



UNIVERSIDAD  
DE PIURA

FACULTAD DE INGENIERÍA

**Comparativa entre sistemas de captación solar para el  
diseño y análisis de un sistema de acondicionamiento para  
un piso de oficinas**

Trabajo de Investigación para optar el Grado de  
Bachiller en Ingeniería Mecánico - Eléctrica

**Alonso Nicolás Chira Rodríguez  
César Augusto Cárdenas Correa  
Fernando Jesús Ma San Gómez  
Javier Martín Seminario Gastelo  
Víctor Alejandro Luna Seminario**

**Asesor:  
Dr. Ing. Mario Daniel Marcelo Aldana**

Piura, setiembre de 2020



## Resumen Analítico-Informativo

**Comparativa entre sistemas de captación solar para el diseño y análisis de un sistema de acondicionamiento para un piso de oficinas.**

**César Augusto Cárdenas Correa, Alonso Nicolás Chira Rodríguez, Víctor Alejandro Luna Seminario, Fernando Jesús Ma San Gómez, Javier Martín Seminario Gastelo.**

**Asesor: Dr. Ing. Mario Daniel Marcelo Aldana**

**Trabajo de investigación.**

**Bachiller de Ingeniería Mecánico-Eléctrica**

**Universidad de Piura. Facultad de Ingeniería.**

**Piura, septiembre de 2020**

**Palabras claves:** Absorción, Compresión, Colectores y Paneles Solares, Rentabilidad.

**Introducción:** La ciudad de Piura es caracterizada por ser una de las más calurosas del Perú, por lo que el acondicionamiento de ambientes laborales es una necesidad en el mercado. Sin embargo, las instalaciones de los sistemas de este tipo pueden llegar a ser muy costosos, además de generar un alto consumo energético, por lo que es muy importante buscar alternativas que permitan reducir costos de inversión y de operación y así tener un uso eficiente de la energía. Ante esto la energía solar constituye una alternativa muy interesante ya que se puede aprovechar de manera diaria debido a que las condiciones climáticas de Piura lo permiten.

**Metodología:** El trabajo de investigación está enfocado en realizar la comparativa entre sistemas de captación solar para el diseño y análisis de un sistema de acondicionamiento para un piso de oficinas. Para esto se realizó una investigación exhaustiva de las tecnologías de acondicionamiento y de cómo aprovechar la energía solar en ellas. El primer paso consiste en el cálculo de la carga de refrigeración según la metodología ASHRAE. El segundo paso consiste en realizar un estudio sobre la alimentación de los sistemas de acondicionamiento por compresión mecánica y por absorción, haciendo uso de paneles y colectores solares respectivamente. En el tercer paso se simulan ambos sistemas de captación solar, utilizando el software PVSol para el sistema fotovoltaico, además de seleccionar sus principales componentes. Finalmente, se realiza un análisis financiero con el software RETScreen para analizar la viabilidad económica de ambos sistemas; asimismo, un estudio de impacto medioambiental.

**Resultados:** A partir del cálculo de la carga de refrigeración, se obtiene que para el ambiente propuesto se debe remover un calor de aproximadamente 215 kW. El diseño del sistema fotovoltaico resulta en 225 paneles solares para un autoconsumo de 60% que alimentan a 16 equipos de aire acondicionado, evidenciando recuperación de inversión a mediano plazo. Para el sistema de enfriamiento por absorción, el banco de colectores consta de 243 unidades con un retorno de inversión a largo plazo. Respecto a contaminación ambiental, con el sistema de enfriamiento por absorción y los aires acondicionados de compresión mecánica se reducen aproximadamente 149 y 93 toneladas de CO<sub>2</sub> por año, respectivamente.

**Conclusiones:** Es necesario ver un equilibrio en lo económico y lo ecológico para tomar una decisión, por lo que el sistema de acondicionamiento por compresión alimentado por paneles solares es el indicado para el ambiente propuesto ya que asegura un retorno de inversión y reduce considerablemente la emisión de gases de efecto invernadero.

**Fecha de elaboración del resumen:** septiembre de 2020

## Analytical-Informative Summary

**Comparativa entre sistemas de captación solar para el diseño y análisis de un sistema de acondicionamiento para un piso de oficinas.**

**César Augusto Cárdenas Correa, Alonso Nicolás Chira Rodríguez, Víctor Alejandro Luna Seminario, Fernando Jesús Ma San Gómez, Javier Martín Seminario Gastelo.**

**Asesor: Dr. Ing. Mario Daniel Marcelo Aldana**

**Trabajo de investigación.**

**Bachiller de Ingeniería Mecánico-Eléctrica**

**Universidad de Piura. Facultad de Ingeniería.**

**Piura, septiembre de 2020**

**Keywords:** Absorption, Compression, Solar Collectors, Solar Panels, Profitability.

**Introduction:** Piura city is known for being one of the hottest cities of Peru, thus the conditioning of work environments is a need in the market. However, the system's installation could be very expensive and generate a high energy consumption, that's why is very important to find alternatives that allows to reduce investments and operation costs and make a proper use of energy. Given this, solar energy appears as an interesting alternative because you can benefit from it every day due to Piura's weather conditions allows.

**Methodology:** It is proposed as an area to conditioning an office. For this, an exhaustive investigation of conditioning technologies and how to take advantage of solar energy in them was carried out. The first step is to calculate the refrigeration load according to the ASHRAE methodology. The second step consist to carry out a study on the energy supply of conditioning systems by mechanical compression and absorption, using photovoltaic panels and solar collectors respectively. In the third step, both solar collection systems are designed, using the software PVSol for the photovoltaic system, in addition to selecting its main components. Finally, a financial analysis is made with the software RETScreen to analyze the economic viability of both systems; likewise, an environmental impact study.

**Results:** From the estimation of the refrigeration load, it is obtained that for the proposed environment a heat of approximately 215 kW must be removed. The design of the photovoltaic system results in 225 solar panels for a self-consumption of 60% that feed 16 air conditioning equipment, showing recovery of investment in the medium term. For the absorption cooling system, the collector bank consists of 243 units with a long-term return on investment. Regarding environmental contamination, with the absorption cooling system and mechanical compression air conditioners, approximately 149 and 93 tons of CO<sub>2</sub> are reduced per year, respectively.

**Conclusions:** It is necessary to see a balance between economics and ecological aspects to make a decision, so the compression conditioning system powered by solar panels is suitable for the proposed environment since it ensures a return on investment and considerably reduces emissions of greenhouse gases.

**Summary date:** September 2020

## Tabla de contenido

Introducción .....	1
1. Capítulo 1 Marco teórico .....	3
1.1. Comodidad humana y acondicionamiento de aire .....	3
1.2. Tipos de sistemas de aire acondicionado .....	4
1.2.1. Sistemas por compresión mecánica .....	4
1.2.2. Sistemas por compresión térmica .....	5
2. Capítulo 2 Estado del arte .....	7
3. Capítulo 3 Análisis del sistema .....	9
3.1. Descripción .....	9
3.1.1. Descripción climatológica de Piura .....	9
3.1.2. Dimensiones .....	10
3.2. Mecanismos de transferencia de calor .....	11
3.2.1. Conducción .....	11
3.2.2. Convección .....	12
3.2.3. Radiación .....	13
4. Capítulo 4 Metodología .....	15
4.1. Cálculo de carga de refrigeración .....	15
4.1.1. Consideraciones de cálculo .....	16
4.1.2. Ganancia de calor por radiación solar sobre ventanas y muros .....	17
4.1.3. Ganancia de calor por conducción .....	19
4.1.4. Ganancia de calor por aire exterior .....	22
4.1.5. Ganancias interiores del local .....	25
4.1.6. Adicional a las ganancias de calor sensible y latente del local .....	28
4.2. Modelación del ciclo de refrigeración por absorción .....	30
4.2.1. Estados termodinámicos .....	31
4.2.2. Análisis termodinámico componente a componente .....	32
4.2.3. Parámetros de entrada .....	33

4.2.4.	Procedimiento de cálculo .....	35
4.2.5.	Resultados .....	36
4.3.	Modelación del ciclo de refrigeración por compresión de vapor .....	38
5.	Capítulo 5 Implementación de sistemas de captación solar .....	41
5.1.	Diseño de banco de colectores solares.....	41
5.1.1.	Colector solar .....	41
5.1.2.	Cálculo de colectores.....	42
5.2.	Diseño del sistema fotovoltaico.....	44
5.2.1.	Software PVSol .....	44
5.2.2.	Análisis de consumo energético .....	44
5.2.3.	Simulación de sistema fotovoltaico.....	44
6.	Capítulo 6 Resultados .....	49
6.1.	Análisis de costos.....	49
6.1.1.	Del banco de colectores.....	49
6.1.2.	Del sistema fotovoltaico.....	50
6.2.	Impacto energético y medioambiental.....	53
6.2.1.	Potencial de fuentes renovables en el Perú .....	53
6.2.2.	Huella de carbono.....	54
6.2.3.	Cálculo de emisiones de CO <sub>2</sub> .....	55
6.3.	Discusión de resultados .....	55
6.3.1.	De los análisis económicos.....	55
6.3.2.	Del impacto ambiental.....	56
	Conclusiones .....	59
	Recomendaciones.....	61
	Referencias bibliográficas .....	63
	Anexos.....	67
	Anexo A: Plano del piso de oficinas .....	69
	Anexo B: Valores de irradiancia a una latitud de 5 °C.....	70
	Anexo C: Código de implementación del ciclo de refrigeración por absorción en EES .....	71
	Anexo D: Ficha técnica de colector solar SchücoSol K.....	70
	Anexo E: Ficha técnica de equipo de aire acondicionado AVNQ48GM2A0.....	72
	Anexo F: Ficha técnica de equipo de sistema de absorción.....	73

## Lista de tablas

Tabla 1 Datos climatológicos de Piura.....	10
Tabla 2. Dimensiones generales del piso de oficinas.....	10
Tabla 3 Variables para cálculo del calor sensible de aire seco exterior.....	22
Tabla 4 Caudal de aire exterior por persona .....	23
Tabla 5 Variables para cálculo del calor latente de aire seco exterior .....	24
Tabla 6 Tasa de calor generado por persona en diferentes actividades .....	26
Tabla 7 Variables para cálculo de calor sensible generado por iluminación .....	27
Tabla 8 Ganancias de calor por equipos de oficina.....	28
Tabla 9 Resumen de cálculo de cargas térmicas .....	29
Tabla 10. Resumen de estados termodinámicos en puntos característicos del ciclo.....	32
Tabla 11. Balances de masa por cada componente.....	33
Tabla 12. Balances de energía por cada componente.....	33
Tabla 13. Parámetros de entrada del modelo termodinámico del ciclo. ....	34
Tabla 14 Propiedades termodinámicas de cada punto del ciclo por absorción.....	37
Tabla 15. Balances de energía por componente del ciclo de compresión mecánica.....	38
Tabla 16. Resultados de estados termodinámicos.....	39
Tabla 17 Datos de colector solar .....	43
Tabla 18. Datos para cálculo de colectores.....	43
Tabla 19. Resumen de componentes del sistema.....	48
Tabla 20. Relación de algunos costos del sistema por absorción a colectores solares. ....	49
Tabla 21. Cotización del sistema fotovoltaico. ....	51
Tabla 22. Indicadores financieros del proyecto. ....	52
Tabla 23. Potencial de energías renovables en el Perú. ....	53
Tabla 24. Actividades que originan la huella de carbono. ....	54
Tabla 25. Factor de emisión de kg CO <sub>2</sub> . ....	55



## Lista de figuras

Figura 1. Ciclo de refrigeración por compresión .....	4
Figura 2. Aires acondicionados central y casset .....	5
Figura 3. Ciclo de refrigeración por absorción .....	6
Figura 4. Ciclo de refrigeración por adsorción .....	6
Figura 5. Transferencia de calor a través de una pared.....	11
Figura 6. Transferencia de calor en un disipador de equipos electrónicos. ....	12
Figura 7. Corrientes de convección en un edificio.....	13
Figura 8. Radiación solar a través de vidrios de ventanas .....	13
Figura 9. Ganancia de calor en un edificio.....	15
Figura 10. Representación de la radiación solar incidida sobre un lado de un muro.....	17
Figura 11. Diagrama de resistencias de la pared del edificio.....	20
Figura 12. Transmitancia Térmica para ventanas en posición vertical .....	21
Figura 13. Carta psicométrica .....	25
Figura 14. Gráfica de calores involucrados en las cargas de refrigeración.....	30
Figura 15. Ciclo básico de refrigeración por absorción. ....	31
Figura 16. Diagrama de Dühring para la disolución $LiBr - H_2O$ .....	35
Figura 17. Diagrama de Merkel para la disolución $LiBr - H_2O$ .....	36
Figura 18. Relación entre el COP y $\varepsilon_{IC}$ .....	38
Figura 19. Estructura de colector solar plano.....	42
Figura 20. Consumo diario promedio de energía activa .....	44
Figura 21. Parámetros de paneles solares.....	45
Figura 22. Configuración y arreglo de paneles solares e inversor .....	45
Figura 23. Resumen de resultados de simulación .....	46
Figura 24. Flujo de energía entre el sistema fotovoltaico, consumidor y red eléctrica.....	46
Figura 25. Utilización de la energía fotovoltaica durante el año. ....	47
Figura 26. Cobertura de le energía fotovoltaica durante el año .....	47
Figura 27. Curva de consumo promedio vs producción del sistema FV 90 kW .....	48

Figura 28. Viabilidad financiera del sistema de banco de colectores .....	50
Figura 29. Flujo de efectivo del proyecto .....	50
Figura 30. Flujo de fondos del proyecto. ....	51
Figura 31. Viabilidad financiera del sistema de paneles fotovoltaicos .....	52
Figura 32. Flujo de efectivo del proyecto con paneles solares.....	52
Figura 33. Producción de energía según el tipo de generación.....	54



## Introducción

El cambio climático es una realidad que influye en la temperatura del ambiente, por lo que el acondicionamiento de aire se ha vuelto fundamental en las industrias y en la vida cotidiana, causando un aumento en la demanda de energía eléctrica y de emisión de gases de efecto invernadero.

La matriz energética comprende a todas las fuentes de producción de energía. La tendencia actual es que, con el pasar del tiempo, incremente la demanda de energía por lo que se requieren plantas generadoras de reserva. Mantener estas plantas activas implica un muy alto consumo de combustibles fósiles que repercuten en los costos y en problemas medioambientales.

En busca de la sostenibilidad energética, muchos países apuestan por proyectos de generación de energías renovables que ayuden a cubrir la demanda energética como compromiso en la lucha contra el cambio climático. Las energías renovables no producen gases de efecto invernadero y pueden resultar más atractivas económicamente.

No hay desarrollo sostenible sin energía limpia. Se debe avanzar en la diversificación de la matriz energética, promoviendo agresivamente el uso de energías renovables en generación eléctrica y dinamizando la economía con la masificación del uso del gas en transporte, industria y en los hogares. Esto va a coadyuvar a la competitividad de nuestra economía (Gamio Aita, 2011).

La energía solar es una de las opciones que se están desarrollando como alternativas a las energías provenientes de la quema de combustibles fósiles. El norte del territorio peruano cuenta con valores apreciables de irradiancia durante la mayor parte del año. El sector de la energía solar va desde pequeñas instalaciones familiares hasta grandes proyectos de centrales solares; sin embargo, aún es amplio el camino a recorrer para masificar el uso de paneles solares tanto para áreas urbanas como rurales. Desarrollar este subsector energético resulta crucial ya que es una de las mejores opciones para diversificar la actual matriz energética.

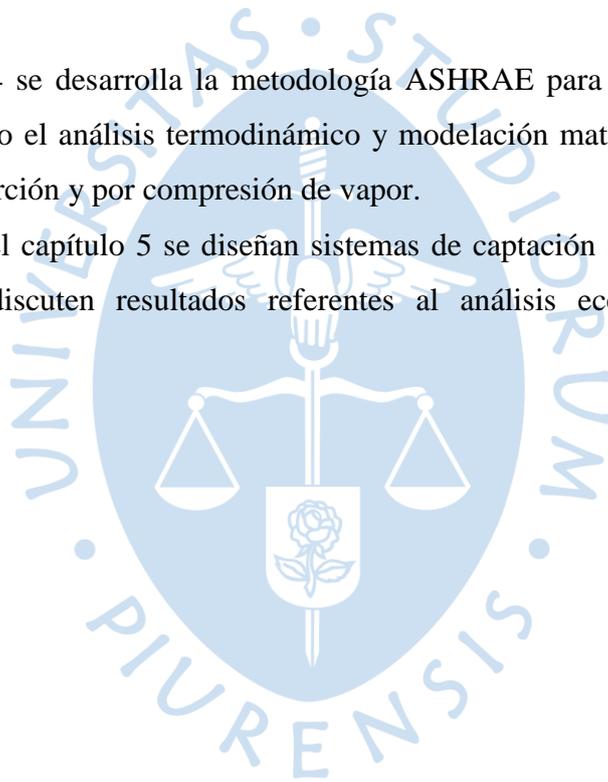
El presente trabajo de investigación desarrolla el análisis y evaluación económica y medioambiental de dos sistemas de captación solar para el acondicionamiento de un piso de oficinas con el propósito de que los resultados sirvan como base para proyectos más rigurosos sobre aprovechamiento energético destacando los beneficios y disponibilidad de la energía solar en la ciudad de Piura.

En los capítulos 1 y 2, se detallan conceptos teóricos de acondicionamiento de aire y de sistemas de refrigeración, así como la revisión de literatura disponible de recientes investigaciones relacionadas al tema.

En el capítulo 3 se describe el ambiente propuesto para el diseño del sistema de acondicionamiento y se detallan los mecanismos de transferencia de calor propios de un piso de oficinas.

En el capítulo 4 se desarrolla la metodología ASHRAE para el cálculo de cargas de refrigeración, así como el análisis termodinámico y modelación matemática de los ciclos de refrigeración por absorción y por compresión de vapor.

Por último, en el capítulo 5 se diseñan sistemas de captación solar mientras que en el último capítulo se discuten resultados referentes al análisis económico y al impacto medioambiental.



## **Capítulo 1**

### **Marco teórico**

#### **1.1. Comodidad humana y acondicionamiento de aire**

El ser humano necesita sentirse cómodo por lo que su ambiente, desde su vivienda hasta su centro laboral, no debe ser ni caliente ni frío, ni tampoco muy húmedo o seco. Para que la comodidad se alcance se deben superar los factores que causan la incomodidad como las altas y bajas temperaturas y humedades relativas respecto a valores estandarizados.

El cuerpo humano puede verse como una máquina térmica que tiene como entrada energética su alimentación y que, como cualquier otra máquina térmica, debe rechazar calor de desecho a un sumidero de baja temperatura, es decir, el ambiente. La persona se siente cómoda en el ambiente a medida que pueda disipar su calor de desecho (Cengel & Boles, 2015).

La comodidad del cuerpo humano depende principalmente de tres factores: la temperatura de bulbo seco (del ambiente), la humedad relativa y el movimiento del aire, siendo el factor más influyente la temperatura.

La pérdida de calor del cuerpo humano hacia el ambiente depende de la diferencia de temperatura, por lo que en un ambiente frío el cuerpo humano disipa más calor del que normalmente genera lo que causa incomodidad. Por el contrario, en ambientes calientes, el cuerpo no disipa tanto calor como el que genera y la persona siente sofocamiento. El intervalo de temperaturas en los que una persona se siente cómoda suele limitarse entre 22 y 27 °C (Cengel & Boles, 2015).

La humedad relativa es una medida de la capacidad del aire para absorber más humedad por lo que influye directamente en cómo el cuerpo humano rechaza calor por sudoración. Similar a la temperatura, una baja humedad relativa acelera el rechazo de calor, mientras que un alta, lo retrasa. Los valores para comodidad están entre el 40 y 60%.

Cuando el cuerpo suda, el aire circundante a la piel se calienta y se humedece. Entonces, el movimiento del aire juega un papel importante pues será capaz de remover ese aire caliente y húmedo y reemplazarlo por aire fresco del ambiente donde se encuentre. Sin embargo, ese

movimiento debe ser tal que no se perciba pues, de lo contrario, se siente incomodidad. Una velocidad ideal del aire para comodidad térmica es de  $15 \frac{m}{min}$ .

## 1.2. Tipos de sistemas de aire acondicionado

### 1.2.1. Sistemas por compresión mecánica

Es el primero de dos grandes grupos y actualmente es de los más utilizados. El compresor es el gran protagonista del sistema. Los demás dispositivos que conforman el sistema son una válvula de expansión, evaporador y un condensador.

El ciclo es representado esquemáticamente en la figura 1 y se describe a continuación: el refrigerante aumenta de presión en el compresor, y en estado gaseoso entra al condensador que se encarga de pasarlo de estado gaseoso a líquido intercambiando calor con el exterior. Después, ingresa en la válvula de expansión donde se estrangula lo que genera una caída de presión y de temperatura la cual debe ser menor que la del ambiente a refrigerar. Es así como el refrigerante absorbe el calor del ambiente y regresa al estado gaseoso para finalmente ingresar de nuevo al compresor repitiendo el ciclo.

