h 1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	Hora de la DTCE máxima	DTCE mínima	DTCE máxima	Diferencia de DTCE
Paredes grupo A																												
N	14	14	14	13	13	13	12	12	11	11	10	10	10	10	10	10	11	11	12	12	13	13	14	14	2	10	14	4
NE	19	19	19	18	17	17	16	15	15	15	15	15	16	16	17	18	18	18	19	19	20	20	20	20	22	15	20	5
E	24	24	23	23	22	21	20	19	19	18	19	19	20	21	22	23	24	24	25	25	25	25	25	25	22	18	25	7
SE	24	23	23	22	21	20	20	19	18	18	18	18	18	19	20	21	22	23	23	24	24	24	24	24	22	18	24	6
S	20	20	19	19	18	18	17	16	16	15	14	14	14	14	14	15	16	17	18	19	19	20	20	20	23	14	20	6
SW	25	25	25	24	24	23	22	21	20	19	19	18	17	17	17	17	18	19	20	22	23	24	25	25	24	17	25	8
W	27	27	26	26	25	24	24	23	22	21	20	19	19	18	18	18	18	19	20	22	23	25	26	26	1	18	27	9
NW	21	21	21	20	20	19	19	18	17	16	16	15	15	14	14	14	15	15	16	17	18	19	20	21	1	14	21	7
Paredes grupo B																												
N	15	14	14	13	12	11	11	10	9	9	9	8	9	9	9	10	11	12	13	14	14	15	15	15	24	8	15	7
NE	19	18	17	16	15	14	13	12	12	13	14	15	16	17	18	19	19	20	20	21	21	21	20	20	21	12	21	9
E	23	22	21	20	18	17	16	15	15	15	17	19	21	22	24	25	26	26	27	27	26	26	25	24	20	15	27	12
SE	23	22	21	20	18	17	16	15	14	14	15	16	18	20	21	23	24	25	26	26	26	26	25	24	21	14	26	12
S	21	20	19	18	17	15	14	13	12	11	11	11	11	12	14	15	17	19	20	21	22	22	22	21	23	11	22	11
SW	27	26	25	24	22	21	19	18	16	15	14	14	13	13	14	15	17	20	22	25	27	28	28	28	24	13	28	15
W	29	28	27	26	24	23	21	19	18	17	16	15	14	14	14	15	17	19	22	25	27	29	29	30	24	14	30	16
NW	23	22	21	20	19	18	17	15	14	13	12	12	12	11	12	12	13	15	17	19	21	22	23	23	24	11	23	12
Paredes grupo C																												
N	15	14	13	12	11	10	9	8	8	7	7	8	8	9	10	12	13	14	15	16	17	17	17	16	22	7	17	10
NE	19	17	16	14	13	11	10	10	11	13	15	17	19	20	21	22	22	23	23	23	23	22	21	20	20	10	23	13
E	22	21	19	17	15	14	12	12	14	16	19	22	25	27	29	29	30	30	30	29	28	27	26	24	18	12	30	18
SE	22	21	19	17	15	14	12	12	12	13	16	19	22	24	26	28	29	29	29	29	28	27	26	24	19	12	29	17
S	21	19	18	16	15	13	12	10	9	9	9	10	11	14	17	20	22	24	25	26	25	25	24	22	20	9	26	17
SW	29	27	25	22	20	18	16	15	13	12	11	11	11	13	15	18	22	26	29	32	33	33	32	31	22	11	33	22
W	31	29	27	25	22	20	18	16	14	13	12	12	12	13	14	16	20	24	29	32	35	35	35	33	22	12	35	23
NW	25	23	21	20	18	16	14	13	11	10	10	10	10	11	12	13	15	18	22	25	27	27	27	26	22	10	27	17
Paredes grupo D																												
N	15	13	12	10	9	7	6	6	6	6	6	7	8	10	12	13	15	17	18	19	19	19	18	16	21	6	19	13
NE	17	15	13	11	10	8	7	8	10	14	17	20	22	23	23	24	24	25	25	24	23	22	20	18	19	7	25	18
E	19	17	15	13	11	9	8	9	12	17	22	27	30	32	33	33	32	32	31	30	28	26	24	22	16	8	33	25
SE	20	17	15	13	11	10	8	8	10	13	17	22	26	29	31	32	32	32	31	30	28	26	24	22	17	8	32	24
S	19	17	15	13	11	9	8	7	6	6	7	9	12	16	20	24	27	29	29	29	27	26	24	22	19	6	29	23
SW	28	25	22	19	16	14	12	10	9	8	8	8	10	12	16	21	27	32	36	38	38	37	34	31	21	8	38	30
W	31	27	24	21	18	15	13	11	10	9	9	9	10	11	14	18	24	30	36	40	41	40	38	34	21	9	41	32
NW	25	22	19	17	14	12	10	9	8	7	7	8	9	10	12	14	18	22	27	31	32	32	30	27	22	7	32	25
Paredes grupo E																												
N	12	10	8	7	5	4	3	4	5	6	7	9	11	13	15	17	19	20	21	23	20	18	16	14	20	3	22	19
NE	13	11	9	7	6	4	5	9	15	20	24	25	25	26	26	26	26	26	25	24	22	19	17	15	16	4	26	22
E	14	12	10	8	6	5	6	11	18	26	33	36	38	37	36	34	33	32	30	28	25	22	20	17	13	5	38	33
SE	15	12	10	8	7	5	5	8	12	19	25	31	35	37	37	36	34	33	31	28	26	23	20	17	15	5	37	32
S	15	12	10	8	7	5	4	3	4	5	9	13	19	24	29	32	34	33	31	29	26	23	20	17	17	3	34	31
SW	22	18	15	12	10	8	6	5	5	6	7	9	12	18	24	32	38	43	45	44	40	35	30	26	19	5	45	40
W	26	21	17	14	11	9	7	6	6	6	7	9	11	14	20	27	36	43	49	49	45	40	34	29	20	6	49	43
NW	20	17	14	11	9	7	6	5	5	5	6	8	10	13	16	20	26	32	37	38	36	32	28	24	20	5	38	33
Paredes grupo F																												
N	8	6	5	3	2	1	2	4	6	7	9	11	14	17	19	21	22	23	24	23	20	16	13	11	19	1	24	23
NE	9	7	5	3	2	1	5	14	23	28	30	29	28	27	27	27	27	26	24	22	19	16	13	11	11	1	30	29
E	10	7	6	4	3	2	6	17	28	38	44	45	43	39	36	34	32	30	27	24	21	17	15	12	12	2	45	43
SE	10	7	6	4	3	2	4	10	19	28	36	41	43	42	39	36	34	31	28	25	21	18	15	12	13	2	43	41
S	10	8	6	4	3	2	1	1	3	7	13	20	27	34	38	39	38	35	31	26	22	18	15	12	16	1	39	38
SW	15	11	9	6	5	3	2	2	4	5	8	11	17	26	35	44	50	53	52	45	37	28	23	18	18	2	53	51
W	17	13	10	7	5	4	3	3	4	6	8	11	14	20	28	39	49	57	60	54	43	34	27	21	19	3	60	57
NW	14	10	8	6	4	3	2	2	3	5	8	10	13	15	21	27	35	42	46	43	35	28	22	18	19	2	46	44
Paredes grupo G																												
N	3	2	1	0	−1	2	7	8	9	12	15	18	21	23	24	24	25	26	22	15	11	9	7	5	18	−1	26	27
NE	3	2	1	0	−1	9	27	36	39	35	30	26	26	27	27	26	25	22	18	14	11	9	7	5	9	−1	39	40
E	4	2	1	0	−1	11	31	47	54	55	50	40	33	31	30	29	27	24	19	15	12	10	8	6	10	−1	55	56
SE	4	2	1	0	−1	5	18	32	42	49	51	48	42	36	32	30	27	24	19	15	12	10	8	6	11	−1	51	52
S	4	2	1	0	−1	0	1	5	12	22	31	39	45	46	43	37	31	25	20	15	12	10	8	5	14	−1	46	47
SW	5	4	3	1	0	0	2	5	8	12	16	26	38	50	59	63	61	52	37	24	17	13	10	8	16	0	63	63
W	6	5	3	2	1	1	2	5	8	11	15	19	27	41	56	67	72	67	48	29	20	15	11	8	17	1	72	71
NW	5	3	2	1	0	0	2	5	8	11	15	18	21	27	37	47	55	55	41	25	17	13	10	7	18	0	55	55

