



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

**FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA
ELÉCTRICA**

Dimensionamiento del sistema termosolar para optimizar el control de
temperatura en el Instituto Neurociencias de Lima

**TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE:
Ingeniero Mecánico Eléctricista**

AUTOR:

Azaña Bernuy, Victor Hugo (orcid.org/0009-0004-1177-3102)

ASESORA:

Mg. Sovero Lazo, Nelly Roxana (orcid.org/0000-0001-5688-2258)

LÍNEA DE INVESTIGACIÓN:

Modelamiento y Simulación de Sistemas Electromecánicos

LÍNEA DE REPOSABILIDAD SOCIAL UNIVERSITARIA:

Desarrollo sostenible y adaptación al cambio climático

TRUJILLO – PERÚ

2024

Dedicatoria

Dedico este trabajo de investigación a mis padres, hermanos y familiares, por su apoyo incondicional y por darme la fortaleza de luchar por mis metas y perseguir mis sueños.

Agradecimiento

A Dios por ser guía en mi vida, a mis padres y hermanos por su apoyo incondicional, agradezco también a mi asesora por brindarme las herramientas y pautas necesarias para que este trabajo de investigación se realice de la mejor manera, a todos ellos mi más sincero agradecimiento, aprecio y consideración personal.



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

**FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA**

Declaratoria de Autenticidad del Asesor

Yo, SOVERO LAZO NELLY ROXANA, docente de la FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA de la escuela profesional de INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA de la UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO SAC - TRUJILLO, asesor de Tesis titulada: "Dimensionamiento del sistema termosolar para optimizar el control de temperatura en el Instituto Neurociencias de Lima", cuyo autor es AZAÑA BERNUY VICTOR HUGO, constato que la investigación tiene un índice de similitud de 18.00%, verificable en el reporte de originalidad del programa Turnitin, el cual ha sido realizado sin filtros, ni exclusiones.

He revisado dicho reporte y concluyo que cada una de las coincidencias detectadas no constituyen plagio. A mi leal saber y entender la Tesis cumple con todas las normas para el uso de citas y referencias establecidas por la Universidad César Vallejo.

En tal sentido, asumo la responsabilidad que corresponda ante cualquier falsedad, ocultamiento u omisión tanto de los documentos como de información aportada, por lo cual me someto a lo dispuesto en las normas académicas vigentes de la Universidad César Vallejo.

TRUJILLO, 13 de Marzo del 2024

Apellidos y Nombres del Asesor:	Firma
SOVERO LAZO NELLY ROXANA DNI: 20048561 ORCID: 0000-0001-5688-2258	Firmado electrónicamente por: NRSOVEROS el 19- 03-2024 11:53:03

Código documento Trilce: TRI - 0740102



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

**FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA**

Declaratoria de Originalidad del Autor

Yo, AZAÑA BERNUY VICTOR HUGO estudiante de la FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA de la escuela profesional de INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA de la UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO SAC - TRUJILLO, declaro bajo juramento que todos los datos e información que acompañan la Tesis titulada: "Dimensionamiento del sistema termosolar para optimizar el control de temperatura en el Instituto Neurociencias de Lima", es de mi autoría, por lo tanto, declaro que la Tesis:

1. No ha sido plagiada ni total, ni parcialmente.
2. He mencionado todas las fuentes empleadas, identificando correctamente toda cita textual o de paráfrasis proveniente de otras fuentes.
3. No ha sido publicada, ni presentada anteriormente para la obtención de otro grado académico o título profesional.
4. Los datos presentados en los resultados no han sido falseados, ni duplicados, ni copiados.

En tal sentido asumo la responsabilidad que corresponda ante cualquier falsedad, ocultamiento u omisión tanto de los documentos como de la información aportada, por lo cual me someto a lo dispuesto en las normas académicas vigentes de la Universidad César Vallejo.