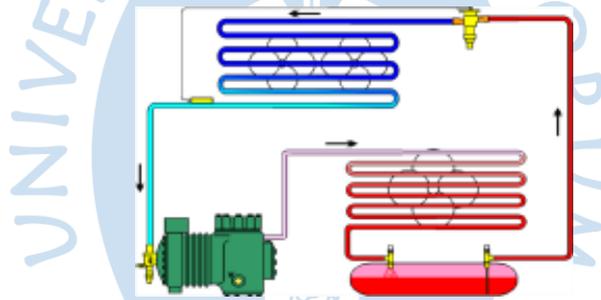


Figura 1. Ciclo de refrigeración por compresión.

Fuente: (Yañez, s.f.)

Dentro del grupo de los sistemas por compresión mecánica se tienen varios tipos de equipos de aire acondicionado. Se mencionan los siguientes:

#### 1.2.1.1. Portátiles

Como su nombre lo dice son aquellos que se pueden usar en varios lugares ya que no necesitan una instalación. Cuentan con un tubo extractor que se conecta hacia una ventana por donde sale el aire caliente. Son equipos baratos y de baja potencia de refrigeración, por lo que resultan inadecuados para ambientes industriales.

#### 1.2.1.2. Split

Son los más comunes de apreciar en hogares, ya que tienen variedad de potencias y además son económicos. En este sistema el compresor se localiza en la parte exterior del ambiente por acondicionar y los evaporadores están al interior. Van colocados en las paredes.

### 1.2.1.3. Casset

Similares a los de tipo split con las diferencias de que estos no van en paredes sino empotrados en el techo, además de contar con cuatro salidas que permiten acondicionar espacios más grandes.

### 1.2.1.4. Central

Con este equipo se puede refrigerar más de dos habitaciones. Para su instalación se tienen dos configuraciones. La primera es que los componentes estén en una sola caja en la que por medio de conductos y ventiladores fluya el aire frío al resto de habitaciones. La segunda opción es que el compresor esté en un lado, mientras que el condensador y la válvula estén en otros espacios cumpliendo con el ciclo. Este tipo de equipos de aire acondicionado es dirigido para grandes instalaciones lo que lo convierte en una alternativa costosa; sin embargo, cabe resaltar que resultan atractivos para ambientes de oficinas como se aprecia en la figura 2 ya que su operación se realiza de manera silenciosa.



Figura 2. Aires acondicionados central y casset.

Fuente: (Friotemp, s.f.)

## 1.2.2. Sistemas por compresión térmica

### 1.2.2.1. Por absorción

En la figura 3 se muestra un esquema básico del ciclo de refrigeración por absorción. Sin el compresor mecánico hace falta un componente encargado de elevar la presión del refrigerante para que pueda entrar al condensador. Es así como el ciclo se modifica de manera que se reemplaza el compresor por una bomba para subir la presión del refrigerante.

Normalmente en sistemas de este tipo suele usarse amoníaco. El utilizar una bomba presenta un inconveniente pues este componente solo trabaja con líquidos y el amoníaco sale del evaporador en estado gaseoso. Como solución, se aprovecha la alta solubilidad del amoníaco con el agua fría por lo que se tiene un depósito llamado absorbedor donde ambos fluidos forman una mezcla líquida cuya presión puede ser elevada por la bomba.

Una vez aumentada su presión, el amoníaco debe pasar al condensador en estado gaseoso. Para lograrlo, la mezcla que sale de la bomba pasa a un depósito llamado generador donde se añade calor de manera que el amoníaco se separe como gas a alta presión pues ya no es soluble en agua caliente.

Por último, se tiene un ducto de retorno por donde el agua que llega al depósito de generación regresa al de absorción. Es importante mantener el depósito de generación caliente y el de absorción frío para un proceso eficiente.

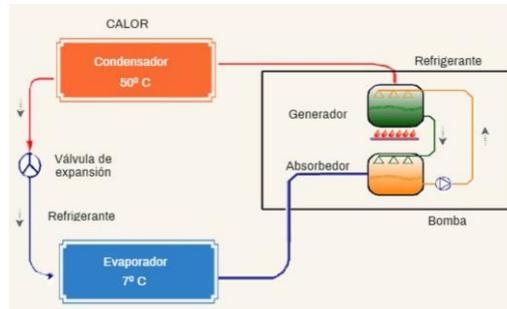


Figura 3. Ciclo de refrigeración por absorción  
Fuente: (Arnabat, s.f.)

Un detalle de la refrigeración por absorción es que es un proceso económico para usar en la industria solo cuando se tiene un desperdicio de calor que puede ser utilizado en el generador para separar el amoníaco del agua fría. Otro refrigerante equivalente al amoníaco es el bromuro de litio ( $LiBr$ ) que tiene propiedades similares. Una desventaja de este es que no es tan solvente con el agua fría mientras que una desventaja del amoníaco es que es relativamente tóxico.

#### 1.2.2.2. Por adsorción

Proceso similar al de absorción con la diferencia de que, en vez de usar agua fría para combinar con el refrigerante, se usa un sólido adsorbente con características porosas y que, en vez del generador, se optan por métodos de desorción utilizando energías residuales o energía solar para que el refrigerante entre a alta presión y temperatura en estado gaseoso al condensador (figura 4).

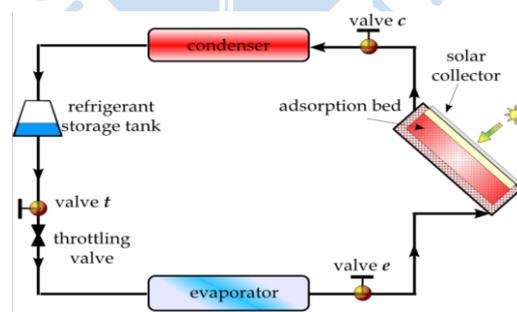


Figura 4. Ciclo de refrigeración por adsorción.  
Fuente: (Hassan, 2013)

## Capítulo 2

### Estado del arte

Los autores Inayat & Raza (2019) mencionan que el uso de paneles fotovoltaicos representa una medida contra la contaminación ambiental ya que la energía solar resulta ser accesible, barata y abundante durante todo el año, lo que aumenta su potencial de reemplazar a la quema de combustibles fósiles.

Alghool et al. (2020) en su estudio afirman que la refrigeración asistida por energía solar es un proceso novedoso y con mucho potencial para los servicios de acondicionamiento de aire. Sin embargo, pese a que el uso de colectores solares puede llegar a cubrir el 46% de la demanda de calor de enfriadores, concluyen que este sistema no es aplicable a nivel industrial por la muy elevada inversión necesaria.

Afroz et al. (2018) plantean el modelado de los sistemas de calefacción, ventilación y aire acondicionado o sistemas HVAC por sus siglas en inglés con el objetivo de facilitar la selección de equipos. Los autores afirman que estos sistemas representan el principal consumo energético de un edificio debido a un diseño ineficiente, pero, por el contrario, una selección adecuada supone un ahorro de 25% de energía.

Regalado Bobadilla (2017) en su tesis de pregrado realiza un estudio comparativo de ahorro energético mediante el aprovechamiento de la energía solar, que se clasifica en sistemas fotovoltaicos y sistemas de captación térmica (colectores solares). De la comparación económica y energética, obtiene que el uso de sistemas de captación térmica es más eficiente, pero el de sistemas fotovoltaicos, mucho más económico.

César Echevarría López (2018) presenta a los colectores cilíndricos parabólicos como una tecnología que busca el máximo aprovechamiento de captación solar. Estos colectores poseen un sistema de automatización que permite su rotación por medio de un seguidor de trayectoria solar. Pese a que la elaboración de estos sistemas resulta costosa, evaluada a largo plazo se llega a conocer el ahorro energético que conlleva, debido a su vida útil de entre 20 a 25 años.

Esquíá (2016) realiza un diseño del sistema de aire acondicionado bajo la normativa vigente de ASHRAE para un restaurante. Para poder realizar el cálculo de cargas térmicas, el autor analiza las condiciones previas del local, obteniendo información acerca de los cambios de temperatura que sufre a lo largo del día. Además, selecciona equipos necesarios del sistema de climatización para cumplir los requerimientos y los evalúa económicamente.

Pesántez (2015) menciona que los principales problemas de acondicionamiento térmico en viviendas se deben a múltiples factores; por ejemplo, la mala elección de materiales de construcción y la proporción inadecuada de ventanas en comparación con las paredes.

Romero & Carbonell (2014) realizaron una investigación para implementar un sistema de aire acondicionado por absorción en la ciudad de Kumay (Ecuador) para un consultorio médico de un área de  $54 m^2$ . Obtuvieron como resultado un calor por desechar de 9.1 kW y emplearon 10 colectores de tubo al vacío. La implementación resultó costosa pero amigable para el ambiente.

Yepez & Ramos Prieto (2015) trabajaron de forma similar a la investigación anterior, pero en la ciudad de Córdoba (Colombia) donde se aprovechó la alta disponibilidad de energía solar para implementar un sistema de refrigeración por absorción para la conservación de frutas como la papaya, el mango y la guayaba que necesitan un rango de enfriamiento que oscila entre 7 y 12 °C. Los autores utilizaron la mezcla amoniaco - agua como refrigerante del sistema debido su eficiente uso en tuberías. Según sus cálculos el calor por desechar fue de 67.1 kW; además, señalan las dificultades encontradas, por ejemplo, que la ciudad de Córdoba al ser un ambiente húmedo dificulta la absorción del agua fría al amoniaco.

## **Capítulo 3**

### **Análisis del sistema**

#### **3.1. Descripción**

El ambiente destinado para realizar el análisis del sistema de acondicionamiento es un piso de oficinas ubicado en Piura, el cuál es propuesto por los autores de este estudio y cuyas características son tomadas en base a edificios de la ciudad.

Se considera que el piso de oficinas está ubicado mirando hacia el oeste con una latitud Sur de entre  $4.5$  y  $6.25^\circ$ . Tiene un área de  $1981\text{ m}^2$  y está diseñado como un sistema porticado, por lo que todas las cargas las soporta las columnas y vigas. Debido a esto solo se cuenta con una pared norte y los lados restantes con vidrio templado apoyado en perfiles T de aluminio. Según el artículo 6 de la norma A.080 el aforo máximo se puede calcular como  $9.5\text{ m}^2$  por persona, resultando un total de 208 personas, dando una amplia capacidad para los clientes y algunas personas que por cualquier motivo pueden transitar en dicho piso.

Dentro de las oficinas se cuenta con equipos electrónicos como fotocopiadoras, televisores, faxes, impresoras, dispensadoras de alimentos y de líquidos, computadoras, cafeteras y equipos que proporcionan calor que influirá en el sistema de refrigeración escogido. Lo anterior mencionado se muestra a detalle en el anexo A.

##### **3.1.1. Descripción climatológica de Piura**

Departamento ubicado al noroeste de Perú. Se encuentra a una latitud  $S5^\circ 11' 40.16''$  y una longitud  $O80^\circ 37' 58.15''$ .

Presenta un clima caluroso y seco, con leves precipitaciones durante los últimos meses de la estación de verano.

Tabla 1  
*Datos climatológicos de Piura*

<b>Clima</b>	
Temperatura máxima promedio	33.4 °C
Temperatura mínima promedio	28.9 °C
Humedad relativa promedio	58.8 %

Fuente: Elaboración propia

### 3.1.2. Dimensiones

El ambiente propuesto para este trabajo de investigación cuenta con un área superficial de 1981 m<sup>2</sup>. En la tabla 2 se especifican las dimensiones del recinto.

Tabla 2.  
*Dimensiones generales del piso de oficinas.*

<b>Dimensiones generales</b>	
<b>Concepto</b>	<b>Medida</b>
Largo	86.9 m
Ancho	22.8 m
Alto	3.3 m
Área	1981 m <sup>2</sup>
Volumen	6538.356 m <sup>3</sup>
<b>Techo</b>	
<b>Concepto</b>	<b>Medida</b>
Área	1981 m <sup>2</sup>
<b>Piso</b>	
<b>Concepto</b>	<b>Medida</b>
Área	1981 m <sup>2</sup>
<b>Área de paredes</b>	
<b>Concepto</b>	<b>Medida</b>
Pared zona norte	286.94 m <sup>2</sup>
<b>Área de ventanas</b>	
<b>Concepto</b>	<b>Medida</b>
Zona sur	286.94 m <sup>2</sup>
Zona este	75.174 m <sup>2</sup>
Zona oeste	75.174 m <sup>2</sup>

Fuente: Elaboración propia

### 3.2. Mecanismos de transferencia de calor

Dado que el sistema elegido es un piso de oficinas de un edificio es preciso detallar los mecanismos de transferencia de calor propios del sistema. En cuestión de análisis, el término envolvente se refiere a las paredes, techo y piso que encierran el sistema. Es a través de estos componentes que la energía entra y sale en forma de calor. Para lograr diseñar apropiadamente un sistema de acondicionamiento térmico es necesario estimar adecuadamente las tasas de transferencia de calor que suceden en cada uno de los mecanismos. En un edificio, las paredes y el techo suelen construirse de distintos materiales y las ventanas usualmente tienen dos capas de vidrio con aire entre ellas y con cortinas como decoración. Estas y otras condiciones hacen que el cálculo preciso de las tasas de transferencia de calor sea complicado; sin embargo, muchas veces datos experimentales suelen ser suficientes para una estimación exitosa (McQuiston, Parker, & Spitler, 2005).

Generalmente, los tres mecanismos de transferencia de calor – conducción, convección y radiación – son importantes en las pérdidas o ganancias de calor de un edificio.

#### 3.2.1. Conducción

La transferencia de calor por conducción en una oficina suele darse en las paredes o muros (figura 5). El sentido de la conducción se puede dar desde el exterior hacia el interior o viceversa lo que dependerá de las circunstancias en las que se encuentre el ambiente pues la transferencia se da en la dirección decreciente de la temperatura. Muy similar ocurre con las ventanas, piso y techo.

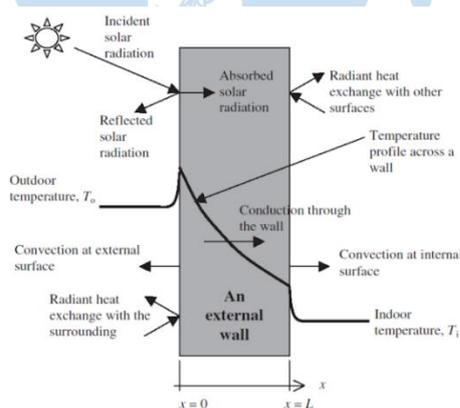


Figura 5. Transferencia de calor a través de una pared.

Fuente: (Engineers daily, 2019)

La conducción también tiene lugar en los equipos electrónicos, mayormente esto se da en los disipadores de calor de equipos en las placas integradas que tienen dentro (figura 6). Estas son delgadas y van adheridas a elementos electrónicos que suelen disipar potencia en forma de

calor de manera que su finalidad es evitar que estos se sobrecalienten y fallen. El calor pasa a través de la pared delgada del disipador y finalmente llega al ambiente.

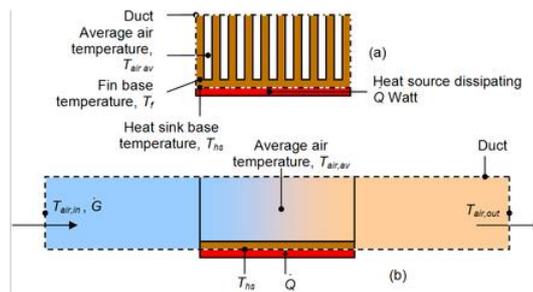


Figura 6. Esquema de transferencia de calor en un disipador de equipos electrónicos.

Fuente: (Wikipedia, s.f.)

### 3.2.2. Convección

La convección forzada está presente a lo largo de los muros externos y techos debido a la velocidad de los vientos mientras que la convección natural ocurre dentro de la oficina (figura 7). La variación en las condiciones de frontera es considerable porque es complicado predecir la magnitud y dirección de la velocidad de los vientos en los muros externos. Los coeficientes de convección natural suelen llegar a un valor de  $6 \frac{W}{m^2C}$  mientras que los de convección forzada son en promedio de  $35 \frac{W}{m^2C}$  con una velocidad de vientos de  $6 \frac{m}{s}$  aproximadamente (McQuiston, Parker, & Spitler, 2005).

Dado que los coeficientes de convección natural suelen ser bajos, la transferencia de calor por convección puede ser bastante cercana a la transferencia por radiación.

La convección por movimiento del aire es muy importante en edificios porque:

- Ayuda a moderar temperaturas interiores.
- Reduce la humedad y la acumulación de gases que puede darse en ciertos periodos.
- Mejora el acondicionamiento de los empleados.

La convección en una oficina es producida por el movimiento del aire a distintas temperaturas y puede ser usado para mejorar las condiciones térmicas, de forma similar a un intercambiador de calor entre el aire y las superficies internas del edificio, o que intercambie calor con fuentes de calefacción o enfriamiento como, por ejemplo, un ventilador.

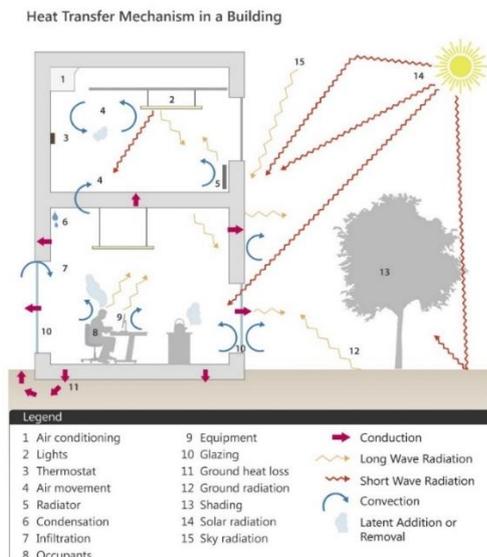


Figura 7. Corrientes de convección en un edificio.

Fuente: (Blender, s.f.)

### 3.2.3. Radiación

Una forma de transferencia de calor muy común en un edificio es la radiación, en específico la que sucede a través del cristal de las ventanas (figura 8).

La radiación solar va en todas las direcciones y tiene facilidad para atravesar superficies traslúcidas y transparentes, incidiendo sobre las superficies interiores del local, calentándolas, lo que genera que la temperatura del ambiente interior se incremente.

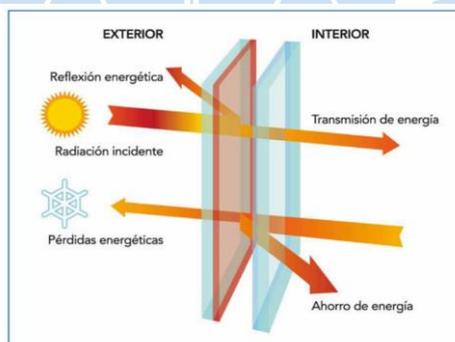


Figura 8. Radiación solar a través de vidrios de ventanas.

Fuente: (Manual de diseño para edificaciones energéticamente eficientes en el trópico, s.f.)



## Capítulo 4

### Metodología

#### 4.1. Cálculo de carga de refrigeración

Para diseñar el sistema de acondicionamiento es necesario determinar las cargas de refrigeración lo que permite conocer la cantidad de calor que el piso de oficinas gana en un día normal cuando se realizan actividades diarias dentro de este (figura 9). El fin de realizar este cálculo es poder seleccionar el equipo de acondicionamiento que pueda mantener las condiciones de humedad y temperatura en el valor requerido para asegurar el confort de las personas que laboran en las oficinas.

Para el cálculo de las cargas de refrigeración, se consideran las siguientes premisas:

- Se debe tomar en cuenta la condición más desfavorable para el sistema, es decir, la máxima ganancia de calor; e identificar en qué momento se produce;
- Se toma en cuenta las disposiciones de calor generadas en el interior, por ejemplo: luminarias, dispositivos eléctricos y electrónicos;
- Las personas son un aporte de humedad y vapor de agua en el interior del local, por tanto, deben considerarse en los cálculos;
- El aire exterior que ingresa incorpora al sistema un calor sensible y calor latente en forma de vapor de agua;

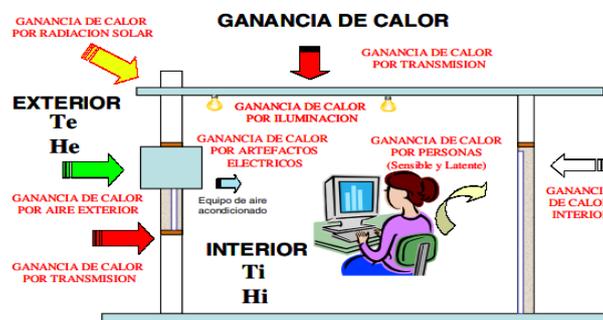


Figura 9. Ganancia de calor en un edificio  
Fuente: (Díaz & Barreneche, 2005)

Entonces, para el cálculo de la carga que se genera debido a la ganancia de calor en el sistema se debe considerar:

- Generada por radiación solar que sucede a través del contorno exterior del local estudiado;
- Generada por conducción de calor a través de paredes, ventanas, puertas, etc.;
- Generada por incorporación de aire exterior;
- Generada por las cargas interiores.