Nota. Fuente: ASHRAE (2001).

ANEXO 4. Correción de la DTCE por latitud y mes para aplicar a paredes y techos (latitudes norte) °F.

Latitud	Mes	N	NNE NNW	NE NW	ENE WNW	E W	ESE WSW	SE SW	SSE SSW	S	HORA
0	Dic	-3	-5	-5	-5	-2	-0	3	6	9	-1
	Ene/Nov	-3	-5	-4	-4	-1	-0	2	4	7	-1
	Feb/Oct	-3	-2	-2	-2	-1	-1	0	-1	0	0
	Mar/Sept	-3	0	1	-1	-1	-3	-3	-5	-8	-1
	Abr/Ago	5	4	3	0	-2	-5	-6	-8	-8	-2
	May/Jul	10	7	5	0	-3	-7	-8	-9	-8	-4
	Jun	12	9	5	0	-3	-7	-9	-10	-8	-5
8	Dic	-4	-6	-6	-6	-3	0	4	8	12	-5
	Ene/Nov	-3	-5	-6	-5	-2	0	3	6	10	-4
	Feb/Oct	-3	-4	-3	-3	-1	-1	1	2	4	-1
	Mar/Sept	-3	-2	-1	-1	-1	-2	-2	-3	-4	0
	Abr/Ago	2	2	2	0	-1	-4	-5	-7	-7	-1
	May/Jul	7	5	4	0	-2	-5	-7	-9	-7	-2
	Jun	9	6	4	0	-2	-6	-8	-9	-7	-2
16	Dic	-4	-6	-8	-8	-4	-1	4	9	13	-9
	Ene/Nov	-4	-6	-7	-7	-4	-1	4	8	12	-7
	Feb/Oct	-3	-5	-5	-4	-2	0	2	5	7	-4
	Mar/Sept	-3	-3	-2	-2	-1	-1	0	0	0	-1
	Abr/Ago	-1	0	-1	-1	-1	-3	-3	-5	-6	0
	May/Jul	4	3	3	0	-1	-4	-5	-7	-7	0
	Jun	6	4	4	1	-1	-4	-6	-8	-7	0
24	Dic	-5	-7	-9	-10	-7	-3	3	9	13	-13
	Ene/Nov	-4	-6	-8	-9	-6	-3	3	9	13	-11
	Feb/Oct	-4	-5	-6	-6	-3	-1	3	7	10	-7
	Mar/Sept	-3	-4	-3	-3	-1	-1	1	2	4	-3
	Abr/Ago	-2	-1	0	-1	-1	-2	-1	-2	-3	0
	May/Jul	1	2	2	0	0	-3	-3	-5	-6	1
	Jun	3	3	3	1	0	-3	-4	-6	-6	1
32	Dic	-5	-7	-10	-11	-8	-5	2	9	12	-17
	Ene/Nov	-5	-7	-9	-11	-8	-4	2	9	12	-15
	Feb/Oct	-4	-6	-7	-8	-4	-2	4	8	11	-10
	Mar/Sept	-3	-4	-4	-4	-2	-1	3	5	7	-5
	Abr/Ago	-2	-2	-1	-2	0	-1	0	1	1	-1
	May/Jul	1	1	1	0	0	-1	-1	-3	-3	1
	Jun	1	2	2	1	0	-2	-2	-4	-4	2
40	Dic	-6	-8	-10	-13	-10	-7	0	7	10	-21
	Ene/Nov	-5	-7	-10	-12	-9	-6	1	8	11	-19
	Feb/Oct	-5	-7	-8	-9	-6	-3	3	8	12	-14
	Mar/Sept	-4	-5	-5	-6	-3	-1	4	7	10	-8
	Abr/Ago	-2	-3	-2	-2	0	0	2	3	4	-3
	May/Jul	0	0	1	0	0	0	0	0	1	1
	Jun	1	1	0	0	1	0	0	-1	-1	2
48	Dic	-6	-8	-11	-14	-13	-10	-3	2	6	-25
	Ene/Nov	-6	-8	-11	-13	-11	-8	-1	5	8	-24
	Feb/Oct	-5	-7	-10	-11	-8	-5	1	8	11	-18
	Mar/Sept	-4	-6	-6	-7	-4	-1	4	8	11	-11
	Abr/Ago	-3	-3	-3	-3	-1	0	4	6	7	-5
	May/Jul	0	-1	0	0	1	1	3	3	4	0
	Jun	1	1	2	1	2	1	2	2	3	2
56	Dic	-7	-9	-12	-16	-16	-14	-9	-5	-3	-28
	Ene/Nov	-6	-8	-11	-15	-14	-12	-6	-1	2	-27
	Feb/Oct	-6	-8	-10	-12	-10	-7	0	6	9	-22
	Mar/Sept	-5	-6	-7	-8	-5	-2	4	8	12	-15
	Abr/Ago	-3	-4	-4	-4	-1	1	5	7	9	-8
	May/Jul	0	0	0	0	2	2	5	6	7	-2
	Jun	2	1	2	1	3	3	4	5	6	1

Nota. Fuente: ASHRAE (2001).

ANEXO 5. Diferencias de temperatura para cargas de enfriamiento (DTCE) debida a techos planos °F.