Nombres y Apellidos	Firma
VICTOR HUGO AZAÑA BERNUY DNI: 70417081 ORCID: 0009-0004-1177-3102	Firmado electrónicamente por: VHAZANA el 13-03- 2024 20:34:10

Código documento Trilce: TRI - 0740104

Índice de contenidos

Carátula.....	i
Dedicatoria.....	ii
Agradecimiento.....	iii
Declaratoria de Autenticidad del Asesor.....	iv
Declaratoria de Originalidad del Autor.....	v
Índice de contenidos.....	vi
Índice de tablas.....	vii
Índice de figuras.....	viii
Resumen.....	ix
Abstract.....	x
I.INTRODUCCIÓN.....	1
II. MARCO TEÓRICO.....	4
III. METODOLOGÍA.....	11
3.1. Tipo y diseño de investigación.....	11
3.2. Variables y operacionalización.....	12
3.3. Población, muestra y muestreo.....	12
3.4 Técnicas e instrumentos de recolección de datos.....	13
3.5 Procedimientos.....	14
3.6 Método de análisis de datos.....	15
3.7 Aspectos éticos.....	15
IV. RESULTADOS.....	16
V. DISCUSIÓN.....	20
VI. CONCLUSIONES.....	24
VII. RECOMENDACIONES.....	25
REFERENCIAS.....	26
ANEXOS.....	32

Índice de tablas

Tabla 1. Parámetros de operación del sistema actual.....	16
Tabla 2. Cargas térmicas que influyen en el dimensionamiento	18
Tabla 3. Análisis económico del sistema termosolar	19

Índice de figuras

Figura 1. Irradiación solar diaria mensual	17
--	----

Resumen

El presente trabajo de investigación tuvo como objetivo realizar el dimensionamiento de un sistema termosolar, con el propósito de optimizar el control de temperatura en el Instituto Neurociencias de Lima, para ello se realizó un estudio cuantitativo de tipo aplicada, diseño no experimental longitudinal con alcance descriptivo.

Para la realización del trabajo de investigación, primero se evaluó el sistema actual de aire acondicionado, determinándose los problemas existentes, tales como, el elevado consumo eléctrico generado por el sistema, el alto costo de operación, la distribución no optima de los equipos y su sobredimensionamiento. Continuando se determinó el recurso solar en la zona de estudio, así mismo se calculó la carga térmica del local mediante el software HAP CARRIER obteniendo un valor de 29.14kW. Con las condiciones anteriores, se dimensionó los componentes del sistema y realizando el análisis económico se obtuvo un VAN de \$5,489.89, un TIR de 9.92%, un PAYBACK a partir del año 8.97 y un beneficio - costo de 2.3 haciendo del proyecto uno factible. Del dimensionamiento realizado se concluyó que con la instalación de 15 colectores solares y seleccionado una máquina de refrigeración por absorción con capacidad de 35.2kW se logró climatizar en su totalidad el local estudiado.

Palabras clave: Termosolar, control de temperatura, colectores solares, irradiación.

Abstract

The objective of this research work was to size a thermosolar system in order to optimize temperature control at the Instituto Neurociencias de Lima. For this purpose, a quantitative study of applied type, non-experimental longitudinal design with descriptive scope was carried out.

For the realization of the research work, first the current air conditioning system was evaluated, determining the existing problems, such as the high-power consumption generated by the system, the high cost of operation, the non-optimal distribution of equipment and oversizing. The solar resource in the study area was determined and the thermal load of the premises was calculated using the HAP CARRIER software, obtaining a value of 29.14kW. With the above conditions, the system components were dimensioned and the economic analysis obtained an NPV of \$5,489.89, an IRR of 9.92%, a PAYBACK from year 8.97 and a benefit - cost of 2.3 making the project a feasible one. From the sizing carried out, it was concluded that with the installation of 15 solar collectors and the selection of an absorption refrigeration machine with a capacity of 35.2kW, it was possible to fully air-condition the premises under study.

Keywords: Solar thermal, temperature control, solar collectors, irradiation.