Para el análisis de la carga de acondicionamiento es necesario hallar con precisión cuánto calor sensible y latente se gana, tanto de forma exterior como interior.

#### **4.1.1. Consideraciones de cálculo**

Para el cálculo de las cargas térmicas dentro de la oficina, se han tomado distintos supuestos que se detallan a continuación:

- Según los datos obtenidos gracias al radar de la Universidad de Piura, se establece que la temperatura máxima del ambiente exterior al edificio es de  $36.7^{\circ}\text{C}$ , que es el valor crítico para el cálculo de la carga.
- La temperatura interna que debe tener la oficina, según la norma ASHRAE para lograr el confort de las personas que se encuentran al interior, es de  $23^{\circ}\text{C}$ .
- De igual manera que con la temperatura exterior, también se toma el valor crítico de la humedad relativa en el exterior, la cual en este caso es igual a 0.64.
- La humedad relativa que se utiliza para el diseño de la oficina es igual a 0.55 ya que según la norma RITE, en una oficina la humedad relativa debe estar en el rango de 30% a 70%, pero además para asegurar en confort debe ser mayor a 50%.
- El ambiente propuesto es un piso intermedio, donde tanto el piso superior como inferior se encuentran acondicionados, por tal razón se deduce que no existe ganancia de calor por el techo y por el suelo.
- Las ventanas del edificio se consideran dobles, pero con la característica de que no tienen cámara de aire entre las láminas de vidrio, al establecer esto se influye en los valores de SHGC y en la transmitancia térmica, como se detalla más adelante.
- Se ha considerado además que, las cortinas son de color claro lo cual modifica de igual manera el SHGC y por tanto el calor por radiación disminuye, de igual manera esto se detalla más adelante.

#### 4.1.2. Ganancia de calor por radiación solar sobre ventanas y muros

Los rayos solares incidentes sobre una ventana o un muro, después de haber sido filtrada por la atmósfera, se ve afectada por el ángulo de incidencia, el cual está formado por la normal a la ventana o muro y el vector de la irradiación. Los rayos solares después de incidir con la ventana son divididos en radiación absorbida, refractada y reflejada como se observa en la figura 10. La proporción de la radiación reflejada y refractada está relacionada con el ángulo de incidencia ( $\alpha$ ), por lo que mientras menor sea el ángulo de incidencia, mayor es la radiación refractada, es decir mayor es la radiación transmitida dentro del sistema.

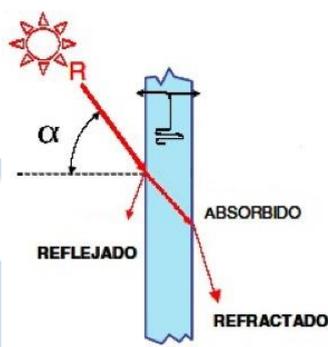


Figura 10. Representación de la radiación solar incidente sobre un lado de un muro  
Fuente: (Díaz & Barreneche, 2005).

Para calcular la radiación sobre las ventanas primero se debe hallar el valor de irradiancia que está en función de la altitud y de la orientación de la ventana. Según la ubicación geográfica del edificio las ventanas se dirigen hacia el este, oeste y sur. En las tablas del anexo B, se presentan los valores de irradiancia a una latitud de  $5^\circ$ , la cual se encuentra en el intervalo de  $4.5$  y  $6.25^\circ$  de latitud en Piura. Se considera  $q_{solar\ incidente} = 520 \frac{W}{m^2}$

Cabe resaltar que se halla un promedio de los datos para  $0$  y  $10^\circ$  de latitud. Además, estos son obtenidos teniendo en cuenta la radiación directa, difusa y la porción de calor absorbido por el vidrio que entra en el sistema a una temperatura promedio de  $35^\circ C$  y punto de rocío de  $19.5^\circ C$ , los cuales son muy cercanos a valores de Piura.

El calor obtenido por radiación depende de la irradiación, el área del vidrio y un factor de protección o coeficiente de ganancia de calor SHGC (ecuación 1). Para poder hallar la carga máxima por radiación se toma el valor máximo de irradiación para cada caso.

$$Q = q_{solar\ incidente} \cdot A_{ventana} \cdot SHGC \quad (1)$$

El SHGC es la relación entre ganancia de calor y el calor incidido sobre la ventana. Está relacionado con transmisividad, la absorptividad del vidrio y la fracción de radiación absorbida. Este valor depende del ángulo de incidencia y de las características del vidrio. Se obtiene de la

tabla de doble vidrio sin relleno de aire del ASHRAE HANDBOOK para un ángulo de 75° que corresponde a la ciudad de Piura:

$$SHGC = 0.34$$

Reemplazando valores en la ecuación 1 se obtiene:

- Ventana ubicada en el lado este

$$Q_1 = \left(520 \frac{W}{m^2}\right) (75.174m^2)(0.34) = 13.29 kW$$

- Ventana ubicada en el lado oeste

$$Q_2 = \left(520 \frac{W}{m^2}\right) (75.174m^2)(0.34) = 13.29 kW$$

- Ventana ubicada en el lado sur

$$Q_3 = \left(194 \frac{W}{m^2}\right) (286.94m^2)(0.34) = 18.93 kW$$

A diferencia de las ventanas en donde la radiación solar se descompone, luego de la incidencia, en radiación absorbida, reflejada y transmitida; los muros solo tienen ganancias de calor únicamente por la radiación absorbida. Esta radiación, similar a las ventanas, es muy pequeña, dependiendo del coeficiente de transmisión o conducción del material ( $k$ ), el área del muro y de las condiciones externas e internas del aire en el sistema ( $\Delta t_e$ ). Su relación queda expresada mediante la ecuación 2.

$$Q = k \cdot A_{muro} \cdot \Delta t_e \quad (2)$$

Las condiciones externas e internas del sistema se ven expresadas por una diferencia de temperatura equivalente ( $\Delta t_e$ ) en las que se ven influenciadas las temperaturas internas y externas, el coeficiente de absorptividad y la máxima irradiación a la altitud deseada como se expresa de manera empírica en la ecuación 3 en la que los valores de cada término de la ecuación son obtenidos de tablas (Díaz & Barreneche, 2005).

$$\Delta t_e = a + \Delta tes + b \left(\frac{Re}{754.38}\right) (\Delta tem - \Delta tes) \quad (3)$$

- $a$ : factor de corrección hallado de tablas y depende de la diferencia de temperaturas exterior e interior establecidas para el ambiente propuesto:

$$\Delta T = 36.7 - 22 = 14.7$$

por interpolación entre variaciones de 14 y 16 grados se obtiene:

$$a = 10.8 - \frac{10.8 - 8.8}{16 - 14} \times (16 - 14.7) = 9.5$$

- $b$ : coeficiente de absorptividad según el color exterior de la pared (gris)

$$b = 0.78$$

- $Re$ : máxima insolación respecto a la orientación y latitud

$$Re = 377 \frac{W}{m^2}$$

- $\Delta tem$ : Diferencia equivalente de temperatura máxima para la pared soleada a una latitud de  $35^\circ$

$$\Delta tem = 19.9$$

- $\Delta tes$ : Diferencia equivalente de temperatura máxima para la pared con sombra. En este caso no se tomará en cuenta este parámetro, ya que el edificio se encuentra totalmente expuesto al sol, sin alguna sombra de otro edificio ni árbol.

Se tiene entonces:

$$\Delta t_e = 9.5 + 0.78 \left( \frac{377}{754.38} \right) (19.9 - 0) = 17.26 K$$

Como era de esperarse, la diferencia de temperatura equivalente resulta mayor que los datos de tablas del anexo B, de una latitud de  $35^\circ$ . Esto se debe a que mientras más próxima esté la ubicación de la línea ecuatorial, mayor es la temperatura.

El coeficiente por conducción  $k$  de la pared está influenciado por el coeficiente por conducción del cemento (2 capas de 2.54 cm de espesor;  $k_{cemento} = 1.4$ ) y ladrillos de 3 agujeros pasantes (espesor 10 cm;  $k_{ladrillo} = 0.5882$ ) y se expresa según la ecuación 4.

$$k = \frac{l_{total}}{2 \left( \frac{l_{cemento}}{k_{cemento}} \right) + \frac{l_{ladrillo}}{k_{ladrillo}}} \quad (4)$$

Reemplazando valores:

$$k = \frac{15cm}{2 \left( \frac{2.54}{1.4} \right) + \frac{10}{0.5882}} = 0.727 \frac{W}{m^2K}$$

Reemplazando valores en la ecuación 2:

$$Q_4 = \left( 0.727 \frac{W}{m^2K} \right) (286.94m^2) (17.26 K) = 3.6 kW$$

#### 4.1.3. Ganancia de calor por conducción

Esta ganancia de calor se da a través de la energía que atraviesa las superficies exteriores del local como paredes, ventanas, etc. Los materiales de construcción para hallar las resistencias térmicas de las paredes son los siguientes:

- Los muros están conformados por dos capas de cementos de 2.5 cm de espesor a cada lado, ladrillos huecos de 10 centímetros de espesor y una pequeña capa de pintura, que para este análisis no se toma en cuenta por ser de espesor insignificante.

- La mayor parte exterior del edificio está conformado por mamparas de vidrio templado de 10 mm de espesor, unidas entre sí por un perfil metálico.

Para los ladrillos huecos, su valor de resistencia térmica por unidad de área es  $0.17 \frac{m^2K}{W}$  obtenido de la norma IRAM 11601.

Las áreas laterales del piso de oficinas son las siguientes:

- Paredes norte y sur:  $286.935 m^2$ .
- Paredes este y oeste:  $75.174 m^2$ .

Cabe resaltar que las paredes sur, este y oeste están recubiertas en su totalidad por vidrio templado.

#### 4.1.3.1. Conducción por la pared norte

Con los datos obtenidos, se procede a realizar el cálculo aproximado de la transmisión de calor por esta superficie. El diagrama de resistencias de la pared se presenta en la figura 11.

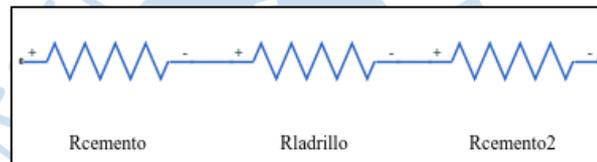


Figura 11. Diagrama de resistencias de la pared del edificio.

Fuente: Elaboración propia.

La ecuación 5 define el valor de la resistencia térmica por conducción por unidad de área.

$$R_{cond} = \frac{L}{k} \quad (5)$$

donde L es el espesor, y k la conductividad térmica del material. A partir de esta ecuación, se calcula el valor de la resistencia térmica del cemento:

$$R_{cemento} = R_{cemento2} = \frac{0.025 m}{1.4 \frac{W}{m K}} = 0.0179 \frac{m^2K}{W}$$

El valor de la resistencia total sería igual a la resistencia equivalente de las tres resistencias en serie:

$$R_{total} = (0.0179)(2) + 0.17 = 0.2057 \frac{m^2K}{W}$$

Debido a que está expresada por unidad de área, se divide para hallar la resistencia total de la pared:

$$R_{total} = \frac{0.2057 \frac{m^2K}{W}}{286.935 m^2} = 7.17(10^{-4}) \frac{K}{W}$$

La transferencia de calor por conducción para esta pared resulta:

$$Q_5 = \frac{(36.7 - 22)K}{7.17 * 10^{-4} \frac{K}{W}} = 19.11 kW$$

#### 4.1.3.2. Conducción por el resto de las paredes

Las paredes restantes están cubiertas en su totalidad por vidrio templado, sujeto por estructuras metálicas, por lo que la única resistencia a la conducción será la del vidrio. Según la norma IRAM 11601, la transmitancia térmica ( $U$ ) del vidrio doble sin cámara de aire es de  $2.15 \frac{W}{m^2 K}$ .

Tipo	Transmitancia térmica (K)
	$W/m^2 \cdot K$
Vidrio incoloro común	5,82
Vidrio incoloro común con cortina de madera (cerrada)	2,79
Vidrio incoloro común con cortinas internas	5,00
Polycarbonato transparente incoloro de 3 mm de espesor	5,46
Doble vidriado hermético, con vidrio incoloro común y cortina de madera (cerrada)	2,15
Doble vidriado hermético, compuesto por 2 vidrios comunes incoloros de 3 mm cada uno y una cámara de aire de 6 mm	3,23
Doble vidriado hermético, compuesto por 2 vidrios comunes incoloros de 3 mm cada uno y una cámara de aire de 12 mm	3,08
Triple vidriado hermético, compuesto por 3 vidrios comunes incoloros de 3 mm cada uno y 2 cámaras de aire de 6 mm cada una	2,23
Doble vidriado hermético, compuesto por un vidrio reflectante obtenido por proceso pirolítico de 4 mm de espesor sobre base gris, cara reflectante hacia el exterior y vidrio incoloro común de 3 mm hacia el interior, cámara de aire de 6 mm	3,45
Doble vidriado hermético, compuesto por un vidrio reflectante obtenido por proceso pirolítico de 4 mm de espesor sobre base gris, cara reflectante hacia el interior de la cámara de aire de 6 mm de espesor, y vidrio incoloro común de 3 mm hacia el interior	2,80

(\*) **NOTA.** Para el caso de ventanas en posición horizontal o inclinada, deberá calcularse la transmitancia térmica utilizando los valores dados en esta tabla, pero modificándolos mediante la adopción de las resistencias térmicas superficiales que corresponden a la posición adoptada.

Figura 12. Transmitancia Térmica para ventanas en posición vertical.  
Fuente: Norma IRAM 11601

La resistencia por conducción resulta ser el inverso de la transmitancia (ecuación 6).

$$R = \frac{1}{U} \quad (6)$$

Reemplazando se obtiene:

$$R_{vidrio} = \frac{1}{2.15 \frac{W}{m^2 K}} = 0.46512 \frac{m^2 K}{W}$$

El valor de resistencia total dividiendo entre las áreas de las tres paredes de vidrio resulta:

$$R_{total} = \frac{0.46512 \frac{m^2 K}{W}}{75.174 (2) + 286.235} = 1.065 (10^{-3}) \frac{K}{W}$$

La transferencia de calor por conducción de las paredes de vidrio resulta:

$$Q_6 = \frac{(36.7 - 23)K}{1.065 (10^{-3}) \frac{K}{W}} = 12.86 kW$$

#### 4.1.4. Ganancia de calor por aire exterior

La renovación de aire en un sistema se considera de carácter obligatorio puesto que en el ambiente se puede generar olores producidos por alimentos o personas. Este aire “nuevo” que ingresa al sistema es uno de los requisitos fundamentales que deben cumplirse para asegurar la eficiencia del sistema de acondicionamiento de aire.

Un problema por tener en cuenta es la posibilidad que el aire ingrese por infiltraciones, por ejemplo, a través de ventanas o puertas. Por tal motivo, para el cálculo no se considera tal situación.

La ganancia de calor producida por la incorporación del aire exterior está constituida por la suma de calor del aire seco y de calor de vapor de agua mezclado en el aire.

##### 4.1.4.1. Calor sensible del aire seco exterior

Para poder calcular este calor sensible generado por el ingreso del aire exterior, se hace uso de la ecuación 7 (Díaz & Barreneche, 2005).

$$Q_{sa} = C_e \cdot (T_e - T_i) \cdot p_e \cdot C_a \quad (7)$$

Cada uno de los términos de la ecuación se especifican en la tabla 3.

Tabla 3

*Variables para cálculo del calor sensible de aire seco exterior.*

Término	Especificación	Unidad
Q <sub>sa</sub>	Calor sensible al exterior	W
C <sub>a</sub>	Caudal de aire exterior	$\frac{m^3}{h}$
T <sub>e</sub>	Temperatura exterior	K
T <sub>i</sub>	Temperatura interior	K
C <sub>e</sub>	Calor específico	$\frac{kJ}{kg}$
p <sub>e</sub>	Densidad	$\frac{kg}{m^3}$

Fuente: Elaboración propia.

Se considera que el producto de  $C_e$  y  $p_e$  es igual a  $0.35 \frac{Wh}{K m^3}$  (Díaz & Barreneche, 2005).

Para hallar el valor del caudal de aire exterior  $C_a$ , existen varios métodos dados por el Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios. Algunos se mencionan a continuación.

- Método indirecto: Se emplea en locales en los que la mayoría de las emisiones contaminantes son producidas por las personas y donde no está permitido fumar.
- Método directo por calidad de aire percibido: Se trata de un método olfativo que se basa en la ecuación 8.

$$Q_c = 10 \frac{G_c}{C_{c,i} - C_{c,o}} \frac{1}{\epsilon_v} \quad (8)$$

- Método directo por concentración de  $CO_2$ : Para aplicaciones donde los principales contaminantes se producen por bioefluentes humanos.
- Método indirecto de caudal de aire por unidad de superficie: Se utiliza cuando el espacio a estudiar no está dedicado para ocupación humana.
- Método de dilución: Se utiliza cuando en el local existen emisiones conocidas de materiales contaminantes específicos.

En este caso se usa el método indirecto. Para esto se debe tener en cuenta los valores de la tabla 4.

Tabla 4  
*Caudal de aire exterior por persona*

Tipo de sistema	Caudal por persona (Qae) $\frac{dm^3}{s}$
Hospitales, clínicas, laboratorios, etc.	20
Oficinas, hoteles, bibliotecas, museos, colegios, etc.	12.5
Edificios, cines, teatros, hoteles, restaurantes, etc.	8
Otro tipo con aire de calidad baja	5

Fuente: Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios

Dado a que el ambiente propuesto es un piso de oficinas, se usa un valor de  $12.5 \frac{dm^3}{s}$  de caudal de aire exterior por persona. Se considera que el aforo máximo es de 208 personas. Se opta por este dato ya que representa una situación crítica, y si el diseño cumple para esta condición, entonces cumple para un menor número de personas.

El método indirecto se basa en la ecuación 9.

$$Ca = N^{\circ} \text{ personas} \cdot Qae \quad (9)$$

Entonces se tiene

$$Ca = (208)(12.5) = 2600 \frac{dm^3}{s} = 9360 \frac{m^3}{h}$$

Conociendo que la temperatura exterior e interior es de  $36.7^{\circ}C$  y  $23^{\circ}C$  respectivamente y reemplazando en la ecuación 7 se obtiene:

$$Qsa = (0.35)(9360)(36.7 - 23) = 44881.2 W$$

$$Qsa = 44881.2 W = 44.881 kW$$

#### 4.1.4.2. Calor latente del aire exterior

Se refiere al calor total del vapor de agua en el aire, que en otras palabras es la suma del calor sensible del líquido más el calor latente del vapor de agua y el calor sensible de recalentamiento. Esta relación se expresa en la ecuación 10 (Díaz & Barreneche, 2005).

$$QLa = L \cdot Ca \cdot pe (Hae - Hai) \quad (10)$$

Cada término de la ecuación se detalla en la tabla 5.

Tabla 5

*Variables para cálculo del calor latente de aire seco exterior*

<b>Término</b>	<b>Especificación</b>	<b>Unidad</b>
QLa	Calor latente del aire exterior	$W$
L	Calor latente de vaporización por unidad de masa de aire seco	$\frac{kJ}{kg}$
Ca	Caudal de aire exterior	$\frac{m^3}{h}$
pe	Densidad	$\frac{kg}{m^3}$
Hae	Humedad específica del aire exterior	$\frac{g \text{ de vapor de agua}}{kg \text{ de aire seco}}$
Hai	Humedad específica del aire interior	$\frac{g \text{ de vapor de agua}}{kg \text{ de aire seco}}$

Fuente: Elaboración propia

Se considera que el producto de L y pe es igual a  $0.8 \frac{Wh}{K m^3}$  (Díaz & Barreneche, 2005) y se reemplaza en la ecuación 10 junto con el valor de Ca hallado en el cálculo del calor sensible.

Los valores de humedad relativa corresponden a 0.64 para la exterior, mientras que la interior es la deseada en el diseño. Según el Reglamento de Instalaciones Térmicas en Edificios (RITE) y el INSST, el rango de humedad relativa interior en una oficina debe estar entre 30% y 70%, pero considerando que el aire acondicionado reseca el ambiente y propicia la aparición de electricidad estática en la oficina, este valor no debe ser menor a 50% para no afectar el confort de las personas. Por tal razón se usa un valor de 55% de humedad relativa para el diseño.

Se advierte que la temperatura de bulbo seco es la temperatura del aire que indica un termómetro expuesto al aire y protegido de la radiación de las superficies del entorno. Los términos de la ecuación 10 se refieren a humedad específica, por ello se hace uso de la carta psicrométrica (figura 13).

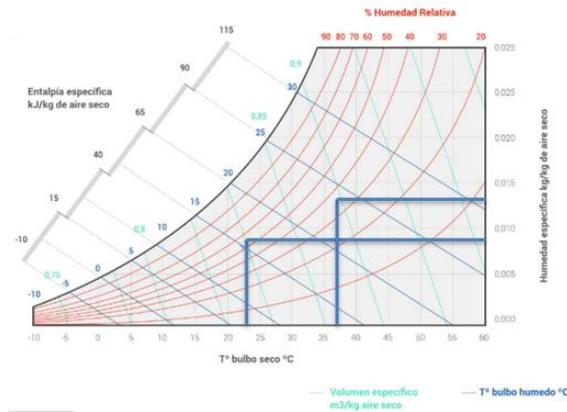


Figura 13. Carta psicométrica.