Techo No.	Descripción de la construcción	Hora Peso, lb/ft²	Valor de U, BTU/h ft².°F	Hora solar, h 1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
				Sin cielo raso suspendido																							
1.	Lámina de metal con aislamiento de 1 o 2 in	7 (8)	0.213 (0.124)	1	−2	−3	−3	−5	−3	6	19	34	49	61	71	78	79	77	70	59	45	30	18	12	8	5	3
2.	Madera de 1 in con aislamiento de 1 in	8	0.170	6	3	0	−1	−3	−3	−2	4	14	27	39	52	62	70	74	74	70	62	51	38	28	20	14	9
3.	Concreto ligero de 4 in	18	0.213	9	5	2	0	−2	−3	−3	1	9	20	32	44	55	64	70	73	71	66	57	45	34	25	18	13
4.	Concreto pesado de 1a 2 in con aislamiento de 2 in	29	0.206 (0.122)	12	8	5	3	0	−1	−1	3	11	20	30	41	51	59	65	66	66	62	54	45	36	29	22	17
5.	Madera de 1 in con aislamiento de 2 in	19	0.109	3	0	−3	−4	−5	−7	−6	−3	5	16	27	39	49	57	63	64	62	57	48	37	26	18	11	7
6.	Concreto ligero de 6 in	24	0.158	22	17	13	9	6	3	1	1	3	7	15	23	33	43	51	58	62	64	62	57	50	42	35	28
7.	Madera de 2.5 in con con aislamiento de 1 in	13	0.130	29	24	20	16	13	10	7	6	6	9	13	20	27	34	42	48	53	55	56	54	49	44	39	34
8.	Concreto ligero de 8 in	31	0.126	35	30	26	22	18	14	11	9	7	7	9	13	19	25	33	39	46	50	53	54	53	49	45	40
9.	Concreto pesado de 4 in con aislamiento de 1 o 2 in	52 (52)	0.200 (0.120)	25	22	18	15	12	9	8	8	10	14	20	26	33	40	46	50	53	53	52	48	43	38	34	30
10.	Madera de 2.5 in con aislamiento de 2 in	13	0.093	30	26	23	19	16	13	10	9	8	9	13	17	23	29	36	41	46	49	51	50	47	43	39	35
11.	Sistema de terrazas de techo	75	0.106	34	31	28	25	22	19	16	14	13	13	15	18	22	26	31	36	40	44	45	46	45	43	40	37
12.	Concreto pesado de 6 in con aislamiento de 1 o 2 in	75 (75)	0.192 (0.117)	31	28	25	22	20	17	15	14	14	16	18	22	26	31	36	40	43	45	45	44	42	40	37	34
13.	Madera de 4 in con aislamiento de 1 o 2 in	17 (18)	0.106 (0.078)	38	36	33	30	28	25	22	20	18	17	16	17	18	21	24	28	32	36	39	41	43	43	42	40
				Con cielo raso suspendido																							
1.	Lámina de acero con aislamiento de 1 o 2 in	9 (10)	0.134 (0.092)	2	0	−2	−3	−4	−4	−1	9	23	37	50	62	71	77	78	74	67	56	42	28	18	12	8	5
2.	Madera de 1 in con aislamiento de 1 in	10	0.115	20	15	11	8	5	3	2	3	7	13	21	30	40	48	55	60	62	58	51	44	37	30	37	25
3.	Concreto ligero de 4 in	20	0.134	19	14	10	7	4	2	0	0	4	10	19	29	39	48	56	62	65	64	61	54	46	38	30	24
4.	Concreto pesado de 2 in con aislamiento de 1 in	30	0.131	28	25	23	20	17	15	13	13	14	16	20	25	30	35	39	43	46	47	46	44	41	38	35	32
5.	Madera de 1 in con aislamiento de 2 in	10	0.083	25	20	16	13	10	7	5	5	7	12	18	25	33	41	48	53	57	57	56	52	46	40	34	29
6.	Concreto ligero de 6 in	26	0.109	32	28	23	19	16	13	10	8	7	8	11	16	22	29	36	42	48	52	54	54	51	47	42	37
7.	Madera de 2.5 in con aislamiento de 1 in	15	0.096	34	31	29	26	23	21	18	16	15	15	16	18	21	25	30	34	38	41	43	44	44	42	40	37
8.	Concreto ligero de 8 in	33	0.093	39	36	33	29	26	23	20	18	15	14	14	15	17	20	25	29	34	38	42	45	46	45	44	42
9.	Concreto pesado de 4 in con aislamiento de 1 o 2 in	53 (54)	0.128 (0.090)	30	29	27	26	24	22	21	20	20	21	22	24	27	29	32	34	36	38	38	38	37	36	34	33
10.	Madera de 2.5 in con aislamiento de 2 in	15	0.072	35	33	30	28	26	24	22	20	18	18	18	20	22	25	28	32	35	38	40	41	41	40	39	37
11.	Sistema de terrazas de techo	77	0.082	30	29	28	27	26	25	24	23	22	22	22	23	23	25	26	28	29	31	32	33	33	33	33	32
12.	Concreto pesado con aislamiento de 1 a 2 in	77 (77)	0.125 (0.088)	29	28	27	26	25	24	23	22	21	21	22	23	25	26	28	30	32	33	34	34	34	33	32	31
13.	Madera de 4 in con aislamiento de 1 o 2 in	19 (20)	0.082 (0.064)	35	34	33	32	31	29	27	26	24	23	22	21	22	22	24	25	27	30	32	34	35	36	37	36

Nota. Fuente: ASHRAE (2001).

ANEXO 6. Coeficiente global U de transferencia de calor para componentes de edificación.