I. INTRODUCCIÓN

En la actualidad debido al cambio climático que se atraviesa mundialmente, el emplearse sistemas de aire acondicionado se ha vuelto fundamentales, necesarios e importantes para mantener temperaturas adecuadas en diferentes ambientes en general, por ende, su demanda y requerimiento en edificaciones se han incrementado. Paralelo a esto encontramos al aumento del consumo de energía eléctrica y mayor emisión de gases que causan el efecto invernadero, siendo los países más desarrollados los que utilizan ampliamente estos sistemas, ya que tienen temperaturas que exceden los estándares de confort adecuados para los seres humanos.

Debido a la importancia de emplear estos sistemas, es inevitable que, las horas de uso de los mismos se hayan prolongado aún más, viendo esta realidad se debe tener en consideración que el mal uso de estos sistemas puede traer consigo problemas económicos, afectar la salud y al medio ambiente, es por ello que debe usarse de manera responsable y juiciosa. Es importante mencionar que los sistemas convencionales de climatización requieren de un alto consumo eléctrico para su funcionamiento.

(Feng, et al., 2020), mencionan, que los sistemas de aire acondicionado por compresión de vapor emplean refrigerantes perjudiciales para el medio ambiente. Alternativamente al sistema convencional, el sistema de aire acondicionado por absorción es una opción más ecológica que causa menos daños al medio ambiente, esta usa energías renovables que reducen efectivamente la dependencia de la energía eléctrica.

La utilización de energía solar en sistemas de aire acondicionado es un tema que viene tomando interés en la industria. Un ambiente con sistema de aire acondicionado beneficia al desarrollo de una vida confortable (Feng, et al., 2020).

Considerando todos estos aspectos, el Perú, con los problemas ambientales que viene atravesando no está excluido de afrontar esa misma realidad cercana del resto del mundo, con el incremento de la temperatura en épocas de verano, emplear sistemas de aire acondicionado en edificaciones se posiciona con mayor demanda, siendo los sistemas de aire acondicionado convencionales los más

utilizados. Es de suma importancia mantener una temperatura adecuada para el desarrollo humano, además es indispensable que los ambientes cuenten con sistemas óptimos y bien dimensionados para que se cumpla con los estándares de calidad de aire y pueda prevalecer el control de temperatura adecuado.

Viendo esta problemática nacional, con el aumento de restricciones ambientales y el incremento del costo por generación eléctrica, se han proyectado nuevas alternativas en sistemas de refrigeración que utilicen recursos no contaminantes y a su vez permitan optimizar el control de temperatura en los ambientes. Es propósito de la investigación en el Instituto Neurociencias de Lima, el cual actualmente cuenta con un sistema convencional de aire acondicionado de tipo ductos y tipo Split, dimensionar un sistema termosolar que utilice energía solar para optimizar el control de temperatura en las diferentes áreas clínicas. Para enfatizar la problemática en el Instituto Neurociencias, se resalta su sistema actual de control de temperatura, el cual no cuenta con un dimensionamiento adecuado para cubrir la demanda térmica de todo el establecimiento, tiene un alto consumo eléctrico, cuenta con una distribución deficiente lo que impide tener un control óptimo de temperatura. Al tratarse de un sistema convencional este requiere de un mantenimiento prolongado y los refrigerantes con los que operan emiten CO₂ que afectan al medio ambiente; todos estos factores resultan en un sistema poco eficiente y amigable con el medio ambiente.

En este sentido se formula el siguiente problema general de indagación, ¿Es factible realizar el dimensionamiento de un sistema termosolar, para optimizar el control de temperatura en el Instituto Neurociencias de Lima?, para llegar al problema general es necesario plantearse los siguientes problemas específicos: ¿Cuáles son los valores de los parámetros clave del sistema actual en el Instituto Neurociencias de Lima que pueden ser mejorados a través del dimensionamiento de un nuevo sistema termosolar?, ¿Es favorable el potencial solar en el área de estudio para realizar el dimensionamiento del sistema termosolar?, ¿Cómo se realizará el dimensionamiento del sistema termosolar para optimizar el control de temperatura en el Instituto Neurociencias de Lima?, finalmente ¿Cuál es el beneficio del dimensionamiento del sistema termosolar para optimizar el control de temperatura en el Instituto Neurociencias de Lima?