Fuente: (Friotemp, s.f.)

De este gráfico se establece una relación entre la temperatura de bulbo seco, la humedad relativa expresada como porcentaje y la humedad específica expresada en  $\frac{\text{kg de vapor de agua}}{\text{kg de aire seco}}$ .

Los valores obtenidos para la humedad específica del aire exterior son:

$$H_{ae} = 0.0133 \frac{\text{kg de vapor de agua}}{\text{kg de aire seco}} = 13.3 \frac{\text{g de vapor de agua}}{\text{kg de aire seco}}$$

$$H_{ai} = 0.009 \frac{\text{kg de vapor de agua}}{\text{kg de aire seco}} = 9 \frac{\text{g de vapor de agua}}{\text{kg de aire seco}}$$

Con estos datos se reemplaza en la ecuación 10 y resulta:

$$QLa = (0.8)(9360)(13.3 - 9) = 32198.4 \text{ W} = 32.198 \text{ kW}$$

#### 4.1.5. Ganancias interiores del local

Dentro del sistema escogido, existen distintos objetos que van a generar un calor propio, por ejemplo, las computadoras, televisores, etc. Además, las personas también generan su propio calor. Los de ganancia interior se comentan a continuación.

##### 4.1.5.1. Generada por los ocupantes del sistema

Las personas generan calor a causa de su propio metabolismo y lo libera por radiación de la piel y por convección y evaporación de la piel, ropa y procesos de respiración. Las ganancias de calor debido a las personas se pueden ser sensibles y latentes. La carga debido a la sudoración y respiración es del tipo latente, todo el resto de calor generado por la persona será de tipo sensible. Es importante saber que parte del calor sensible puede ser absorbido por efecto de almacenamiento, mientras que el latente es absorbido por el equipo de aire acondicionado.

Las ganancias de calor generadas por la persona dependen de la actividad que esté realizando. Algunas se mencionan en la tabla 6.

Tabla 6  
Tasa de calor generado por persona en diferentes actividades

Grado de actividad	Ubicación	Calor sensible*	Calor latente*
		qsp	qlp
Sentado en el teatro	Teatro	225	105
Sentado en el teatro, noche	Teatro	245	105
Trabajo muy ligero	Oficinas, hoteles, apartamentos	245	155
Trabajo moderado de oficina activo	Oficinas, hoteles, apartamentos	250	200
Caminar, posición	Banco, farmacia	250	250
Trabajo sedentario	Restaurante	275	275
Baile moderado	Salón de baile	305	545
Trabajo con maquinaria pesada	Fábrica	635	965
Atletismo	Gimnasio	710	1090

\*Unidades en BTU/h. Fuente: ASHRAE Handbook Fundamentals. Elaboración propia.

Se escoge la segunda opción en oficinas ya que es el caso en el que una persona produce más calor. Por lo tanto  $qsp = 250 \frac{BTU}{h} = 73.225 W$ .

Para el cálculo del calor sensible total generado por las personas se usa la ecuación 11.

$$Qsp = N^{\circ} \text{ de personas} \cdot qsp \quad (11)$$

Reemplazando el N° de personas igual a 208.

$$Qsp = (208)(73.225) = 15230.8 W = 15.2308 kW$$

De la tabla 6 se obtiene que  $qlp = 200 \frac{BTU}{hora} = 58.58 W$ .

Para el cálculo del calor latente total generado por las personas se usa la ecuación 12.

$$Qlp = N^{\circ} \text{ de personas} \cdot qlp \quad (12)$$

$$Qlp = (208)(58.58) = 12184.64 W = 12.184 kW$$

#### 4.1.5.2. Generada por la iluminación

Para poder generar la cantidad suficiente de iluminación en un espacio se requiere de energía eléctrica, la cual no solo produce luz, sino también calor. Esa energía se transmite por el espacio de oficinas, una parte por convección, y la otra por radiación hacia las superficies cercanas. Toda esta carga generada por la iluminación será netamente sensible.

Este tipo de carga generada por la iluminación es considerado como el mayor componente de la carga interna, por eso se recalca la importancia de hacer un cálculo preciso de esta.

Actualmente, ya no se usan lámparas incandescentes, pero es importante saber que estas convierten aproximadamente solo el 10% de energía suministrada en luz, el 80% se disipa en radiación y el otro 10% se transfiere por convección y conducción. Las lámparas fluorescentes, que son las que se usan actualmente por su mejor eficiencia, convierten el 25% de la energía

suministrada en luz, 25% en radiación y 50% es disipada por conducción y convección (Díaz & Barreneche, 2005).

La ganancia de calor por iluminación se puede determinar mediante ecuación 13.

$$q = W \cdot CLF \cdot F_{ul} \cdot F_{sa} \quad (13)$$

Cada término de la ecuación se detalla en la tabla 7.

Tabla 7

*Variables para cálculo de calor sensible generado por iluminación*

<b>Término</b>	<b>Especificación</b>
$W$	Capacidad total de iluminación
$CLF$	Factor de carga de enfriamiento
$F_{ul}$	Factor de uso de iluminación
$F_{sa}$	Factor especial de iluminación

Fuente: (Díaz & Barreneche, 2005) Elaboración propia.

Según el Reglamento Nacional de Edificaciones en la norma A080, se halla el número de focos para el área propuesta resultando 46 focos ahorradores de una potencia de 65 W.

Para el factor de carga de enfriamiento, se toma por supuesto que los focos ahorradores funcionan siempre que el sistema de aire acondicionado también lo haga, si se usa esta condición entonces el valor de CLF es igual a 1.

El factor de uso de iluminación es la relación entre los vatios consumidos de manera efectiva y el total de vatios instalados. En general este factor también toma un valor de 1.

El factor especial de iluminación es aplicable en el tipo de lámparas fluorescentes, causadas por las pérdidas por el balastro, en este caso es igual a 1.25.

Reemplazando en la ecuación 13 se obtiene:

$$q = (65)(1)(1)(1.25) = 81.25 \text{ W}$$

En total son 46 focos, por lo que para hallar el valor total de calor sensible generado se debe multiplicar por la cantidad, como lo muestra la ecuación 14.

$$Q = N^{\circ} \text{ luminarias} \cdot q \quad (14)$$

$$Q = (46)(81.25) = 3737.5 \text{ W} = 3.7375 \text{ kW}$$

#### 4.1.5.3. Generada por otros equipos

En un sistema como una oficina, existe ganancia tanto de calor sensible como latente producida por otras fuentes. Las máquinas eléctricas, calculadoras, fotocopiadoras generan calor sensible y su aporte debe entrar en consideración en el cálculo de cargas. Por otro lado, algunos electrodomésticos pueden resultar una combinación de calor sensible y latente. Las ganancias de calor se obtienen directamente de su manual de fabricante.

En el ambiente propuesto se considera se encuentran los equipos electrónicos mencionados en la tabla 8.

Tabla 8  
*Ganancias de calor por equipos de oficina*

Equipo	Cant.	Potencia W	Calor sensible* unitario	Calor latente* unitario	Calor sensible* total	Calor latente* total
Cafetera	4	2000	785	880	3140	3520
Fotocopiadora	3	1760	1706	0	5118	0
Computadora	30	200	717	0	21510	0
Laptop	5	600	683	0	3415	0
Microondas	1	1200	3687	0	3687	0
		Total			36870	3520

\*Unidad en BTU/h

Fuente: (Díaz & Barreneche, 2005). Elaboración propia

#### 4.1.6. Adicional a las ganancias de calor sensible y latente del local

Para realizar las ganancias de calor de un local, es necesario aplicar un adicional de seguridad para compensar algunos errores causados por:

- Ganancias producidas por el calentamiento del aire en los conductos.
- Ganancias equivalentes en las fugas.
- Ganancias en el ventilador.
- Seguridad del sistema.

En general y para este diseño, se usa un adicional del 10% del calor sensible total encontrado. Para calcular el adicional del calor latente, se debe tomar los adicionales producidos por las fugas en los conductos. Así que se toma un 5% del calor latente como adicional.

La tabla 9 muestra un resumen del procedimiento de cálculo de las cargas de refrigeración. Asimismo, para una mejor visualización, se utiliza Matlab para programar una herramienta que permita visualizar de forma gráfica los calores involucrados en el diseño de las cargas (figura 14). Cabe destacar que la data es modificable, por lo que esta herramienta permitirá obtener resultado de cargas de refrigeración para otros ambientes de la ciudad de Piura que deseen refrigerarse.

Tabla 9  
Resumen de cálculo de cargas térmicas

<b>CALOR POR RADIACIÓN</b>				
<b>Ubicación</b>	<b>Área m<sup>2</sup></b>	<b>SHGC</b>	<b>Calor kW</b>	
Ventana	Sur	287	0.34	18.927
	Este	75	0.34	13.291
	Oeste	75	0.34	13.291
Muro	Norte	287	0.34	3.599
<b>Calor total (kW)</b>				49.107
<b>CALOR POR TRANSMISIÓN</b>				
<b>Ubicación</b>	<b>Área m<sup>2</sup></b>	<b>Resistencia térmica m<sup>2</sup> K/W</b>	<b>Calor kW</b>	
Ventana	Sur	287	0.00162	8.431
	Este	75	0.00619	2.214
	Oeste	75	0.00619	2.214
Muro	Norte	287	0.00072	19.110
<b>Calor total (kW)</b>				31.970
<b>CALOR INTERNO</b>				
<b>Concepto</b>	<b>Calor por unidad W</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Calor kW</b>	
Personas	73	208	15.231	
Iluminación	81	46	3.738	
Cafetera	230	4	0.920	
Dispositivos Eléctricos	Fotocopiadora	500	3	1.500
	Computadora	210	30	6.300
	Laptop	200	5	1.000
	Microondas	1080	1	1.080
<b>Calor total (kW)</b>				29.768
<b>CALOR POR AIRE EXTERIOR</b>				
<b>Concepto</b>	<b>Caudal m<sup>3</sup>/h</b>	<b>Variación de Temperatura K</b>	<b>Ce*pe Wh/K m<sup>3</sup></b>	<b>Calor kW</b>
Aire exterior	9360	14	0.35	44.881
<b>Calor sensible total (kW)</b>				155.726
<b>Factor de Seguridad</b>				5%
<b>Calor sensible efectivo total (kW)</b>				163.513

CALOR SENSIBLE

<b>CALOR INTERNO</b>					
<b>CALOR LATENTE</b>	<b>Concepto</b>	<b>Calor por unidad W</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Calor kW</b>	
	Personas	59	208	12.185	
	Cafetera	258	4	1.031	
	Fotocopiadora	0	3	0	
	Computadora	0	30	0	
	Laptop	0	5	0	
	Microondas	0	1	0	
	<b>Calor total (kW)</b>			<b>13.216</b>	
	<b>CALOR POR AIRE EXTERIOR</b>				
	<b>Concepto</b>	<b>Caudal m<sup>3</sup>/h</b>	<b>Diferencia de humedad g/kg</b>	<b>L*pe Wh/K m<sup>3</sup></b>	<b>Calor kW</b>
Aire exterior	9360	5.5	0.8	32.198	
<b>Calor latente total (kW)</b>				<b>45.414</b>	
<b>Factor de Seguridad</b>				<b>10%</b>	
<b>Calor latente efectivo total (kW)</b>				<b>49.955</b>	
<b>CALOR TOTAL kW</b>				<b>213.468</b>	
<b>CALOR TOTAL BTU/h</b>				<b>728,382.538</b>	

Fuente: Elaboración propia.

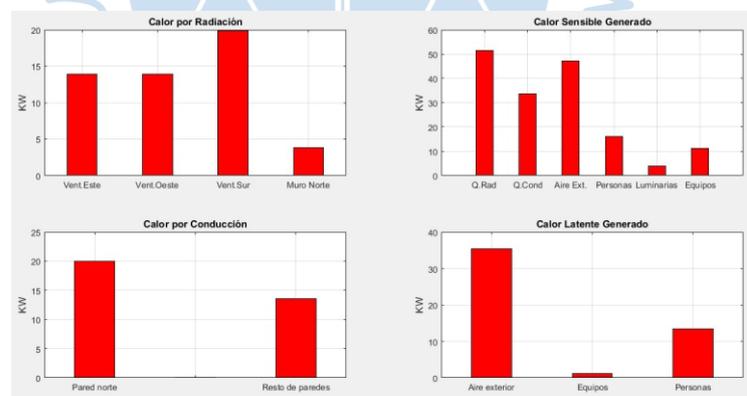


Figura 14. Gráfica de calores involucrados en las cargas de refrigeración.

Fuente: Elaboración propia. Software Matlab.

#### 4.2. Modelación del ciclo de refrigeración por absorción

El objetivo de modelar es crear una representación útil de un ciclo de absorción real, esto implica plantear una serie de ecuaciones que permitan determinar el estado termodinámico de los puntos característicos del ciclo. Las ecuaciones surgen de realizar los balances de masa y de energía para los dispositivos constituyentes del sistema. Revisada la literatura, existen regulares

variaciones del ciclo de refrigeración por absorción; sin embargo, para el presente estudio se considera el ciclo más básico para su análisis mostrado en la figura 15.

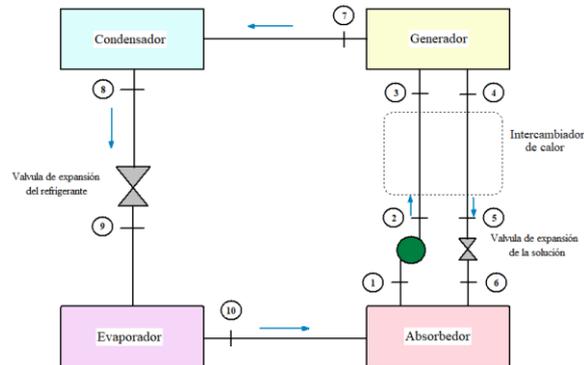


Figura 15. Ciclo básico de refrigeración por absorción.  
Fuente: Elaboración propia. Software EES.

Antes de realizar los balances de masa y energía, es necesario establecer las siguientes hipótesis:

- Los procesos llevados a cabo por cada componente son procesos de flujo estable, es decir, el fluido fluye de manera estacionaria por el componente.
- Los cambios en la energía cinética y potencial se consideran insignificantes respecto a otros términos en la ecuación de la energía.
- Se considera que el sistema entero opera entre dos niveles de presión (alta y baja) cuyas caídas ocurren únicamente en las válvulas de expansión y en la bomba. Cabe mencionar que en realidad hay pérdidas de presión en el paso del fluido por cada componente y por cambios en la elevación; sin embargo, serán despreciadas para el diseño.
- El fluido de trabajo es la mezcla de agua como refrigerante y bromuro de litio como absorbedor. Por lo tanto, se debe tener en cuenta las propiedades termodinámicas de la mezcla.

#### 4.2.1. Estados termodinámicos

Dado que la temperatura de ebullición del bromuro de litio es bastante alta ( $1282^{\circ}\text{C}$ ) es factible afirmar que no es volátil comparado con el agua por lo que, por ejemplo, en el generador, cuando la solución cambia de fase, lo que fluye al condensador es vapor de agua. Sin embargo, desde un punto de vista molecular, algunas moléculas o iones de la sal ( $\text{LiBr}$ ) escapan de la fase líquida y están presentes en el vapor de agua. Esta tendencia de escape es tan pequeña que en el punto 7 se tiene vapor de agua puro sobrecalentado.

Entonces, lo que ocurre en el generador es una evaporación parcial y, como lo que sale del generador es esencialmente vapor de agua libre de la sal, la solución líquida que regresa al absorbedor resulta muy concentrada (puntos 4,5 y 6).

Similar a estos puntos, se puede aplicar el mismo razonamiento para los demás restantes. El resultado del estado termodinámico en cada punto del ciclo se resume en la tabla 10.

Tabla 10.

*Resumen de estados termodinámicos en puntos característicos del ciclo.*

Punto	Estado	Comentario
1	Solución líquida saturada	Calidad de vapor cero
2	Solución líquida subenfriada	Salida de bomba a partir de modelo isentrópico
3	Solución líquida subenfriada	Salida de la corriente fría del intercambiador de calor
4	Solución líquida saturada	Calidad de vapor cero
5	Solución líquida subenfriada	Salida de la corriente caliente del intercambiador de vapor
6	Solución líquida subenfriada	Paso por la válvula de expansión
7	Vapor de agua sobrecalentado	Fracción de masa de la sal es cero
8	Agua líquida saturada	Calidad de vapor cero
9	Mezcla de agua líquido - vapor	La salida de la válvula de expansión puede resultar en dos fases
10	Vapor de agua saturado	Calidad de vapor es uno.

Fuente: (Herold et al., 2016)

Se recuerda que se define a la calidad de una sustancia (en este caso una solución agua bromuro de litio) como la razón entre la masa de vapor y la masa total de la mezcla. Su valor está entre 0 y 1. De ahí que la calidad cero tiene significado si se trata de líquido saturado, mientras que calidad uno se trata de vapor saturado. Cabe mencionar que, en la realidad, las condiciones en estos puntos no son exactamente saturadas. Estas fueron planteadas por conveniencia para el modelado del sistema (Herold, Radermacher, & Sanford, 2016)

#### 4.2.2. Análisis termodinámico componente a componente

Se presentan las siguientes tablas que relacionan cada componente con las ecuaciones que se obtienen de balances de masa y energía.

Tabla 11.  
*Balances de masa por cada componente.*

Componente	Balance de masa	Balance de LiBr
Absorbedor	$\dot{m}_{10} + \dot{m}_6 = \dot{m}_1$	$\dot{m}_1 x_1 = \dot{m}_6 x_6$
Generador	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7$	$\dot{m}_3 x_3 = \dot{m}_4 x_4$
Condensador	$\dot{m}_7 = \dot{m}_8$	$x_7 = x_8$
Válvula del refrigerante	$\dot{m}_8 = \dot{m}_9$	$x_8 = x_9$
Evaporador	$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$	$x_9 = x_{10}$
Bomba	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$	$x_1 = x_2$
Válvula de la solución	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6$	$x_5 = x_6$
Corriente caliente del IC	$\dot{m}_4 = \dot{m}_5$	$x_4 = x_5$
Corriente fría del IC	$\dot{m}_2 = \dot{m}_3$	$x_2 = x_3$

Fuente: (Herold et al., 2016). Cada ecuación se aplica en el código EES (anexo C).

Tabla 12.  
*Balances de energía por cada componente.*

Componente	Balance de energía
Bomba	$\dot{m}_1 h_1 + \dot{W}_b = \dot{m}_2 h_2$
Intercambiador de calor	$\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_5 h_5$
Válvula de la solución	$h_5 = h_6$
Absorbedor	$\dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_6 h_6 = \dot{m}_1 h_1 + \dot{Q}_a$
Generador	$\dot{m}_3 h_3 + \dot{Q}_g = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_4 h_4$
Condensador	$\dot{m}_7 h_7 = \dot{Q}_c + \dot{m}_8 h_8$
Válvula del refrigerante	$h_8 = h_9$
Evaporador	$\dot{m}_9 h_9 + \dot{Q}_e = \dot{m}_{10} h_{10}$

Fuente: (Herold et al., 2016). Cada ecuación se aplica en el código EES (anexo C).

#### 4.2.3. Parámetros de entrada

La resolución del sistema de ecuaciones resultante del modelado del ciclo requiere de valores iniciales o parámetros de entrada de algunas variables de manera que las restantes puedan ser calculadas. Estos parámetros dependen de los estados termodinámicos y estos a su vez de las condiciones de operación del sistema. Los valores se muestran en la tabla 13.

Tabla 13.  
Parámetros de entrada del modelo termodinámico del ciclo.

Parámetro de entrada	Denominación	Valor	Unidad	Ecuación	Efecto en el modelo
Salida del absorbedor	$T_1$	25	°C	$T_1 = T_{sat}(P_{baja}, x_1)$	Fija $x_1$
Salida del generador	$T_4$	90	°C	$T_4 = T_{sat}(P_{alta}, x_4)$	Fija $x_4$
Salida del condensador	$T_8$	40	°C	$T_8 = T_{sat, líquido}(P_{alta})$	Fija $P_{alta}$
Salida del evaporador	$T_{10}$	16	°C	$T_{10} = T_{sat, vapor}(P_{baja})$	Fija $P_{baja}$
Carga de refrigeración	$\dot{Q}_e$	213.47	kW	$\dot{Q}_e = \dot{m}_{10}(h_{10} - h_9)$	Fija flujos máscicos
Efectividad del IC	$\epsilon_{IC}$	0.9	–	$\epsilon = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_2}$	Relaciona temperaturas

Fuente: Elaboración propia.