Construcción	Valor de U en BTU/h-ft²-°F	
	Verano	Invierno
PAREDES		
Marco con laterales de madera, recubrimiento y acabado interior		
Sin aislamiento	.22	.23
Aislamiento R-7 (2 a 2 1/2 in)	.09	.09
Aislamiento R-11 (3 a 3 1/2 in)	.07	.07
Marco con ladrillo de 4 in o acabado de piedra, recubrimiento y acabado interior		
Si aislamiento	.24	.24
Aislamiento R-7	.09	.09
Aislamiento R-11	.07	.07
Marco con estuco de 1 in, recubrimiento y acabado interior		
Sin aislamiento	.29	.29
Aislamiento R-7	.10	.10
Aislamiento R-11	.07	.07
Mampostería:		
Block de concreto de 8 in, sin acabados	.49	.51
Block de concreto de 12 in, sin acabados	.45	.47
Mampostería (block de concreto de 8 in):		
Acabados interiores:		
tablero aplanado de yeso (1/2 in); sin aislamiento	.29	.30
tablero aplanado con respaldo de hoja (1/2 in); sin aislamiento	.29	.30
tablero aislante de poliestireno de 1 in (R-5); y tablero de yeso de 1/2 in	.13	.13
Mampostería (block de 8 in de ceniza o tabique cerámico hueco):		
Acabado interior:		
tablero de pared de yeso aplanado (1/2 in); sin aislamiento	.25	.25
tablero de pared de yeso aplanado con respaldo de hoja (1/2 in); sin aislamiento	.17	.17
tablero aislante (R-5) de poliestireno de 1 in tablero de yeso aplanado de 1/2 in.	.12	.12
Mampostería (ladrillo de vista de 4 in y bloque de cenizas de 8 in o tabique cerámica de 8 in hueco):		
Acabado interior:		
tablero de pared de yeso aplanado (1/2 in); sin aislamiento	.22	.22
tablero de pared de yeso aplanado con respaldo de hoja (1/2 in); sin aislamiento	.15	.16
tablero aislante (R-5) de poliestireno de 1 in, y tablero de yeso aplanado de 1/2 in	.12	.12
Mampostería (tabique hueco de cerámica de 12 in o bloque de cenizas de 12 in):		
Acabado interior:		
tablero aplanado de yeso (1/2 in); sin aislamiento	.24	.24
tablero aplanado de yeso con respaldo de hoja (1/2 in); sin aislamiento	.16	.17
tablero aislante de poliestireno de 1 in (R-5), y tablero aplanado de yeso de 1/2 in	.12	.12
Mampostería (ladrillo de vista de 4 in, ladrillo común de 4 in):		
Acabado interior:		
tablero aplanado de yeso (1/2 in); sin aislamiento	.28	.28
tablero aplanado de yeso con respaldo de hoja (1/2 in); sin aislamiento	.18	.18
tablero aislante de poliestireno de 1 in (R-5) y tablero aplanado de yeso de 1/2 in	.13	.13
Mampostería (Concreto de 8 in. o Piedra de 8 in.)		
Acabado interior:		
tablero aplanado de yeso (1/2 in); sin aislamiento	.33	.34
tablero aplando de yeso con respaldo de hoja (1/2 in.) sin aislamiento	.21	.21
tablero aislante de poliestireno de 1in. (R5) y tablero aplanado de yeso de 1/2 in.	.14	.14
Metal con recubrimiento interior vinílico, R-7 (bloque de fibra de vidrio de 3 in)	.14	.14
PARTICIONES		
Marco (tablero aplanado de yeso de 1/2 in sólo de un lado):		
Sin aislamiento	.55	.55
Marco (tablero aplanado de yeso de 1/2 in a ambos lados):		
Sin aislamiento	.31	.31
Aislamiento R-11	.08	.08
Mampostería (bloque de cenizas de 4 in):		
Si aislamiento, sin acabados	.40	.40
Sin aislamiento, tablero aplanado de yeso de 1/2 in de un lado	.26	.26
Sin aislamiento, tablero aplanado de yeso de 1/2 in a ambos lados	.19	.19
Tablero aislante de poliestireno de 1 in (R-5) y tablero aplanado de yeso de 1/2 in, ambos sólo de un lado	.13	.13

Nota. Fuente: ASHRAE (2001).

ANEXO 6 (Continuación).

Construcción	Valor de U en BTU/h-ft²-°F	
	Verano	Invierno
CIELOS Y PISOS		
Marco (piso de loseta asfáltica, triplay de 5/8 in, contrapiso de madera de 25/32 in, cielo raso terminado):		
Flujo de calor hacia arriba	.23	.23
Flujo de calor hacia abajo	.20	.19
Concreto (piso de loseta asfáltica, cubierta de concreto de 4 in, espacio de aire, cielo raso terminado):		
Flujo de calor hacia arriba	.34	.33
Flujo de calor hacia abajo	.26	.25
TECHO (techo plano, sin cielo raso)		
Cubierta de acero:		
Sin aislamiento	.64	.86
Aislamiento de 1 in (R-2.78)	.23	.25
Aislamiento de 2 in (R-5.56)	.15	.16
Cubierta de madera de 1 in:		
Sin aislamiento	.40	.48
Aislamiento de 1 in (R-2.78)	.19	.21
Aislamiento de 2 in (R-5.56)	.12	.13
Cubierta de madera de 2.5 in:		
Sin aislamiento	.25	.26
Aislamiento de 1 in (R-2.78)	.15	.16
Aislamiento de 2 in (R-5.56)	.10	.11
Cubierta de madera de 4 in:		
Sin aislamiento	.17	.18
Aislamiento de 1 in (R-2.78)	.12	.12
Aislamiento de 2 in (R-5.56)	.09	.09
TECHO Y CIELO RASO (techo plano, cielo raso terminado)		
Cubierta de acero:		
Sin aislamiento	.33	.40
Aislamiento de 1 in (R-2.78)	.17	.19
Aislamiento de 2 in (R-5.56)	.12	.13
Cubierta de madera de 1 in:		
Sin aislamiento	.26	.29
Aislamiento de 1 in (R-2.78)	.15	.16
Aislamiento de 2 in (R-5.56)	.11	.11
Cubierta de madera de 2.5 in:		
Sin aislamiento	.18	.20
Aislamiento de 1 in (R-2.78)	.12	.13
Aislamiento de 2 in (R-5.56)	.09	.10
Cubierta de madera de 4 in:		
Sin aislamiento	.14	.15
Aislamiento de 1 in (R-2.78)	.10	.10
Aislamiento de 2 in (R-5.56)	.08	.08
Cubierta de concreto ligero de 4 in:		
Sin aislamiento	.14	.15
Cubierta de concreto ligero de 6 in:		
Sin aislamiento	.10	.11
Cubierta de concreto ligero de 8 in:		
Sin aislamiento	.08	.09
Cubierta de concreto normal de 2 in:		
Sin aislamiento	.32	.38
Aislamiento de 1 in (R-2.78)	.17	.19
Aislamiento de 2 in (R-5.56)	.11	.12
Cubierta de concreto normal de 4 in:		
Sin aislamiento	.30	.36
Aislamiento de 1 in (R-2.78)	.16	.18
Aislamiento de 2 in (R-5.56)	.11	.12
Cubierta de concreto normal de 6 in:		
Sin aislamiento	.28	.33
Aislamiento de 1 in (R-2.78)	.16	.17
Aislamiento de 2 in (R-5.56)	.11	.12

Nota. Fuente: ASHRAE (2001).

ANEXO 7. Cambios de aire por hora que se presentan bajo condiciones promedio en residencias excluyendo el aire de ventilación.

Tipo de recinto	Vidrio sencillo sin cinta hermética	Guardaventana o con cinta hermética
Sin ventanas ni puertas exteriores	0,5	0,3
Puertas o ventanas exteriores de un lado	1	0,7
Puertas o ventanas exteriores de dos lados	1,5	1
Ventanas o puertas exteriores de tres lados	2	1,3
Vestíbulos de entrada	2	1,3

Nota. Fuente: Elaboración propia, tomado de ASHRAE (2001).

ANEXO 8. Producción de calor de equipo motorizado (BTU/h).