En tal sentido esta investigación se justifica por el importante aporte que beneficiará al Instituto Neurociencias de Lima, al presentar un sistema alternativo, que permita optimizar el control de temperatura en los diferentes ambientes, cumpliendo con los estándares de ventilación y calidad de aire requeridos, además este sistema permitirá reducir los costos de operación, lo que se reflejará en un ahorro económico y energético en comparación al sistema actual.

También se justifica porque esta investigación puede servir como guía para resolver problemas similares en otras partes del país, empleando el dimensionamiento adecuado y aprovechando la energía del sol como fuente alternativa de bajo costo de operación, este sistema permitirá reducir la demanda de energía eléctrica y obtener a cambio un ahorro económico significativo.

Asimismo, se justifica por el aporte a la sociedad de promover la utilización de energías renovables en sistemas de control de temperatura que permitan lograr el confort de las personas en cualquier ambiente. Además, se justifica porque el presente trabajo de investigación servirá como referencia para próximas investigaciones similares, debido a que se enfatiza en los sistemas de absorción, es importante abordar esta problemática con la finalidad de reducir las limitaciones que no hayan sido resueltas en investigaciones precedentes respecto al tema.

Teniendo en consideración lo mencionado, la presente investigación tuvo como objetivo general realizar el dimensionamiento del sistema termosolar para optimizar el control de temperatura en el Instituto Neurociencias de Lima. Y como objetivos específicos se tuvo, primero, determinar los valores de los parámetros de operación del sistema de climatización instalado actualmente en el Instituto Neurociencia de Lima. Segundo, determinar el recurso solar en la zona donde se encuentra el Instituto Neurociencias de Lima para realizar el dimensionamiento del sistema termosolar. Tercero, dimensionar y seleccionar los componentes del sistema termosolar. Cuarto, realizar un análisis económico y ambiental del dimensionamiento del sistema termosolar. Como hipótesis general se plantea: Con el dimensionamiento del sistema termosolar se logró optimizar el control de temperatura en el Instituto Neurociencias de Lima.

II. MARCO TEÓRICO

Para la presente investigación se recurrió a diferentes fuentes internacionales y nacionales, tales como tesis, trabajos similares y estudios, que a continuación se hacen mención, dichas fuentes sirven como guía en el desarrollo del tema de investigación.

(Rodas, 2018) el autor hace mención que la investigación tuvo por objetivo realizar en la ciudad de Chiclayo, el diseño de un sistema de ventilación de mínimo costo de funcionamiento, para un local que estuvo destinado al trabajo de oficina, para ello empleo el enfoque cuantitativo, con un diseño no experimenta. Su población estuvo conformada por las oficinas administrativas de la Universidad Católica Toribio de Mogrovejo, mientras que la muestras fue las oficinas del cuarto piso, el autor empleo técnicas de la observación y análisis de documentos. El autor pudo elegir el equipo más adecuado a emplearse para el tipo de proyecto que planteaba, ya que, al evaluar los diferentes sistemas, opto por elegir como mejor alternativa una máquina enfriadora que opere por absorción. En su investigación el autor pudo llegar a concluir que, a diferencia de un sistema convencional de aire acondicionado, el sistema por absorción que propuso tuvo ventajas económicas claras a la hora de su funcionamiento, dichas ventajas económicas se reflejaron en el valor anual de consumo de energía eléctrica que tiene cada sistema.