Los valores de temperatura usados como entradas corresponden respectivamente a los cuatro componentes en cada esquina del ciclo. Cabe mencionar que las temperaturas en el absorbedor y en el generador son medidas para solución de agua y bromuro de litio mientras que en el condensador y evaporador son medidas para el refrigerante (agua). Los criterios para suponer estos valores se mencionan a continuación:

- Dado a la baja presión (por debajo de la atmosférica) en el tramo del evaporador la temperatura de ebullición del agua suele ser menos de 20 °C en aplicaciones de refrigeración. Se considera  $T_{10} = 16$  °C.
- La fuente de calor para sistemas de absorción debe estar entre los 100 y 200 °C (Cengel & Boles, 2015) por lo que el retorno de la solución del generador hacia el absorbedor se supone ligeramente menor a tal rango,  $T_4 = 90$  °C.
- La operación del condensador depende principalmente del medio de enfriamiento, es decir el sumidero donde se desecha el calor del vapor de la solución agua – bromuro de litio. Por tanto, se supone la máxima temperatura ambiente exterior con un margen de 6 °C,  $T_8 = 40$  °C.
- En el absorbedor reaccionan vapor de agua a baja presión proveniente del evaporador y solución concentrada de LiBr a alta temperatura proveniente del generador por lo

que la temperatura en el punto 1 corresponde a la mezcla y varía entre 20 y 50 °C. Se considera  $T_1 = 25$  °C.

- La cantidad de calor absorbido por el evaporador para que el agua líquida pase a vapor depende de los requerimientos de acondicionamiento, es decir, debe ser igual a la carga de refrigeración calculada. Por lo tanto,  $\dot{Q}_e = 213.47$  kW.
- La efectividad del intercambiador de calor hace referencia al intercambio máximo de calor que podría darse. Depende del tipo de intercambiador y de su dimensionamiento. Se escoge una efectividad  $\varepsilon = 90\%$ .

#### 4.2.4. Procedimiento de cálculo

Con los datos iniciales y todas las ecuaciones planteadas se puede empezar por calcular las presiones alta y baja del ciclo; a partir de ahí, hallar las concentraciones y entalpías para cada punto. Por último, se determinan las potencias térmicas junto con los flujos másicos involucrados. Se tiene en cuenta que el sistema trabaja con mezcla de fluidos; es decir, entre los puntos 1 y 6, el fluido de trabajo es vapor de una solución de agua y bromuro de litio en dos concentraciones, mientras que entre los puntos 7 y 10 solo se tiene al agua como refrigerante entre los estados de líquido y vapor.

Para conocer las concentraciones se puede recurrir al diagrama de Dühring, el cual representa el ciclo de absorción en función de la presión de saturación, concentración y temperatura de la disolución, en este caso para la mezcla  $\text{LiBr} - \text{H}_2\text{O}$ . El diagrama es basado en la regla de Dühring, la cual establece que si el punto de ebullición de una disolución se representa con respecto al punto de ebullición del disolvente puro (el agua como refrigerante) a la misma presión, los puntos correspondientes a distintas presiones se aproximan a una recta.

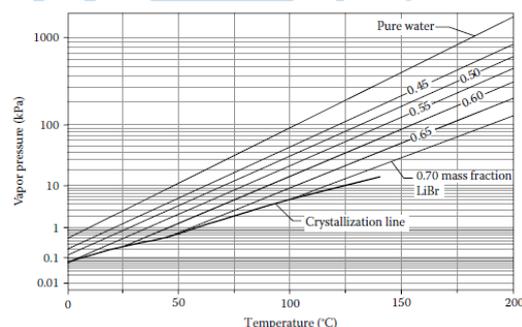


Figura 16. Diagrama de Dühring para la disolución  $\text{LiBr} - \text{H}_2\text{O}$   
Fuente: (Herold, Radermacher, & Sanford, 2016)

Para las entalpías se recurre al diagrama de Merkel, donde se representa información de esta propiedad relacionada con la concentración, temperatura y presión de la disolución. Todas las líneas en este diagrama representan propiedades de saturación.

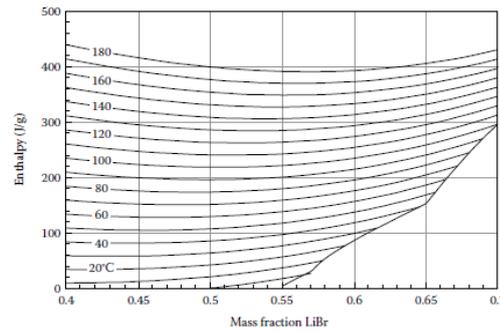


Figura 17. Diagrama de Merkel para la disolución  $\text{LiBr} - \text{H}_2\text{O}$   
Fuente: (Herold, Radermacher, & Sanford, 2016)

#### 4.2.4.1. Implementación de software EES

*Engineering Equation Solver* (EES) es un software cuya función básica es la solución numérica de ecuaciones algebraicas, ecuaciones no lineales y ecuaciones diferenciales. Incorpora diversas funciones matemáticas y propiedades termodinámicas y de transporte para cientos de fluidos incluida la mezcla  $\text{LiBr} - \text{H}_2\text{O}$  lo que supone una gran ventaja que convierte al software en una herramienta valiosa para desarrollar el modelo matemático del ciclo de absorción. Los valores de las propiedades pueden ser integradas en las ecuaciones de los balances para poder determinar el estado termodinámico para cada punto del ciclo. Por tal motivo, para la presente investigación se obtienen los resultados a partir de un código en EES (anexo C).

#### 4.2.5. Resultados

En la tabla 14 se muestran las propiedades termodinámicas de cada punto característico del ciclo de refrigeración por absorción.

La eficiencia de un sistema de refrigeración se expresa en términos del coeficiente de desempeño COP, por sus siglas en inglés. El objetivo de este sistema es remover calor del espacio refrigerado. Para tal objetivo se requiere de una entrada, por lo que el COP se puede expresar según la ecuación 15.

$$COP = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} \quad (15)$$

En los sistemas convencionales por compresión de vapor, la entrada requerida vendría a ser el trabajo de accionamiento requerido por el compresor mecánico. Dado que la cantidad de calor removido del espacio refrigerado puede ser mayor que la entrada de trabajo requerida, el COP para estos sistemas suele ser mayor que la unidad.

Tabla 14  
Propiedades termodinámicas de cada punto del ciclo por absorción.

Punto	$h_i$ [J/g]	$\dot{m}_i$ [kg/s]	$Q_i$ [-]	$T_i$ [°C]	$x_i$ $\left[\frac{\text{kg LiBr}}{\text{kg H}_2\text{O}}\right]$	$P_i$ [kPa]
1	47.7	0.230		25	0.3789	1.819
2	47.7	0.230		25	0.3789	7.381
3	114.0	0.230		50.87	0.3789	7.381
4	226.0	0.139		90.00	0.6246	7.381
5	116.8	0.139		31.50	0.6246	7.381
6	116.8	0.139		31.50	0.6246	1.819
7	2593.2	0.09		50.44	0	7.381
8	167.5	0.09		40	0	7.381
9	167.5	0.09	0.04077		0	1.819
10	2529.9	0.09		16	0	1.819
Potencias térmicas y COP						
$\dot{W}_b$	Potencia de la bomba					0.9418 W
$\dot{Q}_c$	Calor liberado por el condensador					219.2 kW
$\dot{Q}_e$	Calor absorbido por el evaporador					213.47 kW
$\dot{Q}_a$	Calor liberado por el absorbedor					233.9 kW
$\dot{Q}_g$	Calor de generación					239.7 kW
$\dot{Q}_{IC}$	Tasa de calor en el intercambiador de calor					15.22 kW
$COP$	Coeficiente de rendimiento					0.9

Fuente: Elaboración propia. Software EES.

Por el contrario, en un sistema por absorción, la entrada requerida es la potencia térmica de la fuente a alta temperatura sumada con la potencia de entrada en la bomba. Esta última resulta ser despreciable frente a las demás potencias por lo que el COP para un sistema de absorción se expresa según la ecuación 16.

$$COP_{\text{absorción}} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g + \dot{W}_b} \approx \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g} \quad (16)$$

En este caso,  $\dot{Q}_g$  suele ser mayor que  $\dot{Q}_e$ ; de hecho, el COP de sistemas de refrigeración por absorción por lo común es menor que la unidad, y el resultado del modelo fue de un coeficiente de desempeño igual a 0.9.

Con ayuda del EES, se puede representar la influencia de la efectividad del intercambiador de calor sobre el COP con ayuda de una tabla paramétrica. Se muestra la relación entre ambos coeficientes en la gráfica de la figura 18.

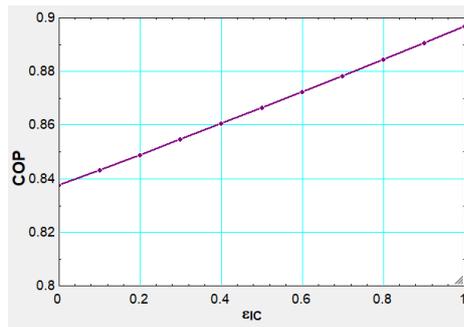


Figura 18. Relación entre el COP y  $\epsilon_{IC}$   
Fuente: Elaboración propia. Software EES.

De la gráfica se discute lo siguiente:

- Sin un intercambiador de calor ( $\epsilon_{IC} = 0$ ), el desempeño del sistema es mínimo ya que no es aprovechada la energía térmica de la solución concentrada que retorna hacia el absorbedor lo que implica que el generador requerirá mayor energía para cumplir su función (mayor  $\dot{Q}_g$ )
- Por el contrario, con un muy eficiente intercambiador de calor ( $\epsilon_{IC} \approx 1$ ), el desempeño resulta máximo ya que habrá un mayor aprovechamiento de la energía térmica dentro del propio sistema y por tanto la entrada requerida será menor.

#### 4.3. Modelación del ciclo de refrigeración por compresión de vapor

De manera similar al ciclo por absorción, se realizan balances de energía para los componentes del ciclo por compresión de vapor (tabla 15) y con ayuda del software EES se obtienen los siguientes resultados para los estados termodinámicos del ciclo en la tabla 16. Se utilizan las propiedades del refrigerante R-134.

Se considera que el refrigerante ingresa al compresor a 120kPa como vapor saturado mientras que pasa por la válvula como líquido saturado a una temperatura de 36 °C.

Tabla 15.

*Balances de energía por cada componente del ciclo por compresión mecánica.*

Componente	Balace de energía
Compresor	$\dot{W}_{comp} = \dot{m}(h_2 - h_1)$
Condensador	$\dot{Q}_H = \dot{m}(h_2 - h_3)$
Válvula de expansión	$h_3 = h_4$
Evaporador	$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_4 - h_1)$

Fuente: Elaboración propia. Cada ecuación se aplica en el código EES.

Tabla 16.  
*Resultados de estados termodinámicos.*

	P [kPa]	T [°C]	s $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg C}}\right]$	h $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right]$
1	120	-22.32	0.9478	237
2	931.8	45.8	0.9478	279.7
3	931.8	36	0.376	102.3
4	120	-22.32	0.376	93.54

Fuente: Elaboración propia.

La potencia del compresor tiene un valor de 4.169 kW para el sistema planteado.





## Capítulo 5

### Implementación de sistemas de captación solar

#### 5.1. Diseño de banco de colectores solares

La energía solar que llega a la tierra se obtiene debido a que en el núcleo del Sol se producen constantemente reacciones de fusión a temperaturas de millones de grados las cuales liberan ingentes cantidades de energía en forma de radiación electromagnética. Una parte de esta energía llega a la parte exterior de la atmósfera terrestre con una irradiancia promedio alrededor de  $1367 \frac{W}{m^2}$ , la cual varía dependiendo de la distancia entre el Sol y la Tierra (Asea Brown Boberi).

La irradiancia solar es la intensidad de la radiación electromagnética solar incidente en una superficie de un metro cuadrado  $(\frac{kW}{m^2})$ . Al atravesar la atmósfera, la irradiancia decae debido a que es parcialmente reflejada y absorbida.

La irradiación solar es la integral de la irradiancia a lo largo de un tiempo determinado  $(\frac{kWh}{m^2})$ . La radiación que incide sobre una superficie horizontal está compuesta por radiación directa, relacionada con la irradiancia sobre la superficie, por radiación difusa, que llega a la superficie procedente de todo el firmamento y no solo de una parte de este, y por radiación reflejada en determinadas superficies del suelo y el entorno próximo (Asea Brown Boberi).

##### 5.1.1. Colector solar

Un colector solar convierte la energía de irradiación solar en energía térmica de un fluido de trabajo en aplicaciones termosolares.

Los colectores solares generalmente se clasifican en dos categorías según las proporciones de concentración: colectores no concentradores y colectores concentradores. Un colector no concentrador tiene la misma área de interceptación que su área de absorción, mientras que un colector concentrador tiene superficies reflectantes cóncavas para interceptar y enfocar la irradiación solar en un área receptora mucho más pequeña (Tian & Zhao, 2012).

### 5.1.1.1. Colector no concentrador

#### 5.1.1.1.1. Colector solar plano

Cuando la radiación solar pasa a través de una cubierta transparente e incide en la superficie absorbente ennegrecida de alta capacidad de absorción, como se observa en la figura 19, la placa absorbe una gran parte de esta energía y luego es transferida al fluido que es transportado en los tubos para su almacenamiento o posterior uso.

La parte inferior de la placa absorbente y el lado de la carcasa están bien aislados para reducir las pérdidas de conducción. Los tubos pueden soldarse a la placa absorbente, o pueden ser una parte integral de la placa (Kalogirou, 2004).

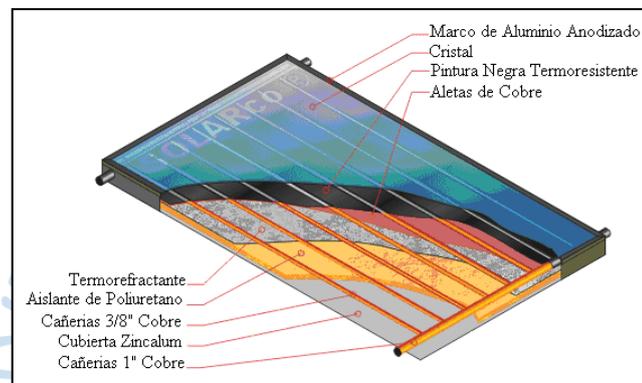


Figura 19. Estructura de colector solar plano.

Fuente: (Román, 2008)

### 5.1.2. Cálculo de colectores

Obtenida la carga térmica total de la oficina, se procederá al cálculo del número de colectores, teniendo en consideración factores climáticos de la zona y del sistema de acondicionamiento a implementar. Para la obtención de este valor se utiliza la ecuación 17 (Hernández G., 2012):

$$A_T = \frac{\dot{Q}}{COP \left( \eta_o - k \frac{T_m - T_a}{I} \right)} \quad (17)$$

donde:

$A_T$ : Área total de colectores solares [m<sup>2</sup>]

$\dot{Q}$ : Carga térmica total del edificio [kW]

COP: Coeficiente de rendimiento [-]

$\eta_o$ : Eficiencia del colector solar [-]

k:	Coefficiente de pérdidas de calor del colector solar	$\left[\frac{W}{m^2K}\right]$
$T_m$ :	Temperatura media de trabajo del colector	[K]
$T_a$ :	Temperatura ambiente	[K]
I:	Irradiancia solar promedio	$\left[\frac{kW}{m^2}\right]$

Se selecciona el colector solar SchücoSol K cuya ficha técnica (anexo D) tiene los siguientes datos importantes para el cálculo a realizar:

Tabla 17  
*Datos de colector solar*

<b>SchücoSol K</b>	
Superficie	2.53 m <sup>2</sup>
Eficiencia ( $\eta_o$ )	79.9%
Coefficiente de pérdidas de calor (k)	3.97 $\frac{W}{m^2K}$
Coefficiente de absorción	95.0%
Fuente: Elaboración propia	

En la tabla 18 se muestran los datos obtenidos durante el desarrollo del presente trabajo para el cálculo de colectores.

Tabla 18.  
*Datos para cálculo de colectores.*

<b>Datos</b>	
Carga térmica total	213.5 kW
COP	90%
Temperatura promedio en Piura	34 °C
Irradiancia solar promedio	520 $\frac{W}{m^2}$
Fuente: Elaboración propia	

Para la temperatura promedio de trabajo del colector  $T_m$  se utiliza la ecuación 3 tomando  $b = 0.95$  como el coeficiente de absorción del colector y  $Re = 3157 \frac{W}{m^2}$  de acuerdo con los valores de irradiancia a la latitud considerada para la ciudad de Piura.

$$T_m = 9.5 + (0.95) \left( \frac{3157}{754.38} \right) (19.9) = 88^\circ C$$

Reemplazando datos en la ecuación 17 se obtiene  $A_T = 613.4 m^2$ . Para obtener el número de colectores se divide el resultado entre el área unitaria del colector seleccionado.

$$\#colectores = \frac{613.4}{2.53} \approx 243 \text{ colectores}$$

## 5.2. Diseño del sistema fotovoltaico

### 5.2.1. Software PVSol

Se dispone del software PVSol que permite diseñar y simular sistemas fotovoltaicos conectados a red, desde baterías hasta vehículos eléctricos con una alta precisión de resultados, esto debido a que cuenta con una gran base de datos de los principales componentes tales como inversores, paneles solares y baterías. Además, cuenta con datos climatológicos de muchas ciudades a nivel mundial por lo que se puede simular con datos reales de localidades. Su interfaz resulta amigable para el usuario, y el ingreso de parámetros es sencillo; por último, está en constante actualización por lo que los errores se corrigen rápidamente y se van puliendo las características que ofrece.

### 5.2.2. Análisis de consumo energético

Se realizó la curva aproximada del consumo diario de 16 equipos de aire acondicionado modelo AVNQ48GM2A0, para su posterior análisis. Este modelo tiene una potencia de entrada de 4.45 kW y una capacidad de enfriamiento de 48000 BTU, como se observa en el anexo E. A continuación, se resumen los datos antes mencionados en la figura 20.

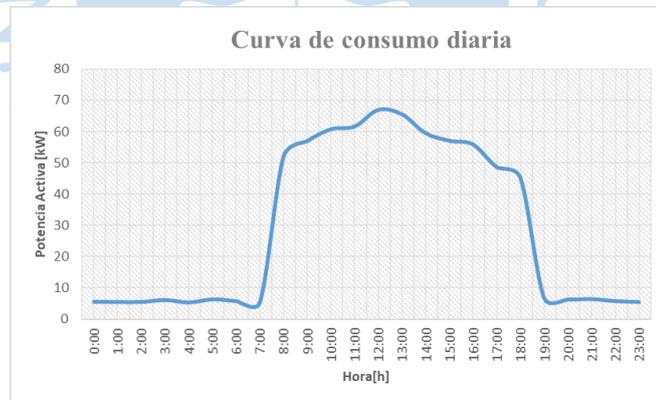


Figura 20. Consumo diario promedio de energía activa.  
Fuente: Elaboración propia. Software PVSol

### 5.2.3. Simulación de sistema fotovoltaico

Con los datos obtenidos mediante el análisis de consumo se procede a realizar una simulación con el software PVSol, que permite obtener resultados aproximados del funcionamiento real del sistema.

Para el dimensionamiento, se ingresa el perfil de carga y consumo anual de energía aproximado, entonces, mediante un método iterativo de prueba y error se busca el sistema más adecuado.

### 5.2.3.1. Paneles solares

El sistema está compuesto por 225 paneles solares monocristalinos con la última tecnología PERC Half cell de 400 Wp de potencia cada uno, conformando un sistema fotovoltaico de 90 kWp; como se observa en la figura 21.

The screenshot shows the configuration interface for solar panels in the PVSol software. The 'Fabricante' (Manufacturer) is set to 'Jinko Solar' and 'Módulos FV' (PV Modules) is 'CheetahPerc JK400M-72-V'. There are checkboxes for 'Selección desde favoritos únicamente', 'Photo Plan - Vista fotográfica preliminar de la asignación del tejado', and 'Asignación gráfica'. The 'Número de módulos' (Number of modules) is 225, resulting in a total power of 90.00 kWp. The 'Situación de montaje' (Mounting situation) is 'Sobre soportes - tejado' (On supports - roof). The 'Seguimiento' (Tracking) is set to 'Ninguno' (None). The 'Inclinación' (Tilt) is 15° and the 'Orientación' (Orientation) is 0°. A compass rose indicates an 'Acimut 0°' (Azimuth 0°).

Figura 21. Parámetros de paneles solares.  
Fuente: Elaboración propia. Software PVSol.

### 5.2.3.2. Inversor fotovoltaico

The screenshot displays the inverter configuration and panel array details in the PVSol software. At the top, it shows 'Número de inversores' (Number of inverters) as 4, 'Calidad de la conexión' (Quality of connection) as 78.67%, and 'Carga desequilibrada' (Unbalanced load) as 0 kVA. The 'Modelo de inversor' (Inverter model) is 'FRONIUS Symo 20.0-3-M'. Below this, the 'Número de módulos' (Number of modules) and 'Factor de dimensionamiento' (Dimensioning factor) are shown. The array configuration includes 3x 'FRONIUS Symo 20.0-3-M' inverters, with 3x 22.4 kWp and 1x 22.8 kWp. The 'PRUEBA' (Test) section shows 'CONEXIÓN: Superficie fotovoltaica 1' (Connection: Photovoltaic surface 1) with 'INVERSOR 1' and 'INVERSOR 2' configurations. The 'VALORES' (Values) section shows 'MPP 1: 2 Líneas x 14 Módulos en serie' and 'MPP 2: 2 Líneas x 14 Módulos en serie' for Inverter 1, and 'MPP 1: 3 Líneas x 9 Módulos en serie' and 'MPP 2: 2 Líneas x 15 Módulos en serie' for Inverter 2.