Potencia del motor	Ubicación del equipo respecto a la corriente del aire o al espacio acondicionado		
	Motor y máquina dentro	Motor fuera, máquina dentro	Motor dentro, máquina fuera
1/8	580	320	260
1/8	710	430	280
1/4	1000	640	360
1/3	1290	850	440
1/2	1820	1280	540
3/4	2680	1930	750
1	3220	2540	880
1-1/2	4770	3820	950
2	6380	5100	1280
3	9450	7650	1800
5	15600	12800	2800
7-1/2	22500	19100	3400
10	30000	25500	4500
15	44500	38200	6300
20	58500	51000	7500
25	72400	63600	8800

Nota. Fuente: Elaboración propia, tomado de ASHRAE (2001).

ANEXO 9. Tasas de ganancia de calor debido a los ocupantes del recinto acondicionado.

Actividad	Aplicaciones típicas	Calor total por adulto masculino Watts	Btuh	kcal/h	calor total ajustado[b] Watts	Btuh	kcal/h	Calor sensible Watts	Btuh	kcal/h	Calor latente Watts	Btuh	kcal/h
Sentado en reposo	Teatro, cine	115	400	100	100	350	90	60	210	55	40	140	30
Sentado, trabajo muy ligero, escritura	Oficinas, hoteles, apartamentos	140	480	120	120	420	105	65	230	55	55	190	50
Sentado, comiendo	Restaurante	150	520	130	170	580[c]	145	75	255	60	95	325	80
Sentado, trabajo ligero, mecanografía	Oficinas, hoteles, apartamentos	185	640	160	150	510	130	75	255	60	75	255	65
Parado, trabajo ligero o camina despacio	Tiendas minoristas, bancos	235	800	200	185	640	160	90	315	80	95	325	80
Trabajo ligero de banco	Fábricas	255	880	220	230	780	195	100	345	90	130	435	110
Caminando 3 mph trabajo libro trabajo con máquinas pesadas	Fábricas	305	1040	260	305	1040	260	100	345	90	205	695	170
Bolche		350	1200	300	280	960	240	100	345	90	180	615	150
Baile moderado	Salón de baile	400	1360	340	375	1280	320	120	405	100	255	875	220
Trabajo pesado, trabajo con máquinas pesadas, levantar pesas	Fábricas	470	1600	400	470	1600	400	165	565	140	300	1035	260
Trabajo pesado, ejercicios atléticos	Gimnasios	585	2000	500	525	1800	450	185	635	160	340	1165	290

[a] Nota: Los valores de la tabla se basan en una temperatura de bulbo seco de 78°F. Para 80°F BS, el calor total queda igual, pero el valor del calor sensible se debe disminuir en aproximadamente 8% y los valores del calor latente se deben aumentar proporcionalmente.

[b] La ganancia total ajustada de calor se basa en el porcentaje normal de hombres, mujeres y niños en la aplicación que se menciona, bajo la hipótesis de que la ganancia por mujer adulta representa un 85% de la del hombre adulto, y la de un niño el 75%.

[c] Calor total ajustado para comer en un restaurant, que incluye 60 BTU/h del alimento por individuo (30 BTU sensibles y 30 BTU latentes).

[d] Para el bolíche, se considera una persona por pista tirando y las demás sentadas (400 BTU/h) o paradas y caminando lentamente (970 BTU/h)

Reproducido con permiso del *1985 Fundamentals. ASHRAE Handbook & Product Directory.*

ANEXO 10. Factores de calor sensible para cargas de enfriamiento debido a personas.

Horas totales en el recinto	Horas después de cada entrada al recinto																							
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
2	0.49	0.58	0.17	0.13	0.10	0.08	0.07	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
4	0.49	0.59	0.66	0.71	0.27	0.21	0.16	0.14	0.11	0.10	0.08	0.07	0.06	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.01
6	0.50	0.60	0.67	0.72	0.76	0.79	0.34	0.26	0.21	0.18	0.15	0.13	0.11	0.10	0.08	0.07	0.06	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03
8	0.51	0.61	0.67	0.72	0.76	0.80	0.82	0.84	0.38	0.30	0.25	0.21	0.18	0.15	0.13	0.12	0.10	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05	0.05	0.04
10	0.53	0.62	0.69	0.74	0.77	0.80	0.83	0.85	0.87	0.89	0.42	0.34	0.28	0.23	0.20	0.17	0.15	0.13	0.11	0.10	0.09	0.08	0.07	0.06
12	0.55	0.64	0.70	0.75	0.79	0.81	0.84	0.86	0.88	0.89	0.91	0.92	0.45	0.36	0.30	0.25	0.21	0.19	0.16	0.14	0.12	0.11	0.09	0.08
14	0.58	0.66	0.72	0.77	0.80	0.83	0.85	0.87	0.89	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94	0.47	0.38	0.31	0.26	0.23	0.20	0.17	0.15	0.13	0.11
16	0.62	0.70	0.75	0.79	0.82	0.85	0.87	0.88	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94	0.95	0.95	0.96	0.49	0.39	0.33	0.28	0.24	0.20	0.18	0.16
18	0.66	0.74	0.79	0.82	0.85	0.87	0.89	0.90	0.92	0.93	0.94	0.94	0.95	0.96	0.96	0.97	0.97	0.97	0.50	0.40	0.33	0.28	0.24	0.21

Reproducido con permiso de *1985 Fundamentals ASHRAE Handbook & Product Directory.*

ANEXO 11. Requisitos de ventilación para ocupantes.

	Personas estimadas por 100 ft² de área de piso	Aire de ventilación necesario por persona	
		FCM Mínimos	FCM Recomendados
RESIDENCIAL			
Viviendas de una unidad			
Salas y recámaras	5	5	7 - 10
Cocinas, baños	-	20	30 - 50
Viviendas de unidades múltiples			
Salas y recámaras	7	5	7 - 10
Cocinas, baños	-	20	30 - 50
COMERCIAL			
Sanitarios públicos	100	15	20 - 25
Comercios			
Pisos de venta (sótanos y plantas bajas)	30	7	10 - 15
Pisos de venta (pisos superiores)	20	7	10 - 15
Comedores	70	10	15 - 20
Cocinas	20	30	35
Cafeterías	100	30	35
Hoteles, moteles			
Recámaras	5	7	10 - 15
Salas	20	10	15 - 20
Baños	-	20	30 - 50
Salas de belleza	50	25	30 - 35
Peluquerías	25	7	10 - 15
Estacionamientos	-	1.5	2 - 3
Teatros			
Vestíbulos	150	20	25 - 30
Auditorios (no se fuma)	150	5	5 - 10
Auditorios (permitido fumar)	150	10	10 - 20
Boliches, Zona de asientos	70	15	20 - 25
Gimnasio y arenas			
Pisos de ejercicios	70	20	25 - 30
Vestidores	20	30	40 - 50
Áreas de público	150	20	25 - 30
Piscinas	25	15	20 - 25
Oficinas			
Espacio de oficinas en general	10	15	15 - 25
Salas de juntas	60	25	30 - 40
INSTITUCIONAL			
Escuelas			
Salones de clase	50	10	10 - 15
Auditorios	150	5	5 - 7.5
Gimnasios	70	20	25 - 30
Bibliotecas	20	7	10 - 12
Vestidores	20	30	40 - 50
Hospitales			
Recámaras sencillas y dobles	15	10	15 - 20
Guarderías	20	10	15 - 20
Salas de cirugía, salas de parto	-	20	-