A si mismo (Suarez, 2019) el objetivo su investigación fue realizar el diseño de un sistema de acondicionamiento de aire que beneficie a un ambiente dentro del laboratorio del campus UCV Filial Chiclayo, dicho sistema de ventilación funcionaría con energía solar, para ello empleo una perspectiva cuantitativa, con un diseño no experimenta. Su población al igual que su muestra estuvo definida por los educandos de la carrera de Ingeniería Mecánica pertenecientes a la Universidad Cesar Vallejo, el autor empleo técnicas de la observación, entrevista y revisión documentaria. Para su diseño el autor determinó la carga térmica de la oficina administrativa y los niveles de radiación, de esa manera seleccionó los elementos que conformarían el sistema, finalmente realizó un análisis económico de esa forma pudo comprobar la factibilidad del sistema que propuso. El autor concluye que al determinarse un valor neto de 1881.5 soles, y una tasa interna de retorno del 14.88%, por lo cual la ejecución del proyecto es totalmente factible.

Prosiguiendo con (Chira, et al., 2020) desarrollaron una investigación que tuvo como finalidad realizar el diseño de un sistema de acondicionamiento a partir de la comparativa entre sistemas de captación solar con paneles y colectores, para ello emplearon una perspectiva cuantitativa, con un diseño no experimenta. Su población estuvo formada por un edificio de la ciudad Piura y como muestra tomaron a un piso de oficinas, los autores emplearon técnicas de la observación y revisión documentaria. Como resultado se obtuvo un aproximado de 215kW de calor que se tendrá que eliminar en el ambiente referenciado, para este sistema se utilizaran 243 colectores o 225 paneles solares, este último método alimentará dieciséis máquinas de aire acondicionado, con el sistema por absorción se ahorraran aproximadamente 93 y 149 toneladas de CO₂ de emisión por año. El autor concluyó que alimentando con paneles solares al sistema por compresión este será el más adecuado para el local referenciado, debido que la inversión realizada retornará de manera positiva y a su vez dicho sistema reducirá la emisión de gases contaminantes.

Siguiendo con (Vega, 2019) en su investigación tuvo como propósito el diseño de un sistema de acondicionamiento de aire que regule la temperatura en el puesto de salud Monte grande, para así lograr el confort y comodidad de los ocupantes, para ello empleo el enfoque cuantitativo, con un diseño no experimenta. Su población al igual que su muestra estuvo definida por la posta de salud Montegrande, el autor empleo técnicas de la observación, entrevista y revisión documentaria. Como resultado de la evaluación de radiación solar en la provincia de Jaén, y determinado su carga térmica realizó los cálculos correspondientes para diseñar los componentes del sistema. El autor concluye, para lograr climatizar al 100% los ambientes en los meses de verano será necesario instalar 76 m² de captación solar incluida una máquina de refrigeración por absorción de agua – LiBr.

Continuando con (Martínez, 2018) al desarrollar su trabajo de investigación tuvo como finalidad incrementar el conocimiento sobre diseño, control y funcionamiento de los sistemas de aire acondicionado que operan con máquinas de absorción alimentados con energía solar térmica, para ello empleo el enfoque cuantitativo, con un diseño experimental. Su población al igual que su muestra estuvo conformada por la planta piloto de climatización, el autor empleo técnicas de la

observación y revisión documentaria. El autor obtuvo como resultado la elaboración y comprobación de una enfriadora de absorción, una vez concluido el modelo incluirlo en el diseño de una planta piloto climatizado con energía solar. El autor concluye que, tras conseguir el modelo de la enfriadora, y realizando el modelo del piloto, este hizo simulaciones de 2 maneras distintas en las cuales no se mostraron diferencias significativas entre el modo 1 y modo 2. Además, concluyo que su elevado costo inicial y la escasez de personal para su mantenimiento, pueden ser factores para que esta tecnología no pueda competir con sistemas convencionales.

De igual manera (Farfán, 2020) su investigación tuvo como objetivo diseñar un sistema de acondicionamiento de aire por absorción, accionado con energía térmica solar en un edificio de la ciudad de Chiclayo, para ello empleo el enfoque cuantitativo, con un diseño no experimenta. Su población estuvo determinada por el sistema de acondicionamiento de aire en edificio de Chiclayo y la muestra fue un edificio en particular, el autor empleo técnicas de la observación y revisión documentaria. El autor tuvo como resultados que para el terreno de 382.51Mt², la temperatura al exterior del edificio es de 18°C – 35°C, y determinando las cargas al interior se eligieron los elementos que constituyen el sistema de refrigeración por absorción. El autor concluyó que con un área de 46.39Mt² de colectores, será posible aclimatar un edificio de 382.51Mt² de área, con una variación de temperatura de 35°C – 18°C.