Figura 22. Configuración y arreglo de paneles solares e inversor.  
Fuente: Elaboración propia. Software PVSol

Se selecciona un modelo de inversor Fronius de 20 kW, equipo de la más alta gama, diseñado y fabricado en Austria con los más altos y exigentes estándares internacionales.

En la figura 22 se aprecia el número de inversores, así como los arreglos de paneles para cada uno, resultando en una calidad de conexión del 78.67%.

### 5.2.3.3. Resultados de simulación

Instalación FV	
Potencia generador FV	90 kWp
Rendimiento anual espec.	1,733.55 kWh/kWp
Coefficiente de rendimiento de la instalación (PR)	83.2 %
Energía de generador FV (Red CA)	
Consumo propio	156,019 kWh/Año
Inyección en la red	0 kWh/Año
Limitación en el punto de inyección	5,486 kWh/Año
Proporción de consumo propio	96.5 %
Emisiones de CO <sub>2</sub> evitadas	92,578 kg / año
Consumidores	
Consumidores	260,000 kWh/Año
Consumo Standby (Inversor)	31 kWh/Año
Consumo total	260,031 kWh/Año
cubierto mediante energía fotovoltaica	150,533 kWh/Año
cubierto mediante red	109,499 kWh/Año
Fracción de cobertura solar	57.9 %

Figura 23. Resumen de resultados de simulación.

Fuente: Elaboración propia. Software PVSol.

En la figura 23 se observa que la solución propuesta permite obtener una proporción de consumo propio de energía en horas de sol superior al 96% y una fracción de cobertura del consumo total de energía durante el año del 57.9%, la cual puede verse incrementada variando algunos hábitos de consumo, enfocando el encendido y funcionamiento de ciertas cargas durante horas de sol.

Durante el año se aprovechan aproximadamente 150,533.00 kWh de la energía solar disponible que, traducido al costo de la energía actual del cliente, significa un ahorro anual de aproximadamente S/. 60,213.20 a un costo de alrededor de 0.4 soles/kWh. Este costo es referencial debido a que depende del sistema eléctrico y de la potencia contratada del proveedor eléctrico.

También se observa que, gracias a la energía ahorrada del sistema eléctrico, se evitan 73,329 kg de CO<sub>2</sub> al año, lo cual también es referencial ya que varía según cómo se produce la energía eléctrica en la localidad.

En la figura 24 se muestran de forma gráfica la solución propuesta.

#### 5.2.3.3.1. Flujo de energía

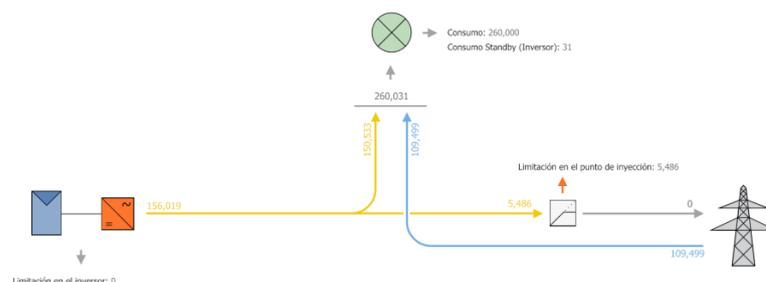


Figura 24. Flujo de energía entre el sistema fotovoltaico, consumidor y red eléctrica.

Fuente: Elaboración propia. Software PVSol.

El total de energía consumida al año asciende a 260,031.00 kWh/año, de los cuales 150,533 kWh/año serán cubiertos por la instalación fotovoltaica. Existen horas del día cuando se produce energía excedente respecto al consumo, pero mediante un Smart Meter se puede limitar la inyección a red, como se muestra en la figura 24; esto debido a una ley en Perú que evita esta situación.

#### 5.2.3.3.2. Utilización de la energía fotovoltaica

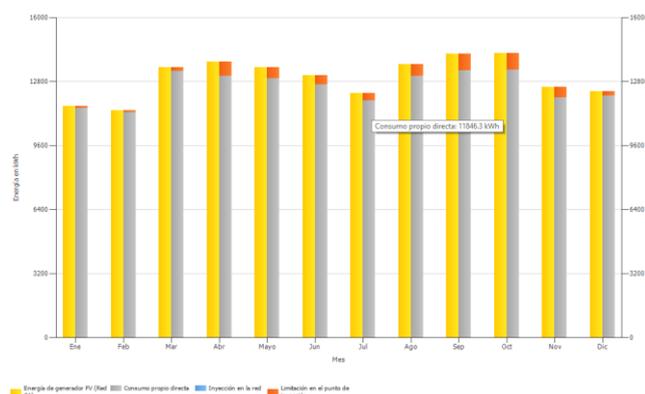


Figura 25. Utilización de la energía fotovoltaica durante el año.  
Fuente: Elaboración propia. PVSol.

En la figura 25, se aprecia la estabilidad de producción anual de energía, aún en meses de invierno como junio, julio y agosto, cuando son menores los valores de irradiación en la zona norte del Perú.

#### 5.2.3.3.3. Cobertura del consumo

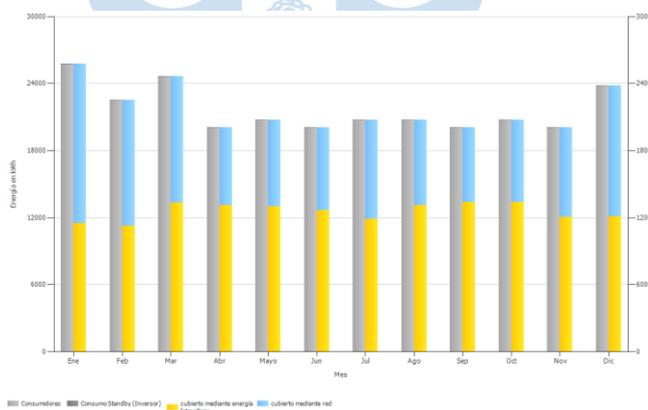


Figura 26. Cobertura de la energía fotovoltaica durante el año.  
Fuente: Elaboración propia. Software PVSol.

En la figura 26 se aprecia el nivel de cobertura anual promedio del 58%, el cual incluso entre los meses de junio y octubre supera el 65% del consumo de energía del cliente.

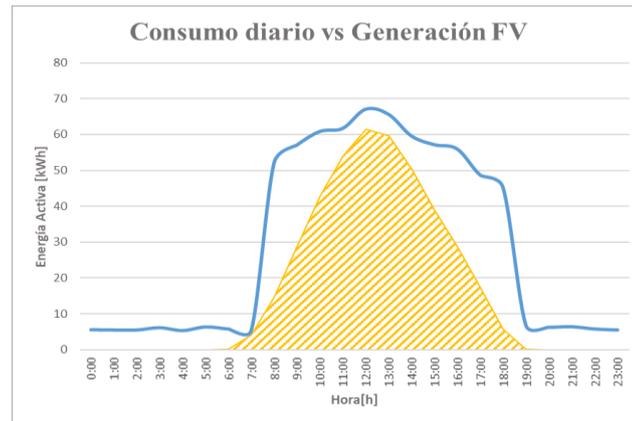


Figura 27. Curva de consumo promedio vs producción del sistema FV 90 kW.

Fuente: Elaboración propia. Software PVSol.

En la figura 27, el área sombreada de amarillo representa la energía fotovoltaica que será abastecida por parte del sistema fotovoltaico de 90 kW. Es una representación aproximada de la cobertura del sistema fotovoltaico respecto a la carga total consumida por los aires acondicionados.

En resumen, en la tabla 19 se presentan los principales equipos para la conformación del sistema fotovoltaico propuesto.

Tabla 19.

Resumen de componentes del sistema.

Componente	Panel fotovoltaico	Inversor	Aire acondicionado
Fabricante	Jinko Solar	Fronius	LG
Tipo	Monocristalino PERC	Conexión a red	Inverter
Modelo	JKM400M-72HL-V	SYMO 20.0-3-M	AVNQ48GM2A0
Potencia unitaria	400 W	20 kW	4.45 kW
Cantidad	225	4	16
Potencia total	90 kW	80 kW	71.2 kW

Fuente: Elaboración propia.

## Capítulo 6

### Resultados

#### 6.1. Análisis de costos

##### 6.1.1. Del banco de colectores

##### 6.1.1.1. Software RETScreen

RETScreen Clean Energy Management Software tiene la finalidad de incentivar tanto entidades públicas como privadas a desarrollar proyectos que involucren temas como energías renovables, eficiencia energética y cogeneración, ya que permite hacer simulaciones de sistemas para fines de comerciales, de fábricas, edificios o incluso residenciales evitando gastar cantidades importantes de dinero en la construcción y desarrollo de proyectos. El software cuenta con una amplia variación de datos que están a disposición del usuario incluyendo datos de satélites de la NASA.

##### 6.1.1.2. Costos y uso de software

En base a costos consultados en fichas técnicas y algunos datos de internet, se presenta la siguiente tabla con las principales partidas que implica el sistema de banco de colectores.

Tabla 20.

*Relación de algunos costos del sistema por absorción a colectores solares.*

Dispositivos	Marca	Precio unitario (USD)	Cantidad	Precio total (USD)
Colectores solares	Schüco CTE 319 CH	821.07	243	199,520.01
Sistema de absorción	World Energy Absorption Chiller L75HH	300,000	1	300,000
Bomba	Humboldt 0.5HP	75	1	75
Tuberías y accesorios	PAVCO	22.5	35	787.5
	Subtotal			500,382.51
	Total (20% de las instalaciones)			600,459.01

Fuente: Elaboración propia

La información técnica del equipo L75HH del sistema de absorción se muestra en el anexo F. A partir de esta información se puede realizar un análisis económico de la rentabilidad

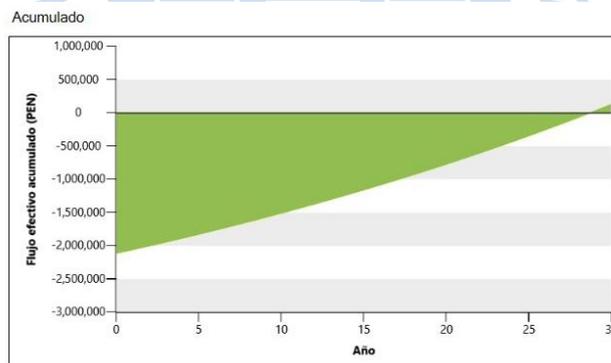
del proyecto de acondicionamiento con sistema de absorción. Se obtuvo como resultado que el sistema es rentable a partir del año 28 aproximadamente, debido a que los costos de implementación son altos y los flujos de ahorro, por el uso de esta energía renovable, expresados en dinero, son pequeños a lo largo de los años. Asimismo, los costos por mantenimiento anual desfavorecen la viabilidad del sistema.

Costos   Ahorros   Ingreso			
<b>Costos iniciales</b>			
Costo inicial	100%	PEN	2,112,500
<b>Costos iniciales totales</b>	<b>100%</b>	<b>PEN</b>	<b>2,112,500</b>
<b>Flujo de caja anuales - Año 1</b>			
<b>Costos anuales/pagos de deuda</b>			
Costo de combustible - caso propuesto		PEN	102,051
Costo de O y M (ahorros)		PEN	0
Mantenimiento		PEN	3,000
Pagos de la deuda		PEN	0
<b>Costos anuales totales</b>		<b>PEN</b>	<b>105,051</b>
<b>Ahorros e ingresos anuales</b>			
Costo de combustible - caso base		PEN	159,202
Ingresos por reducción GEI		PEN	0
Ingresos "premium" del cliente (rebaja)		PEN	0
Otros ingresos (costo)		PEN	0
<b>Ingresos y ahorros anuales totales</b>		<b>PEN</b>	<b>159,202</b>
<b>Flujo de efectivo neto anual - Año 1</b>		<b>PEN</b>	<b>54,151</b>

*Figura 28.* Viabilidad financiera del sistema de banco de colectores.

Fuente: Elaboración propia. Software RETScreen

Para el piso de oficinas propuesto, no resulta factible la implementación del sistema de refrigeración por absorción, debido a que la vida útil de los colectores oscila entre 25 y 30 años, por lo que no se aprecian ahorros significativos en su implementación.



*Figura 29.* Flujo de efectivo del proyecto.

Fuente: Elaboración propia. Software RETScreen.

### 6.1.2. Del sistema fotovoltaico

En la tabla 21 se muestra a detalle cada componente del sistema fotovoltaico y la respectiva cotización del sistema en total.

Tabla 21.  
Cotización del sistema fotovoltaico.

Código	Descripción	Unidad	Cantidad	Subtotal
001	Panel solar MONO PERC 400 Wp clase A - alta eficiencia	UND	225.00	
002	Inversor trifásico de interconexión a red de 20 kW	UND	4.00	118,770.69 USD
003	Sistema de limitación de inyección a red trifásico	UND	1.00	
004	Tablero de interconexión a red y protecciones AC	UND	1.00	<b>IGV</b>
005	Tablero de acometida y protecciones DC	UND	1.00	21,378.72 USD
006	Caja de pases para conexiones DC	UND	10.00	
007	Kit terminales MC4	PAR	18.00	<b>Total</b>
008	Estructura de aluminio T/inclinación 15° por un panel	UND	225.00	
009	Aire acondicionado LG AVNQ48GM2A0	UND	16.00	140,149.41 USD
010	Instalación electromecánica según condiciones técnicas	GLB	1.00	

Fuente: Elaboración propia.

El costo de la inversión inicial del proyecto asciende a 140,149.41 USD. Con una cobertura anual del consumo energético del 57.90 % se ha estimado un ahorro anual de S/60,213.20 o de 17,253.07 USD según el tipo de cambio actual.

En base a los costos de inversión inicial y ahorro anual se calculan los indicadores financieros y nivel de rentabilidad del proyecto en 25 años, debido a que la eficiencia de los paneles solares decae a lo largo del tiempo. En la figura 30 se resume el flujo de fondos del proyecto.

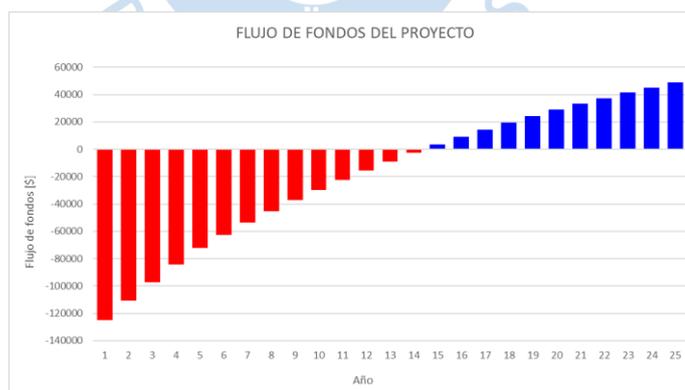


Figura 30. Flujo de fondos del proyecto.

Fuente: Elaboración propia.

Tomando como referencia una tasa de interés bancario del 5%, el proyecto se amortiza en menos de 14 años, con un costo de mantenimiento de 1,000.00 USD al año.

Tabla 22.  
Indicadores financieros del proyecto.

Implementación de sistema fotovoltaico	
Costo inicial del proyecto	140,149.41 USD
Ingreso anual por ahorro de energía	17,253.07 USD
Costo de mantenimiento anual	1,000.00 USD
Tasa de interés del proyecto	5%
VAN	86,472.23 USD
TIR	9.22%
ROI	13.29 años

Fuente: Elaboración propia.

El análisis económico también se realizó en RETScreen, resultando un flujo de efectivo muy cercano al obtenido anteriormente. Se puede apreciar que el proyecto resulta rentable a partir del año 14, obteniéndose un ahorro de aproximadamente 175 mil soles al cabo de la vida útil de los paneles, 25 años.

Costos   Ahorros   Ingreso			
<b>Costos iniciales</b>			
Costo inicial	100%	PEN	455,276
<b>Costos iniciales totales</b>	<b>100%</b>	<b>PEN</b>	<b>455,276</b>
<b>Flujo de caja anuales - Año 1</b>			
<b>Costos anuales/pagos de deuda</b>			
Costo de O y M (ahorros)		PEN	0
Mantenimiento de los Paneles Solares		PEN	3,490
Pagos de la deuda		PEN	0
<b>Costos anuales totales</b>		<b>PEN</b>	<b>3,490</b>
<b>Ahorros e ingresos anuales</b>			
Ingresos por exportación de electricidad		PEN	36,004
Ingresos por reducción GEI		PEN	0
Otros ingresos (costo)		PEN	0
Ingresos por producción de EL		PEN	0
<b>Ingresos y ahorros anuales totales</b>		<b>PEN</b>	<b>36,004</b>
<b>Flujo de efectivo neto anual - Año 1</b>		<b>PEN</b>	<b>32,514</b>

Figura 31. Viabilidad financiera del sistema de paneles fotovoltaicos.  
Fuente: Elaboración propia. Software RETScreen.

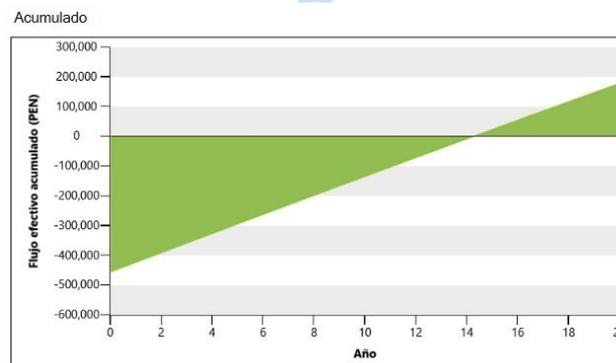


Figura 32. Flujo de efectivo del proyecto con paneles solares.  
Fuente: Elaboración propia. Software RETScreen.

## 6.2. Impacto energético y medioambiental

### 6.2.1. Potencial de fuentes renovables en el Perú

El Perú, gracias a su diversidad y ecosistemas únicos, es un país rico en climas y recursos renovables (energía eólica, solar, biomasa, geotérmica, etc.) las cuales permiten que exista la alternativa de usar otras fuentes de generación distintas al gas natural y a las grandes centrales hidroeléctricas. Según un estudio presentado por OSINGERMIN en el año 2016 se resalta lo siguiente:

- Energía solar: En el país las regiones con mayores recursos para usar este tipo de generación, se encuentra a lo largo de la costa meridional de Arequipa, Moquegua y Tacna, donde la radiación media anual es de alrededor de  $250 \frac{W}{m^2}$ .
- Energía geotérmica: Perú forma parte del anillo de fuego del Pacífico, que se encuentra caracterizado por una alta frecuencia de movimientos tectónicos. Gracias al Organismo Japonés de Cooperación Internacional (JICA), se llegó a la conclusión que el potencial del país es de 3000 MW.
- Energía hidroeléctrica: Se estima que el potencial es de 69445 MW concentrada en la cuenca del Pacífico.
- Bioenergía: Considerando la cantidad de tipos de cultivos que existen en el Perú, dos de los principales cultivos para aprovechar esta energía son la caña de azúcar y el sorgo. Perú tiene un potencial de hasta 117 MW con centrales eléctricas convencionales de biomasa y de 5151 MW usando centrales de biogás.

Tabla 23.  
*Potencial de energías renovables en el Perú.*

Fuente	Potencial	Aplicación
Hidroeléctrica	69 445 MW	Electricidad
Solar	Radiación: 250 W/m <sup>2</sup>	Electricidad, calor
Eólica	22 450 MW	Electricidad
Geotérmica	3000 MW	Electricidad, calor
Bioenergía	177 MW (biomasa) 5151 MW (biogás)	Electricidad

Fuente: La Industria de la Electricidad en el Perú (OSINERGMIN, 2016)

En el año 2015, el Perú empieza a tener en consideración la generación de energía por fuentes no convencionales, en comparación con el 2008 (OSINERGMIN, 2016), como se puede ver en figura 33.

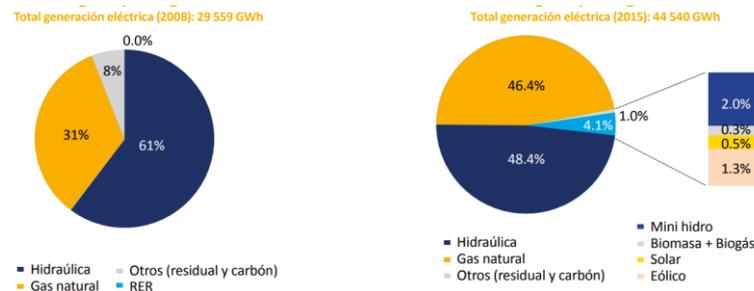


Figura 33. Producción de energía según el tipo de generación.  
Fuente: La Industria de la Electricidad en el Perú.