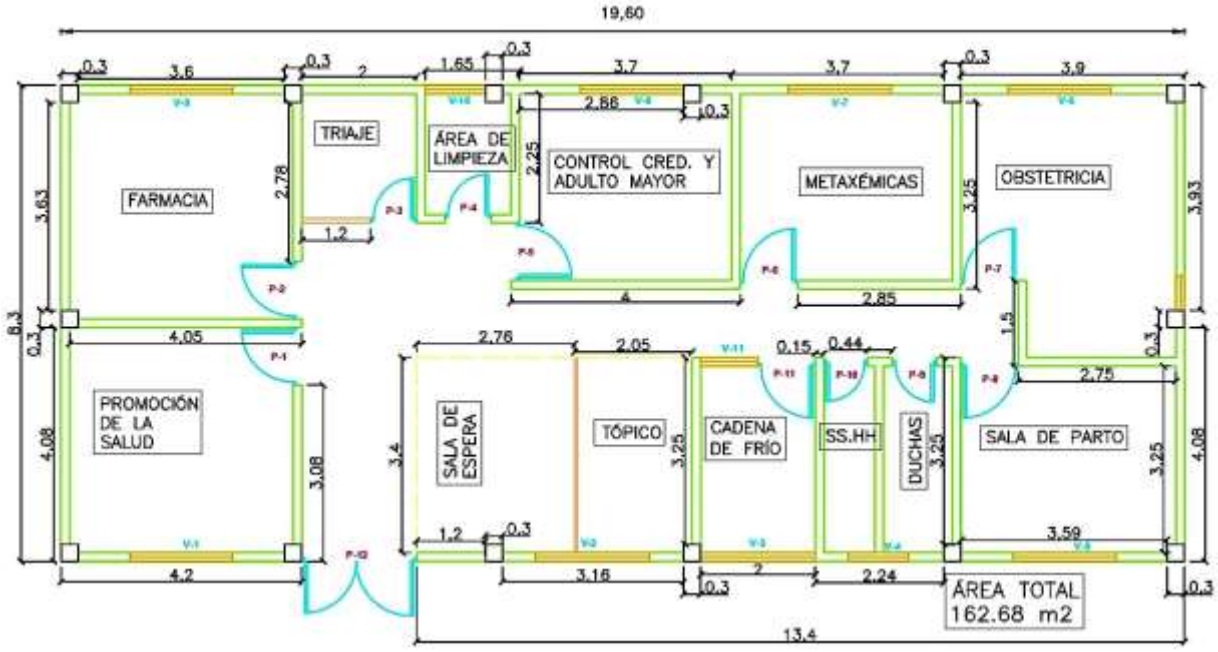
Nota. Fuente: Elaboración propia, tomado de ASHRAE (2001).

ANEXO 12. Valores promedio de la irradiación instantánea (W/m^2) 2016 – 2018.

Hora	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic	Prom. total
12:00 am	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1:00 am	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2:00 am	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
3:00 am	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
4:00 am	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
5:00 am	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,76	0,28	0	0,09
6:00 am	0	0	15,47	29,14	29,98	22,68	18,11	28,40	49,23	75,42	14,52	0,20	25,72
7:00 am	31,58	19,06	83,34	149,10	129,65	142,50	134,90	188,37	195,37	246,03	106,43	46,05	131,45
8:00 am	132,52	117,65	213,95	319,68	309,02	294,95	302,79	386,31	369,64	429,23	284,20	172,33	291,30
9:00 am	280,13	246,88	371,31	533,41	499,15	461,12	485,50	588,48	588,81	686,85	470,83	326,82	479,68
10:00 am	455,16	413,91	520,53	656,94	620,66	585,58	646,31	709,60	726,81	791,58	608,53	510,79	619,01
11:00 am	584,06	556,41	641,47	731,12	723,53	655,68	713,03	766,95	769,80	861,81	739,12	650,57	711,00
12:00 pm	661,48	665,59	706,05	771,42	720,97	658,18	697,52	734,58	754,90	810,92	797,23	679,23	727,52
1:00 pm	637,77	632,94	623,50	714,68	610,66	566,45	617,77	643,90	707,63	759,76	801,05	696,38	671,25
2:00 pm	584,03	548,97	559,37	578,03	519,08	483,13	499,35	506,42	537,70	618,90	664,73	637,30	561,05
3:00 pm	492,35	500,66	405,44	368,85	343,16	308,98	330,02	332,95	338,92	368,58	565,77	528,85	398,46
4:00 pm	416,16	386,09	249,61	165,60	157,31	151,12	183,87	185,45	157,78	176,44	366,33	390,33	234,02
5:00 pm	224,35	226,86	92,13	24,49	17,26	17,68	22,06	27,60	23,70	20,21	162,22	195,12	74,78
6:00 pm	64,19	59,94	18,37	0	0	0	0	0	0	0	22,68	37,07	12,72
7:00 pm	0,52	0,74	0,15	0	0	0	0	0	0	0	0	0,12	0,08
8:00 pm	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
9:00 pm	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
10:00 pm	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
11:00 pm	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Nota: Fuente: Elaboración propia. Datos de irradiación obtenidos de la estación meteorológica de la Universidad Nacional de Jaén.

ANEXO 13. Plano de distribución del Puesto de Salud Montegrande.



CUADRO DE VANOS

PUERTAS

TIPO	ANCHO (METROS)	ALTURA (METROS)	ALFEIZ (METROS)	OBSERVACIONES
P-1	1.00	2.05	–	Puerta de madera maciza 01 HOJA, e=5cm, ANGULO ABERTURA =90°
P-2	1.00	2.05	–	Puerta de madera maciza 01 HOJA, e=5cm, ANGULO ABERTURA =90°
P-3	0.80	2.05	–	Puerta Contraplacada de madera 01 HOJA, e=2cm, ANGULO ABERTURA =90°
P-4	0.73	2.05	–	Puerta de madera contraplacada 01 HOJA, e=2cm, ANGULO ABERTURA =90°
P-5	1.00	2.05	–	Puerta madera maciza 01 HOJA, e=5cm, ANGULO ABERTURA =90°
P-6	1.00	2.05	–	Puerta de madera maciza 01 HOJA, e=5cm, ANGULO ABERTURA =90°
P-7	1.00	2.05	–	Puerta de madera maciza 01 HOJA, e=5cm, ANGULO ABERTURA =90°
P-8	1.00	2.05	–	Puerta de madera maciza 01 HOJA, e=5cm, ANGULO ABERTURA =90°
P-9	0.80	2.05	–	Puerta Contraplacada de madera 01 HOJA, e=2cm, ANGULO ABERTURA =90°
P-10	0.80	2.05	–	Puerta Contraplacada de madera 01 HOJA, e=2cm, ANGULO ABERTURA =90°
P-11	1.00	2.05	–	Puerta de madera maciza 01 HOJA, e=5cm, ANGULO ABERTURA =90°
P-12	2.00	2.05	–	Puerta de Fierro 02 HOJA, ANGULO ABERTURA =90°