## 6.2.2. Huella de carbono

La huella de carbono es la medición de los gases de efecto invernadero, que se pueden medir en kilogramos de dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) que, al momento de desarrollar actividades cotidianas o producir un bien, son expulsados a la atmósfera. Esta medición de CO<sub>2</sub> abarca desde el proceso de producción de materias primas hasta el tratamiento de residuos ( Ministerio del Ambiente, 2010)

La importancia de la medición de la huella de carbono radica en que permite identificar las principales fuentes de emisiones de CO<sub>2</sub> y poder diseñar proyectos para lograr su disminución, alcanzando de esta manera mejoras ambientales, económicas y sociales.

Las principales actividades que originan la huella de carbono se detallan en la tabla a continuación:

Tabla 24.  
*Actividades que originan la huella de carbono.*

Actividades	Descripción
Consumo de energía eléctrica	Cantidad de energía eléctrica consumida en kWh
Consumo de combustibles en el transporte	Consumo de combustible: gasolina, gas natural, GLP o Diesel, expresado en galones o kg.
Consumo de combustibles para producción	Cantidad de GLP, gas natural o Diesel, usado para producir un bien.

Fuente: Ficha informativa Huella de Carbono MINEM.

Para el cálculo de las emisiones de CO<sub>2</sub> se utiliza la ecuación 18.

$$Emisiones_{CO_2} = (\text{consumo de energía})(\text{factor de emisión}) \quad (18)$$

Donde el consumo de energía puede ser: cantidad de energía eléctrica (kWh), gasolina (galón), diésel (galón) o GLP (kg); mientras que el factor de emisión es el valor definido que expresa la cantidad de CO<sub>2</sub> emitida y se muestran en la tabla 25.

Tabla 25.  
Factor de emisión de kg CO<sub>2</sub>.

Fuente	Factor	Unidades
Energía eléctrica	0.615	$\frac{kg\ CO_2}{kWh}$
GLP	2.75	$\frac{kg\ CO_2}{kg}$
Diesel	9.75	$\frac{kg\ CO_2}{galón}$
Gasolina	7.9	$\frac{kg\ CO_2}{galón}$
Leña	1.7	$\frac{kg\ CO_2}{kg}$

Fuente: Ficha informativa Huella de Carbono MINEM

### 6.2.3. Cálculo de emisiones de CO<sub>2</sub>

En el presente trabajo de investigación se ha propuesto usar dos alternativas, la primera opción consta de paneles solares y la segunda, de colectores.

- Paneles solares: Con el uso de paneles solares para un autoconsumo del 57.9%, se calcula un ahorro de 150,533 kWh/año de consumo eléctrico, se obtiene:

$$Emisiones(kgCO_2) = \left(0.615 \frac{kg\ CO_2}{kWh}\right) \left(150,533 \frac{kWh}{año}\right) = 92,577.795 \frac{kg\ CO_2}{año}$$

- Colectores solares: Con el uso de este tipo de tecnología para los sistemas de absorción, lo cual reemplazará el funcionamiento del compresor. Este equipo tiene un consumo de 241,688.4 kWh/año de consumo eléctrico, se obtiene:

$$Emisiones(kgCO_2) = \left(0.615 \frac{kg\ CO_2}{kWh}\right) \left(241,688.4 \frac{kWh}{año}\right) = 148,638.366 \frac{kg\ CO_2}{año}$$

## 6.3. Discusión de resultados

### 6.3.1. De los análisis económicos

Con los softwares PVSol y RETScreen se obtienen resultados de valores económicos para los diseños propuestos de sistema fotovoltaico y colectores solares respectivamente. Estos resultados permiten medir la rentabilidad de ambos sistemas a través de los años

En el primer caso, se analiza a los colectores solares para su uso en un sistema de refrigeración por absorción. En el gráfico de flujo de efectivo acumulado se observa un equilibrio luego de 30 años entre los gastos y ahorros dados por el sistema, haciendo que las ganancias, en un área por acondicionar tan extensa, sea igual a cero. Por tal razón no conviene

la implementación de este sistema, ya que un proyecto de esta naturaleza, que se basa en energías renovables, busca reducir los costos de consumo eléctrico y al mismo tiempo generar un ahorro significativo para los inversionistas. La mayor desventaja que presenta este sistema es la fuerte inversión inicial que se debe realizar, sobre todo porque el precio de los colectores es elevado, llegando a tener un precio promedio de USD 821.07 la unidad, resultando una inversión única en colectores de aproximadamente USD 200,000, faltando aún todos los costos relacionados al sistema de absorción, tuberías y accesorios, lo cual aumenta su precio hasta un valor aproximado de USD 600,500.

En el segundo caso, se analiza la implementación de un sistema fotovoltaico para cubrir parte de la alimentación eléctrica necesaria por el sistema de refrigeración de compresión mecánica. De igual manera que en el caso anterior, se obtiene una gráfica de flujo de efectivo acumulado para un tiempo estimado de 25 años considerando que la eficiencia del panel decae con el pasar del tiempo. Como se observa en la gráfica de la figura 30, en el año 14 después de la instalación, la inversión inicial y los costos asociados al mantenimiento se recuperan debido al ahorro que genera utilizar el sistema. A partir de este año hacia adelante, se generan beneficios, llegando a una ganancia total de aproximadamente USD 40,000. En este caso la inversión inicial no es tan elevada como en el sistema de absorción, siendo el mayor costo generado por el número de paneles. La inversión inicial para este proyecto es de alrededor USD 140,000.

### 6.3.2. Del impacto ambiental

En el caso del banco de colectores solares la energía ahorrada se mide respecto del consumo del compresor reemplazado. En un sistema de refrigeración convencional, el compresor consume alrededor del 93% de energía que se requiere para funcionar de manera óptima. Ya que en el sistema de absorción se reemplaza el compresor, entonces la energía ahorrada es la que este ya no está consumiendo; en general, para estos sistemas, el consumo requerido por la bomba es despreciable para la medición de ahorro energético. Para este caso se obtiene un ahorro anual de  $148,638.366 \frac{\text{kg CO}_2}{\text{año}}$ , lo cual es una cantidad considerable en materia de evitar la contaminación ambiental.

En el caso del sistema fotovoltaico de autoconsumo que cubre aproximadamente el 60% del consumo total de la carga, los equipos de aire acondicionado tienen un consumo unitario de 4.45 kW, resultando una potencia total requerida de 71.2 kW para 16 equipos. Esto significa que los paneles solares cubren en un año 150,533 kWh. Asimismo, se obtiene un valor de  $92,577.795 \frac{\text{kg CO}_2}{\text{año}}$  el cual, comparado con el uso de colectores, es menor, debido a que se está

utilizando únicamente un autoconsumo del 60%. Se concluye que la relación rentabilidad-contaminación es mucho más factible haciendo uso de un sistema fotovoltaico.





## Conclusiones

- El calor latente generado por ingreso de aire exterior y el calor sensible por radiación a través de las paredes representan la mayor influencia en el cálculo de la carga de refrigeración. Asimismo, para condiciones interiores, el calor depende principalmente del número de personas.
- Existen ciertos factores que permiten que la radiación refractada y absorbida disminuya, por ejemplo, el uso de cortinas, de materiales aislantes (ladrillos huecos de sistemas porticados), de colores claros para disminuir la absorción, entre otros.
- Softwares como PVSol y RETScreen resultan de gran importancia para el desarrollo de energías sostenibles, porque permiten a expertos en la materia tener una idea del futuro de proyectos ya que, si bien es cierto que se deben usar energías menos contaminantes, si no es rentable económicamente no se puede llevar a cabo.
- El consumo total de energía activa del sistema de aire acondicionado es bastante alto, por lo que implementar un sistema fotovoltaico de autoconsumo con respaldo de baterías para que cubra la totalidad del consumo de la carga no resulta viable debido a que el precio de la energía es relativamente barato en Perú, por lo que el retorno de la inversión se proyecta a muy largo plazo. Otro punto es el alto precio de los componentes, sobre todo las baterías solares de litio de ciclo profundo o las de tipo OPz, debido su eficiencia, capacidad y a que otros tipos de baterías aumentan los costos de inversión y deben cambiarse en menor tiempo que las mencionadas.
- Para que una innovación ingenieril se lleve a cabo debe haber un balance entre aspectos económicos y ecológicos. Con respecto a lo ecológico en ambos sistemas se aprecia una considerable reducción de gases de efecto invernadero, aunque en el de absorción es más notorio, pero en el ámbito económico el único que demuestra posibilidades de retorno de inversión es el sistema de compresión alimentado por paneles por lo que este se considera más rentable para una futura aplicación.



## Recomendaciones

- Debido a que la carga térmica hallada para el ambiente propuesto es demasiado grande no se puede aprovechar el uso de la refrigeración por absorción y mucho menos resulta rentable. Por esto se recomienda aplicar este tipo de sistema para cargas pequeñas o cuando se tiene una fuente de calor aprovechable de algún proceso industrial.
- Se recomienda utilizar materiales aislantes para reducir el calor transmitido por radiación y conducción, en consecuencia, el número de equipos de aire acondicionado y costos de inversión también disminuyen.
- Para automatizar el sistema de acondicionamiento se sugiere realizar un análisis de cargas térmicas por hora y por estación, para cambiar la energía eléctrica requerida según sea los requisitos del momento y obtener una mayor rentabilidad.
- En los meses de invierno es poco probable que las personas utilicen los sistemas de aire acondicionado, por lo que es conveniente que la energía obtenida por los paneles solares se aproveche en otros equipos y evitar el desperdicio de electricidad.
- Al momento de realizar el diseño un sistema de alto consumo eléctrico es importante pensar en el impacto ambiental que genera, esto debido al calentamiento global, por lo que se recomienda optar por energías renovables para cubrir parte de este consumo eléctrico. Una de las opciones más viables es realizar un sistema fotovoltaico de autoconsumo, aunque la inversión es mayor, siempre se recupera la inversión inicial e incluso se obtienen ganancias a mediano plazo.



## Referencias bibliográficas

- (s.f.). Obtenido de Manual de diseño para edificaciones energéticamente eficientes en el trópico: <https://www.fau.ucv.ve/idec/racionalidad/Paginas/Manualventanas.html>
- Ministerio del Ambiente. (2010). *Huella de Carbono del Ministerio del Ambiente (MINAM)*. Lima.
- Afroz, Z., Shafiullah, G. M., Urmee, T., & Higgins, G. (2018). Modeling techniques used in building HVAC control systems: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 83, 64-84. doi:10.1016/j.rser.2017.10.044
- Alghool, D. M., Elmekawy, T. Y., Haouari, M., & Elomri, A. (2020). Optimization of design and operation of solar assisted district cooling systems. *Energy Conversion and Management: X*, 6. doi:10.1016/j.ecmx.2019.100028
- Arnabat, I. (s.f.). *Calor y frío*. Obtenido de <https://www.caloryfrio.com/aire-acondicionado/aire-instalaciones-componentes/sistemas-de-refrigeracion-compresion-absorcion.html>
- Asea Brown Bober. (s.f.). *Cuaderno de aplicaciones técnicas n.º 10: Plantas fotovoltaicas*.
- Beltran Martinez, J. C. (2018). Potencial de un sistema de refrigeración solar por absorción en zonas de alta irradiación en Colombia para cargas de refrigeración médicas y conservación de alimentos. Bogotá, Colombia.
- Blender, M. (s.f.). *Arquitectura y Energía*. Obtenido de La transmisión de calor en edificios: <http://www.arquitecturayenergia.cl/home/la-transmision-del-calor/>
- Cengel, Y., & Boles, M. (2015). *Termodinámica* (Octava ed.).
- Coordenadas Geográficas UTM. (2020). *Antipodas*. Recuperado el 22 de Mayo de 2020, de <https://www.antipodas.net/coordenadaspais/peru/piura.php>
- Díaz, V. S., & Barreneche, R. Ó. (2005). *Acondicionamiento térmico de edificios* (Primera ed.).
- Energía solar. (30 de Mayo de 2018). *Colector solar de cilindro parabólico*. Recuperado el 2020 de Mayo de 29, de <https://solar-energia.net/energia-solar-termica/colector-solar-termico/colector-solar-concentracion>

- Energy, W. (s.f.). *Absortion Chiller & Heater Absortion Heat Pump*. Obtenido de [https://koreanpartners.ru/media/catalog/36/WorldEnergy\\_Catalogue.pdf](https://koreanpartners.ru/media/catalog/36/WorldEnergy_Catalogue.pdf)
- Engineers daily. (2019). *Heat Transfer in Building Elements*. Obtenido de <https://www.engineersdaily.com/2017/10/heat-transfer-in-building-elements.html?m=1>
- Esquía, E. N. (2016). *Diseño de un sistema de aire acondicionado para un restaurante ubicado en la ciudad de Lima*. Lima-Peru.
- Friotemp. (s.f.). *Aire acondicionado y ventilación*. Obtenido de <https://www.friotemp.com.pe/aire-acondicionado-york-tipo-cassette>
- Gamio Aita, P. (2011). ¿Por qué promover las energías renovables en el Perú? *Derecho & Sociedad*, págs. 40-44.
- Hassan, H. Z. (2013). A Solar Powered Adsorption Freezer: A Case Study for Egypt's Climate. *International Journal of Energy Engineering*, 21-29.
- Hernández G., D. (2012). *Tecnología, componentes e instalación de frío solar*. Sevilla: PROGENSA.
- Herold, K., Radermacher, R., & Sanford, K. (2016). *Applications of Absorption Chillers and Heat Pumps* (Segunda ed.).
- Inayat, A., & Raza, M. (2019). District cooling system via renewable energy sources: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 360-373. doi:10.1016/j.rser.2019.03.023
- Jara, N., Reinoso, F., & Isaza-Roldan, C. (2016). Análisis del comportamiento del refrigerante R134a al combinarse porcentualmente como refrigerantes hidrocarburos R600a y R290.
- Jimenez, D. P. (2018). *Análisis de Energías limpias para la generación de Energía Eléctrica*. México, CDMX.
- Julio Yopez, A. J., & Ramos Petro, A. F. (2015). Diseño y construcción de un sistema de refrigeración por absorción interminente empleando energía solar para la conservación de frutas tropicales en el departamende de Córdoba. Córdoba, Monteria, Colombia.
- Kalogirou, S. A. (2004). *Solar thermal collectors and applications*.
- LG. (s.f.). *TECHO Suspendido Inverter*. Obtenido de <https://www.lg.com/pe/aire-acondicionado-comercial/lg-AVUQ36GM1A0>
- McQuiston, F. C., Parker, J. D., & Spitler, J. D. (2005). *Heating, ventilating and air conditioning: analisis and design* (Sexta ed.).
- Montazeri, H., & Blocken, B. (2017). New generalized expressions for forced convective heat transfer coefficients at building facades roofs. *Building and Environment*, 119, págs. 153-168. doi:10.1016/j.buildenv.2017.04.012

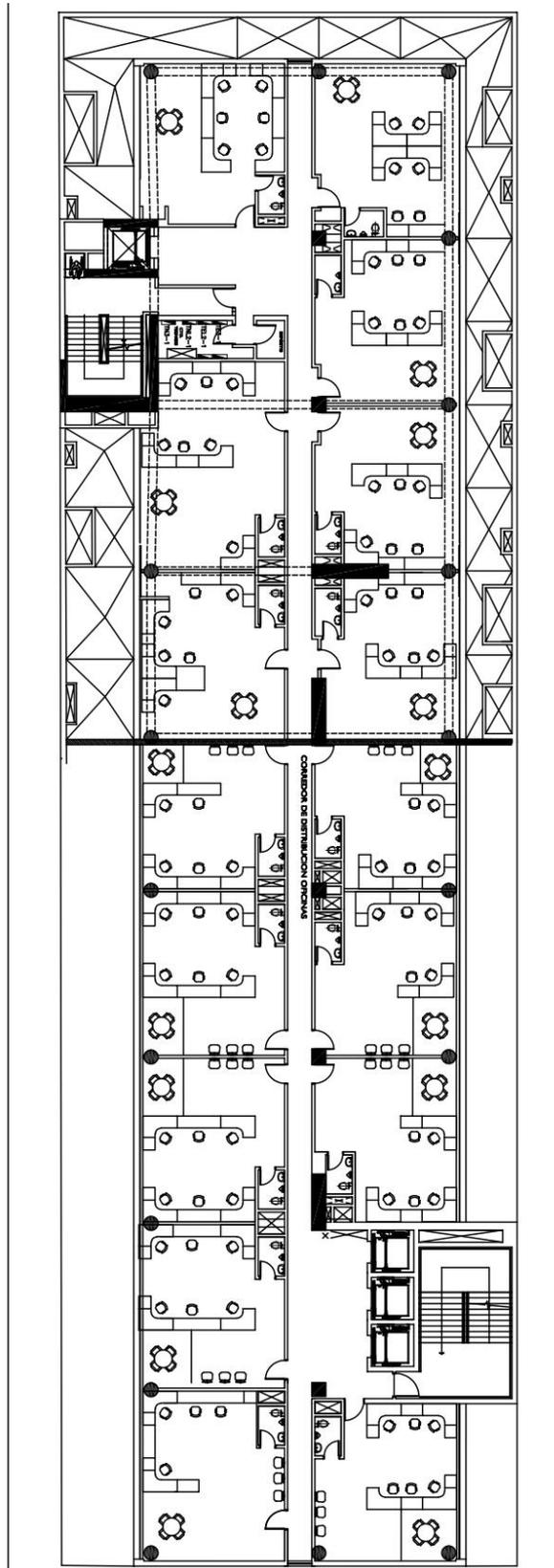
- Opex Energy. (2014). *Termosolares*. Recuperado el 29 de Mayo de 2020, de [http://opex-energy.com/termosolares/centrales\\_termosolares.html](http://opex-energy.com/termosolares/centrales_termosolares.html)
- OSINERGMIN. (2016). *La Industria de la Electricidad en el Perú: 25 años de aportes al crecimiento económico del país*. Lima.
- Pesántez, A. P. (2015). *Acondicionamiento Térmico en espacios interiores de viviendas, usando la energía solar*. Cuenca-Ecuador.
- Quichimbo, J. A., & Curipoma, R. H. (2009). *Diseño y construcción de un sistema de Aire Acondicionado para prácticas estudiantiles en la carrera de Ing. Electromecánica de la U.N.L.* Loja-Ecuador.
- Román, R. (Setiembre de 2008). *ResearchGate*. Recuperado el 29 de Mayo de 2020, de [https://www.researchgate.net/figure/Figura-82-Captador-solar-plano-de-SOLARco-R\\_fig10\\_258450471](https://www.researchgate.net/figure/Figura-82-Captador-solar-plano-de-SOLARco-R_fig10_258450471)
- Romero Paguay, J. A., & Carbonell Morales, T. (2014). Sistema de refrigeración solar por absorción para la comunidad de Kumay en Ecuador. Kumay, Ecuador.
- Ruano Domínguez, R. (2012). *Eficiencia energética de los sistemas de refrigeración*. Obtenido de [http://www.energianow.com/Articulos/sistema\\_refrigeracion.pdf](http://www.energianow.com/Articulos/sistema_refrigeracion.pdf)
- Schüco. (s.f.). *Schüco Premium Collectors*. Obtenido de <https://wattpeak.nl/wp-content/uploads/2017/10/Premiun-Solar-Collector-CTE-520-CH.pdf>
- Tian, Y., & Zhao, C. (2012). *A review of solar collectors and thermal energy storage in solar thermal applications*.
- Universidad Complutense de Madrid. (2020). *Worldwide Bioclimatic Classification System*. Recuperado el 22 de Mayo de 2020, de <http://www.globalbioclimatics.org/station/pepiura.htm>
- Villacís Pérez, A. R. (2011). Análisis y diseño de sistema de refrigeración por absorción. Quito, Ecuador.
- Wang, R., & Zhai, Z. (2012). *Development of solar thermal technologies in China*.
- Wei, X., Lu, Z., Wang, Z., Yu, W., Zhang, H., & Yao, Z. (2010). *A new method for the design of the heliostat field layout for solar tower power plant*.
- Wikipedia. (s.f.). *Heat sink*. Obtenido de [https://en.m.wikipedia.org/wiki/Heat\\_sink](https://en.m.wikipedia.org/wiki/Heat_sink)
- World Meteorological Organization. (28 de Abril de 2020). *World Weather Information Service*. Recuperado el 22 de Mayo de 2020, de <https://worldweather.wmo.int/en/city.html?cityId=106>
- Yañez, G. (s.f.). *Ciclo básico de refrigeración por compresión - ciclo frigorífico*. Obtenido de <https://www.gildardoyanez.com/tips/ciclo-de-refrigeracion/>



**Anexos**





**Anexo A: Plano del piso de oficinas**

Fuente: Material propio de autor. Software AutoCAD.

**Anexo B: Valores de irradiancia a una latitud de 5 °C**

Tabla 1

*Valores de irradiancia en kW/m<sup>2</sup> para ventanas ubicadas en el este-oeste a una altitud de 5°.*

<b>HORA/O</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>10</b>	<b>11</b>	<b>12</b>	<b>13</b>	<b>14</b>	<b>15</b>	<b>16</b>	<b>17</b>	<b>18</b>	<b>Total</b>
Primavera - Verano	3	21.5	29	41	44	44	44	132	300	431	475	393	84.5	2041
	1	20.5	34	41	44	44	44	135	305	442	487	401	78.5	2077
	1	20.5	35.5	41	44	44	44	144	326	467	513	420	39	2138
	1	19	35.5	41	44	44	44	147	335	474	520	415	1	2119
Otoño - Invierno	0	17	34	41	44	44	44	135	319	461	500	388	0	2026
	0	15.5	31	39	42.5	44	44	129	297	426	464	346	0	1877
	0	15.5	31	39	42.5	44	44	133	289	417	446	317	0	1817

Fuente: (Díaz &amp; Barreneche, 2005)

Tabla 2

*Valores de irradiancia en kW/m<sup>2</sup> para ventanas ubicadas en el este a una altitud de 5°.*

<b>HORA/E</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>10</b>	<b>11</b>	<b>12</b>	<b>13</b>	<b>14</b>	<b>15</b>	<b>16</b>	<b>17</b>	<b>18</b>	<b>Total</b>
Primavera - Verano	84.5	393	475	431	300	132	44	44	44	41	34	21.5	3	2046
	78.5	403	486	442	305	135	44	44	44	41	34	20.5	1	2077
	39	420	513	467	326	145	44	44	44	41	35.5	20.5	1	2139
	1	415	520	474	335	147	44	44	44	41	35.5	19	1	2119
Otoño - Invierno	0	388	500	461	319	135	44	44	44	41	34	17	0	2026
	0	346	464	426	297	129	44	44	42.5	39	31	15.5	0	1877
	0	317	446	417	289	133	44	44	42.5	39	31	15.5	0	1817

Fuente: (Díaz &amp; Barreneche, 2005)

Tabla 3

*Valores de irradiancia en kW/m<sup>2</sup> para ventanas ubicadas en el sur a una altitud de 5°.*

<b>HORA</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>10</b>	<b>11</b>	<b>12</b>	<b>13</b>	<b>14</b>	<b>15</b>	<b>16</b>	<b>17</b>	<b>18</b>	<b>Total</b>
Primavera - Verano	29.5	140	181	187	192	194	194	194	192	187	181	140	3	2011
	7.5	112	146	150	154	153	152	153	154	150	146	112	7.5	1593
	1	49.5	68.5	71.5	74.5	75.5	75.5	75.5	74.5	71.5	68.5	49.5	1	757
	1	19	35.5	41	44	44	44	44	44	41	35.5	19	1	413
Otoño - Invierno	0	17	34	41	44	44	44	44	44	41	34	17	0	404
	0	15.5	31	39	42.5	44	44	44	42.5	39	31	15.5	0	388
	0	15.5	31	39	42.5	44	44	44	42.5	39	31	15.5	0	388

Fuente: (Díaz &amp; Barreneche, 2005)

## Anexo C: Código de implementación del ciclo de refrigeración por absorción en EES

Fuente: (Herold, Radermacher, & Sanford, 2016)

```

"Ciclo de refrigeración por absorción"
$UnitSystem SI C kPa kJ mass
$Tabstops 0.2 4 in

"Parámetros de entrada"
T[1]=25 [C]
T[8]=40
T[4]=90
T[10]=16
x[7]=0
Q_dot_e=213.47 [kW]
"epsilon_IC=0.9"

"Estados de saturación"
P_alta=pressure(water,T=T[8],x=0)
P_baja=pressure(water,T=T[10],x=1)
T[1]=TSat_LiBrSSC(P_baja,x[1])
T[4]=TSat_LiBrSSC(P_alta,x[4])
T[7]=TSat_LiBrSSC(P_alta,x[3])

"Generador"
m_dot[3]=m_dot[4]+m_dot[7]
m_dot[3]*x[3]=m_dot[4]*x[4]

"Condensador"
m_dot[8]=m_dot[7]
x[8]=x[7]

"Válvula de expansión del refrigerante"
m_dot[9]=m_dot[8]
x[9]=x[8]

"Evaporador"
m_dot[10]=m_dot[9]
x[10]=x[9]

"Bomba"
m_dot[2]=m_dot[1]
x[2]=x[1]

"Válvula de expansión de la solución"
m_dot[6]=m_dot[5]
x[6]=x[5]

"Corriente caliente del IC"
m_dot[5]=m_dot[4]
x[5]=x[4]

"Corriente fría del IC"
m_dot[3]=m_dot[2]
x[3]=x[2]

"Balances de energía"
"Absorbedor"
Q_dot_a=-
m_dot[1]*h[1]+m_dot[10]*h[10]+m_dot[6]*h[6]
"Generador"
Q_dot_d=-
m_dot[3]*h[3]+m_dot[4]*h[4]+m_dot[7]*h[7]
"Condensador"
Q_dot_c=-m_dot[8]*h[8]+m_dot[7]*h[7]
"Evaporador"
Q_dot_e=-m_dot[9]*h[9]+m_dot[10]*h[10]
"Válvula de expansión del refrigerante"
h[9]=h[8]
"Válvula de expansión de la solución"
h[6]=h[5]
"Bomba"
W_dot_b=m_dot[2]*h[2]-m_dot[1]*h[1]
"Corriente caliente del IC"
Q_dot_IC=-m_dot[5]*h[5]+m_dot[4]*h[4]
"Corriente fría del IC"
Q_dot_IC=-
m_dot[2]*h[2]+m_dot[3]*h[3]

"Entalpías"
h[1]=h_LiBrSSC(T[1],x[1])
h[2]=h_LiBrSSC(T[2],x[2])
h[3]=h_LiBrSSC(T[3],x[3])
h[4]=h_LiBrSSC(T[4],x[4])
h[5]=h_LiBrSSC(T[5],x[5])
h[6]=h_LiBrSSC(T[6],x[6])
h[7]=enthalpy(water,T=T[7],P=P_alta)
h[8]=enthalpy(water,T=T[8],x=0)
h[9]=enthalpy(water,x=Q[9],P=P_baja)
h[10]=enthalpy(water,T=T[10],x=1)

"Ecuación de eficiencia del IC"
epsilon_IC=(T[4]-T[5])/(T[4]-T[2])

"Aumento de presión isentrópico en la bomba"
v1=v_LiBrSSC(T[1],x[1])
h[2]=h[1]+v1*(P_alta-P_baja)

"COP"
COP=Q_dot_e/Q_dot_d

```

## Anexo D: Ficha técnica de colector solar SchücoSol K

Use	Schüco CTE 520 CH	Schüco CTE 520 CH 1
Heating domestic hot water	Yes	
Auxiliary heating solar installations (detached or semi-detached house)	Yes	
<b>Installation type</b>		
On-roof installation	Yes	
Flat-roof installation	Yes	
In-roof installation	Yes	
Canopy/façade installation	Yes	
Installation type/alignment	Portrait, adjacent Landscape, one above the other	Landscape, adjacent Portrait, one above the other
Max. number of collectors in series	5	
<b>Dimensions and weights</b>		
Gross surface area	2.69 m <sup>2</sup>	
Absorber surface area	2.52 m <sup>2</sup>	
Aperture surface area	2.51 m <sup>2</sup>	
External dimensions (L × W × D)	2152 × 1252 × 93 mm	
Weight (empty)	55 kg	
<b>Performance values</b>		
Rated thermal output	2.0 kW	
Angle of radiation correction factor k50	0.96	
<b>Hydraulics / pipework</b>		
Pipework	Meander	
Alignment	Portrait	Landscape
Hydraulic connections on copper pipe	12 mm	
Type of connector	Clamping ring fitting	
External compensation	Not required	
Position of hydraulic connection	On the long side, at the top	On the short side, at the top
<b>Absorber</b>		
Absorber coating	Highly selective	
Absorption	95 %	
Emission	5 %	
Absorber material	Aluminium	
Absorber pipe	Copper	
Bonding technology for absorber plate/pipe	Thermal conduction technology	
<b>Hydraulic values</b>		
Permitted heat transfer fluid	Schüco solar fluid (water-glycol mixture)	
Heat transfer fluid volume	1.75 l	1.79 l
Heat transfer fluid volume	2.5 l/min	2.5 l/min
Pressure loss (2.5 l/min solar fluid)	135 mbar	152 mbar
Permitted operating excess pressure	10 bar	10 bar
Stagnation temperature for climate class A (1000 W/m <sup>2</sup> ; 30°C)	210°C	209°C
Permitted flow temperature	120°C	120°C
<b>Front cover</b>		
Solar glass	Clear glass, low-iron, high transparency	
Transmittance	> 91 %	
Thickness	4.0 mm	
<b>Thermal insulation</b>		
Mineral wool	40 mm	
<b>Frame</b>		
Material	Aluminium	
Gaskets	EPDM	
Back panel	Aluminium	
Anodised silver frame	Art. No. 257 632	Art. No. 257 633
Anodised bronze frame	Art. No. 257 920	Art. No. 257 923
Frame in RAL 7035 (powder-coated)	Art. No. 257 921	Art. No. 257 924

Use	Schüco CTE 520 CH 2	Schüco CTE 524 DH 2
Heating domestic hot water	Yes	
Auxiliary heating solar installations (detached or semi detached house)	Yes	
Large installations	Yes	
Solar cooling, process heating (high temperature applications)	No	Yes
<b>Installation type</b>		
On-roof installation	Yes	
Flat-roof installation	Yes	
In-roof installation	Yes	
Canopy/façade installation	Yes	
Installation type/alignment	Portrait, adjacent	
Max. number of collectors in series	16	
<b>Dimensions and weights</b>		
Gross surface area	2.69 m <sup>2</sup>	
Absorber surface area	2.52 m <sup>2</sup>	
Aperture surface area	2.51 m <sup>2</sup>	
External dimensions (L x W x D)	2152 x 1252 x 93 mm	
Weight (empty)	58 kg	74 kg
<b>Performance values</b>		
Rated thermal output	2.0 kW	2.4 kW <sup>1)</sup>
Angle of radiation correction factor k50	0.90	
<b>Hydraulics / pipework</b>		
Pipework	Meander pipework	
Alignment	Portrait	
Hydraulic connections on copper pipe	18 mm	
Number of hydraulic connections	4	
Type of connector	Gripper clamp connector	
Compensation	External with compensator connector	
Position of hydraulic connection	On the long sides (x 2)	

<b>Absorber</b>		
Absorber coating	Highly selective	
Absorption	95 %	
Emission	5 %	
Absorber material	Aluminium	
Absorber pipe	Copper	
Bonding technology for absorber plate/pipe	Thermal conduction technology	
<b>Hydraulic values</b>		
Permitted heat transfer fluid	Schüco solar fluid (water-glycol mixture)	Schüco solar fluid HT (water-glycol mixture)
Heat transfer fluid volume	2,2 l	
Heat transfer fluid volume	2.5 l/min	
Pressure loss (2.5 l/min solar fluid)	331 mbar	
Permitted operating excess pressure	10 bar	
Stagnation temperature for climate class A (1000 W/m <sup>2</sup> ; 30°C)	210°C	
Permitted flow temperature	120°C	
<b>Front cover</b>		
Solar glass	Clear glass, low-iron, high transparency	Double glazing with quadruple non-reflective coating, filled with inert gas
Transmittance	> 91 %	
Thickness	4.0 mm	Outside 4.0 mm Inside 3.0 mm
<b>Thermal insulation</b>		
Mineral wool	40 mm	
<b>Frame</b>		
Material	Aluminium	
Gaskets	EPDM	
Back panel	Aluminium	
Anodised silver frame	Art. No. 257 634	Art. No. 257 636
Anodised bronze frame	Art. No. 257 926	Art. No. 257 927

Fuente: (Schüco)

## Anexo E: Ficha técnica de equipo de aire acondicionado AVNQ48GM2A0

### TECHO SUSPENDIDO INVERTER Especificaciones Técnicas\*

### AIRE ACONDICIONADO LG Línea Comercial 2016



MODELO			AV-Q36GM1A0	AV-Q48GM2A0	AV-Q60GM2A0	
Combinación			Unidad Externa AVUQ36GM1A0	Unidad Externa AVUQ48GM2A0	Unidad Externa AVUQ60GM1A0	
			Unidad Interna AVNQ36GM1A0	Unidad Interna AVNQ48GM2A0	Unidad Interna AVNQ60GM1A0	
Capacidad	Enfriamiento	Min.-Nominal-Max.	kW	3.20~10.55~11.30	3.48~13.48~14.20	4.50~17.0~17.80
		Min.-Nominal-Max.	Btu/h	11,010~36,000~38,520	11,880~46,000~48,450	15,400~58,000~60,700
Potencia de Entrada	Enfriamiento	Nominal	kW	3.48	4.45	5.61
Corriente de funcionamiento	Enfriamiento	Nominal	A	15.8	20.2	24.4
SEER*				16*	16*	17*

Unidad Externa			AVUQ36GM1A0	AVUQ48GM2A0	AVUQ60GM1A0
Alimentación Eléctrica (Voltaje/Fase/Frecuencia)	V, Ø, Hz		220, 1, 60	220, 1, 60	220, 1, 60
Conexión de Cable de Alimentación Eléctrica (incluido tierra)	No. x mm <sup>2</sup>		3C x 4.0	3C x 6.0	3C x 6.0
Color de Chasis			Warm Gray	Warm Gray	Warm Gray
Dimensiones	W x H x D		mm	950 x 834 x 330	950 x 834 x 330
Peso Neto			kg (lbs)	56.0 (123.5)	61.5 (135.6)
Compresor	Modelo	Modelo x No.	Twin Rotary		
	Tipo de motor		BLDC		
	Motor de Salida	W x No.	2,137 x 1	2,137 x 1	4,000 x 1
Refrigerante	Tipo		R410A		
	Cantidad de Precarga	g (oz)	1,850 (65.3)	2,200 (77.6)	2,700 (95.2)
	Longitud de Tubería sin carga	m (ft)	15.0 (49.2)	15.0 (49.2)	15.0 (49.2)
	Volumen de carga adicional	g/m (oz/ft)	20 (0.22)	20 (0.22)	20 (0.22)
	Control		Electronic	Electronic	Electronic
Aceite de Refrigerante	Tipo		FVC68D		
	Volumen cargado	cc x No.	950 x 1	950 x 1	1,300 x 1
Intercambiador de Calor	#1 (Fila x Columna x Aletas por pulgada) x No.		(2 x 40 x 21) x 1	(3 x 40 x 21) x 1	(3 x 34 x 21) x 1
	#2 (Fila x Columna x Aletas por pulgada) x No.		-	-	(3 x 22 x 21) x 1
Ventilador	Tipo		Propeller		
	Caudal de Aire	m <sup>3</sup> /min x No.	70 x 1	70 x 1	45 x 2
Motor de Ventilador	Tipo		BLDC		
	Salida	dB(A)	124.2 x 1	124.2 x 1	85.4 x 2
Nivel de Presión Acústica	Enfriamiento	Nominal	54	55	55
	Líquido	Diametro exterior	mm(inch)	Ø 9.52 (3/8)	Ø 9.52 (3/8)
Conexión de Tuberías	Gas	Diametro exterior	m (ft)	Ø 15.88 (5/8)	Ø 15.88 (5/8)
		Standard	m (ft)	7.5 (24.6)	7.5 (24.6)
Longitud de Tuberías		Max.	m (ft)	50 (164.0)	50 (164.0)
	Diferencia de altura máxima	Unidad Externa / Unidad interna	Max.	°C DB (°F DB)	30 (98.4)
Rango de Operación	Enfriamiento	Min. ~ Max.	°C WB (°F WB)	-5 (23.0) ~ 48 (118.4)	-5 (23.0) ~ 48 (118.4)

Unidad Interna			AVNQ36GM1A0	AVNQ48GM2A0	AVNQ60GM1A0
Alimentación Eléctrica (Voltaje/Fase/Frecuencia)	V, Ø, Hz		220, 1, 60	220, 1, 60	220, 1, 60
Potencia de Entrada	W		105.4	146	146
Corriente de funcionamiento	A		0.37	0.47	0.47
Color de Chasis			Morning Fog	Morning Fog	Morning Fog
Dimensiones	W x H x D		mm	1,200 x 235 x 690	1,600 x 235 x 690
Peso Neto			kg (lbs)	28.0 (61.7)	35.0 (77.2)
Intercambiador de Calor	(Fila x Columna x Aletas por pulgada) x No.		(3 x 18 x 18) x 1	(3 x 18 x 18) x 1	(3 x 18 x 18) x 1
	Área Frontal	m <sup>2</sup> (ft <sup>2</sup> )	0.31 (3.34)	0.46 (4.95)	0.46 (4.95)
Ventilador	Tipo		Cross Flow Fan		
	Caudal de Aire	H / M / L	m <sup>3</sup> /min	20.0 / 18.0 / 16.0	29.0 / 24.0 / 20.0
Motor del ventilador	Tipo		BLDC		
	Salida	W x No.	85.9 x 1	125 x 1	125 x 1
Tasa de Deshumidificación	H / M / L		ℓ/h (pts/h)	4.1 (8.7)	5.0 (10.6)
Nivel de Presión Acústica			dB(A)	47 / 45 / 42	48 / 45 / 42
	Líquido		mm(inch)	Ø 9.52 (3/8)	Ø 9.52 (3/8)
Conexión de Tuberías	Gas		mm(inch)	Ø 15.88 (5/8)	Ø 15.88 (5/8)
	Drenaje (O.D. / I.D.)		mm(inch)	Ø 21.5(27/32) / 16.0(5/8)	Ø 21.5(27/32) / 16.0(5/8)
Dispositivos de Seguridad			Fuse	Fuse	Fuse
			Protección contra	Protección contra	Protección contra
Cable de Alimentación eléctrica y comunicación (incluido tierra)			No. x mm <sup>2</sup> (AWG)	4C x 0.75 (18)	4C x 0.75 (18)

Fuente: (LG, s.f.)

## Anexo F: Ficha técnica de equipo de sistema de absorción

Model		Unit	L30HH	L40HH	L50HH	L60HH	L75HH	L90HH	L110HH	L135HH	L155HH	L180HH	L210HH	L240HH	L270HH	L300HH	
Cooling Capacity		kW	105	141	176	211	264	316	387	475	545	633	738	844	949	1,055	
		usRT	30	40	50	60	75	90	110	135	155	180	210	240	270	300	
Chilled Water	Inlet Temp./Outlet Temp.	°C	12 / 7														
	Flow rate	m <sup>3</sup> /h	18.1	24.2	30.2	36.3	45.4	54.4	66.5	81.6	93.7	108.9	127.0	145.2	163.3	181.4	
	Pressure Drop	mH <sub>2</sub> O	4.6	5.2	6.1	6.8	6.7	6.9	4.6	4.9	4.5	4.5	9.9	9.7	10.2	10.2	
	Connection	mm	65			80			100			125			150		
Cooling Water	Inlet Temp./Outlet Temp.	°C	30 / 35														
	Flow rate	m <sup>3</sup> /h	40.1	53.5	66.9	80.3	100.3	120.4	147.2	180.6	207.4	240.8	281.0	321.1	361.2	401.4	
	Pressure Drop	mH <sub>2</sub> O	4.3	4.8	7.1	7.7	7.3	7.7	9.6	10.5	10.8	10.7	9.2	8.8	9.0	9.0	
	Connection	mm	100			125			150			200					
Hot Water	Inlet Temp./Outlet Temp.	°C	95 / 80														
	Flow rate	ton/h	7.3	9.8	12.2	14.7	18.3	22.0	26.9	33.0	37.9	44.0	51.3	58.6	66.0	73.3	
		m <sup>3</sup> /h	7.6	10.2	12.7	15.2	19.1	22.9	27.9	34.3	39.4	45.7	53.3	61.0	68.6	76.2	
	Pressure Drop	Shell	mH <sub>2</sub> O	1.1	2.4	4.2	5.0	4.2	4.4	5.1	5.4	3.8	4.1	4.1	4.2	3.9	4.1
		Control Valve	mH <sub>2</sub> O	4.0	2.9	4.5	2.4	3.8	2.2	3.3	1.9	2.5	3.4	4.7	2.4	3.1	3.8
	Connection	mm	50			65			80			100					
Control Valve	mm	40			50			65			80			100			
Electric	Power source	-	3PH 400V, 50Hz														
	Abs. Pumps	kW(A)	0.3(1.4)			0.4(1.4)			0.4(1.4)			1.5(4.3)					
	Ref. Pump	kW(A)	0.2(1.2)			0.3(1.4)											
	Purge Pump	kW(A)	0.4(1.4)														
	Control Panel	kW(A)	0.2(0.5)														
	Total kW	kW	1.1			1.2			1.3			2.4					
	Total Ampere @400V	A	4.5			4.7			7.6								
Size	Length (L)	mm	2,110		2,610		2,658		3,678		3,728		4,748		4,860		
	Width (W)	mm	1,156			1,267			1,409			1,451					
	Height (H)	mm	2,131			2,351			2,660			2,736					
Weight	Rigging	ton	2.5	2.5	2.9	2.9	3.5	3.5	4.3	4.5	5.3	5.5	6.4	6.7	8.1	8.3	
	Operation	ton	2.8	2.9	3.3	3.4	4.0	4.1	5.0	5.3	6.3	6.7	7.7	8.1	9.7	10.1	
Space for Tube Replacement	mm	1,900		2,400			3,400			4,600							

Fuente: (Energy)