CUADRO DE VANOS

VENTANAS

TIPO	ANCHO (METROS)	ALTURA (METROS)	ALFEIZ (METROS)	OBSERVACIONES
V-1	1.80	1.70	1.20	Ventana baja - Vidrio TEMPLEX incoloro, e=6mm
V-2	1.10	1.70	1.20	Ventana baja - Vidrio TEMPLEX incoloro, e=6mm
V-3	1.80	1.70	1.20	Ventana baja - Vidrio TEMPLEX incoloro, e=6mm
V-4	1.10	0.50	2.40	Ventana alta - Vidrio TEMPLEX incoloro, e=6mm
V-5	1.80	1.70	1.20	Ventana baja - Vidrio TEMPLEX incoloro, e=6mm
V-6	1.20	1.70	1.20	Ventana baja - Vidrio TEMPLEX humo, e=6mm
V-7	1.20	1.70	1.20	Ventana baja - Vidrio TEMPLEX incoloro, e=6mm
V-8	0.66	1.10	1.80	Ventana baja - Vidrio TEMPLEX incoloro, e=6mm
V-9	1.80	1.70	1.20	Ventana baja - Vidrio TEMPLEX incoloro, e=6mm
V-10	1.15	0.50	2.40	Ventana alta - Vidrio TEMPLEX incoloro, e=6mm

ANEXO 14. Ficha técnica del colector solar de tubos de vacío Heat Pipe seleccionado.

nohana3000
todo para las energías renovables

Colector Térmico Heat Pipe - 20 tubos

Ficha Comercial



¿Qué es Heat Pipe?

Gracias a la tecnología de tubos de vacío conseguimos una mayor superficie de captación con unas pérdidas mínimas, si a esto le unimos el sistema Heat Pipe, conseguimos un colector de altas prestaciones.

Esto convierte a nuestros colectores de la serie nhr en ideales para cualquier tipo de instalación con aprovechamiento de la Energía Solar, alcanzando un rendimiento muy superior a los sistemas convencionales.

Funcionamiento y aplicaciones

El Heat Pipe es una barra de cobre hueca en su interior, donde en uno de sus extremos hay un bulbo que esta en contacto con el flujo de fluido calor portador, que se calienta gracias a la condensación en el bulbo del fluido calor portador que hay en el interior de la barra de cobre, llegando a alcanzar temperaturas de estancamiento de hasta 250ºC.

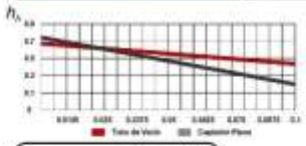
Gracias a este novedoso sistema nuestros captadores son perfectos tanto para el uso domestico como en grandes instalaciones donde se hace mas necesario un sistema de generación de Energía Térmica que ofrezca un rendimiento optimo durante todo el año

Integración Arquitectónica



Curva de Rendimiento

Rendimiento Optico (h_{op})	0.844
Coeficiente Perdida de Calor K1	2.048 W/m²K
Coeficiente Perdida de Calor K2	0.013 W/m²K²



Nota:

Características Tipológicas

Referencia producto	nhr2018
Número de Tubos	20
Peso (Kg)	75.6
Superficie del colector (m^2)	3.65
Superficie útil (m^2)	2.27
Altura x Anchura x Profundidad (mm)	2020x1805x140 mm
Número máximo de colectores en serie	3

Usos Recomendados

ACS	✓
Calefacción	✓
Suelo Radiante	✓
Climatización	✓
Uso Industrial	✓
Piscinas	✓
Inst. Centralizadas	✓

ANEXO 14. (Continuación)

nohana3000
todo para las energías renovables

Colector Térmico Heat Pipe - 20 tubos

Ficha Técnica

Características Técnicas

Modelo	nhr2018
Área total	3.65 m²
Área de apertura	2.27 m²
Dimensiones: Long.xAnch.xPront.	2020x1805x140 mm
Peso en vacío	75.6 Kg
Presión de trabajo	6 Bar
Temperatura de estancamiento	250 °C
Conexiones	3/4"
Nº de Tubos	20
Material del Colector	Aluminio Anodizado
Aislamiento térmico	Tubos: Vacío - Colector: Poliuretano
Inclinación	5° - 90°

Características del Absorbedor

Material y dimensiones del tubo de vacío	Vidrio de Borosilicato Long. 1800 mm, Øext. = 58 mm,Øint.= 47 mm
Tratamiento Superficial del Tubo de vacío	Triple Capa - ALN/AIN-SS/CU
Coeficiente de Transmitancia del Vidrio	> 91 %
Coeficiente de Pérdida de Calor	< 0,60 W/(m²·K)
Presión de Vacío	< $5x10^{-3}$ Pa
Material y diámetro del heat pipe	Cobre, Ø = 8 mm
Absorción	α = 0,95
Emisión	0,05 ε
Factor de pérdidas	1.048 W/m² K
Caudal recomendado	90 l/h
Conexión máx. de módulos	3 unid. Serie

Resistencias Climatológicas

Resistencia al Granizo	Bola de Acero de 30 mm Ø Lanzada a una altura de 500 mm
Temperatura de Trabajo	-20 °C / 99 °C

Esquema Heat Pipe



Principales Ventajas

- Sistema Modular
- Alto rendimiento con baja radiación
- Bajo coste de mantenimiento y reparación
- Ángulo de instalación entre 5 y 90°
- Mayor rendimiento que los sistemas convencionales
- Bajas perdidas de Calor en el Sistema.

Nota. Fuente: nohana3000.com

ANEXO 15. Ficha técnica del tanque de acumulación térmica seleccionado.

DI / DEPÓSITO DE INERCIA 6 BAR



INFORMACIÓN TÉCNICA

Muchas instalaciones de refrigeración o calefacción precisan de depósitos para aumentar la inercia térmica del sistema, a fin de evitar un número elevado de encendidos del grupo frigorífico o caldera, cuando se producen rápidas variaciones de temperatura.
Los depósitos de inercia están construidos en acero al carbono ST-37-2, y pintados exteriormente con imprimación antioxidante de color negro.

APLICACIÓN

Acumulación de agua fría / caliente en sistemas de refrigeración / calefacción.

AISLAMIENTO

Se suministra el siguiente aislamiento estándar en función de la capacidad:

150 a 1000 lts Poliuretano expandido rígido de conductividad térmica de 0,023 W/m°K. Terminación exterior en chapa galvanizada de color gris.

1500 A 5000 lts Espuma de poliuretano flexible de coeficiente de conductividad térmica 0,038 W/m°K. Terminación exterior con funda skay de 0,28 mm de color rojo. A petición del cliente se pueden suministrar SIN AISLAMIENTO o con otro tipo de aislamiento y acabado exterior (funda para intemperie, chapa de aluminio, armaflex, lana de roca). Ver opciones en AISLAMIENTOS.

Los acumuladores cumplen los criterios de diseño ecológico según Reglamento 814/2013 y de etiquetado energético según Reglamento 812/2013.

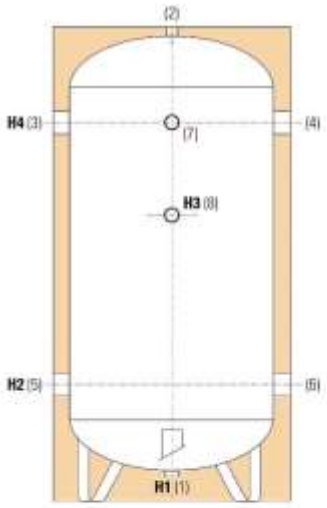


1 Vaciado
2 Válvula de seguridad
3-4-5-6 Conexionado a la instalación
7-8 Instrumentación

H: Altura total
Di: Diámetro acumulador sin aislamiento
De: Diámetro acumulador con aislamiento

CONDICIONES DE DISEÑO

Presión diseño	Temperatura diseño
6 bar	-10 / 85 C°



Modelos DI con etiquetado energético

Código	Vol. neto (lts)	Pérdida calor (W)	Clase energética
DI010AC06RG	99	62	C
DI020AC06RG	187	84	C
DI030AC06RG	288	89	C
DI050AC06RG	496	103	C

TARIFA DE PRECIOS

Sin aislamiento

Código	Vol. (lts)	PVP (€)
DI150AC06	1500	1.237
DI200AC06	2050	1428
DI250AC06	2500	1.832
DI300AC06	3000	2.238
DI400AC06	4000	3.084
DI500AC06	5000	3.883

Para capacidades inferiores a 1500 lts. no puede suministrarse sin aislamiento

DIMENSIONES

Volumen (litros)	Dimensiones (mm)							Conexión G hembra			Peso (kg)
	Df	De	H	H1	H2	H3	H4	1-2	3-4-5-6	7-8	
100	400	460	1007	73	287	592	792	1"1/4	1"1/2	1/2"	32
200	450	510	1407	68	297	927	1177	1"1/4	1"1/2	1/2"	53
300	550	610	1519	129	404	994	1244	1"1/4	2"	1/2"	67
500	650	750	1790	80	400	1200	1450	1"1/4	3"	1/2"	101
750	750	850	2100	80	430	1437	1730	1"1/4	3"	1/2"	147
1000	850	950	2166	80	463	1463	1763	1"1/2	3"	1/2"	170
1500	1000	1200	2212	79	496	1596	1796	2"	3"	1/2"	202
2050	1150	1250	2274	62	518	1618	1818	2"	3"	1/2"	247
2500	1250	1350	2370	101	585	1685	1885	2"	4"	1/2"	294
3000	1250	1350	2870	101	585	2185	2385	2"	4"	1/2"	334
4000	1400	1500	2927	81	604	2204	2404	2"	4"	1/2"	516
5000	1600	1700	3014	55	634	2234	2434	2"	4"	1/2"	653

Con aislamiento estándar

Código	Vol. (lts)	PVP (€)
DI010AC06RG	100	351
DI020AC06RG	200	457
DI030AC06RG	300	583
DI050AC06RG	500	798
DI075AC06RG	750	1.166
DI100AC06RG	1000	1.361
DI150AC06RFP	1500	2.045
DI200AC06RFP	2050	2.004
DI250AC06RFP	2500	2.470
DI300AC06RFP	3000	2.992
DI400AC06RFP	4000	3.906
DI500AC06RFP	5000	4.880

Nota. Fuente: Suicalsa.com

ANEXO 16. Características técnicas de la máquina de refrigeración por absorción seleccionada.

Especificaciones técnicas.

PLANTAS ENFRIADORAS DE AGUA THERMAX SERIE COGENIE

ABSORSISTEM

DESCRIPCIÓN		UNIDAD	MODELOS					
			LT-1	LT-2	LT-3	LT-5	LT-6	LT-8
CAPACIDAD FRIGORÍFICA NOMINAL		TR	10	20	30	50	65	80
		kW	35	70	105	176	229	281
CIRCUITO AGUA REFRIGERADA	Caudal de agua	m^3/h	5,5	11,0	16,5	27,5	35,7	44,0
	Temperatura entrada/salida	°C	12,2 / 6,7					
	Pérdida de carga	kPa	66,7	57,9	31,4	43,1	31,4	40,2
	Diámetro conexión	DN (")	40 (1½)		65 (2½)	80 (3)	100 (4)	
	Nº de pasos (evaporador)		8		4			
CIRCUITO AGUA DE ENFRIAMIENTO (TORRE)	Caudal de agua	m^3/h	10	20	30	50	67	85
	Temperatura entrada	°C	29,4					
	Temperatura salida	°C	36,8	36,7	36,6	36,7	36,4	36,3
	Pérdida de carga	kPa	11,8	29,4	39,2	40,2	50,0	53,9
	Diámetro conexión	DN (")	50 (2)		80 (3)		125 (5)	
	Nº de pasos (absorbedor)		4					
	Nº de pasos (condensador)		2					
CIRCUITO AGUA CALIENTE	Caudal de agua	m^3/h	7,8	15,7	23,2	39,8	51,3	63,1
	Temperatura entrada/salida	°C	90,6/85					
	Pérdida de carga	kPa	11,8	19,6	31,4	31,4	30,4	29,4
	Diámetro conexión	DN	40		65	80	100	
	Nº de pasos (generador)		4					
DATOS ELÉCTRICOS	Bomba de solución	kW (A)	0,3 (1,1)		0,55 (1,7)		1,5 (5,0)	
	Bomba de refrigerante	kW (A)	0,3 (1,1)		0,3 (1,4)			
	Bomba de vacío	kW (A)	0,25 (1,3)					
	Consumo eléctrico total	kVA	2,2		2,83		5,2	
	Condiciones suministro		415V (±10%), 50 Hz (±5%), c.a. III + Neutro					

Nota. Fuente: www.absorsistem.com

ANEXO 17. Panel fotográfico de recopilación de datos de campo.



Nota: Obteniendo medidas exteriores del Puesto de Salud Montegrande.



Nota: Mediciones de espesor de muros, dimensiones de ventanas, tipos de material de construcción y color de paredes de Puesto de Salud Montegrande.