Prosiguiendo con (Vásquez, 2020) desarrollo su estudio de investigación el cual tuvo como finalidad determinar si el uso de la planta de refrigeración solar para la conservación de productos agrícolas de exportación era pre- factible, para ello empleo el enfoque cuantitativo, con un diseño no experimenta. La población al igual que la muestra estuvo definida por el proyecto Majes segunda etapa, el autor empleo técnicas de la observación y revisión documentaria. El autor tuvo como resultados de la comparación entre un sistema de refrigeración por absorción solar y sistema de refrigeración por compresión de vapor, el primero tendría una inversión inicial de \$1 866 729,73 y el segundo tendría un costo de \$147 809,41, pero el costo de operación anual de cada sistema define que el ahorro anual que traería el sistema de absorción sería de \$167 236,64, por lo cual el retorno de inversión será a largo plazo. El autor concluyó que el PAYBACK de su proyecto fue de 11 años,

determinado a partir del análisis comparativo entre el sistema convencional y el sistema por absorción.

Continuando con (Bustamante, 2019) el objetivo de su investigación desarrollada consistía en lograr enfriar la cabina de la retroexcavadoras 420E aprovechando la energía solar en el diseño de un sistema de aire acondicionado por absorción, para ello empleo el enfoque cuantitativo, con un diseño no experimental. La población estuvo conformada por 32 retroexcavadoras 420E, mientras que la población estuvo definida por 5 retroexcavadoras 420E, el autor empleo técnicas de la observación y revisión documental. El autor tuvo como resultados que se requiere extraer 3069Watt térmicos del interior de la cabina de la retroexcavadora 420E, equivalente a 10471BTU/h. El autor concluyó que la inversión asciende a S/. 2890, teniendo en 1 año el valor neto de S/. 511,38 con una tasa de retorno interno del 5.84%, haciendo factible la ejecución del proyecto.

Los conceptos e información recopilada que se tienen en consideración para el desarrollo del presente trabajo de investigación serán los siguientes:

Acondicionar térmicamente un local requiere de inyectar y extraer calor dependiendo de la temporada del año. Para la refrigeración y calefacción óptima de un ambiente hay que quitar o agregar tanto calor como sea necesario (Rodas, 2018, p. 18). (Vega, 2019, p. 7) explica que el aprovechamiento de la energía solar se basa en la absorción de la radiación solar, que es producida por el sol e incide sobre la superficie en forma de irradiación directa y difusa. La cantidad de radiación se mide en términos de área de incidencia y su unidad es W/m^2 . También destaca la importancia de utilizar la energía solar térmica para el agua caliente sanitaria (ACS), el aire acondicionado y la calefacción.

Para realizar el dimensionamiento del sistema termosolar, se debe de tener en cuenta, las condiciones exteriores como las condiciones interiores, (Rodas 2018, p. 19) dice, para las condiciones exteriores el criterio que se toma en cuenta es el promediar las temperaturas extremas con las medias, de igual manera con la humedad. Para el Perú se puede adoptar valores proporcionados por la página del SENAMHI, el cual brinda información del clima en las diferentes ciudades. Mientras que para determinar las condiciones interiores se adoptan valores recomendados

por la ASHRAE (Sociedad Estadounidense de ingenieros de calefacción, refrigeración y aire acondicionado).

Considerando la ubicación del Instituto Neurociencias de Lima, por las siguientes coordenadas 12°06'40.8"S y longitud 76°59'21.1"W, determinamos el nivel de irradiación de la zona, para ello consideramos los datos de temperatura extraídos de la página meteorológica del SENAMHI. Para realizar el análisis de irradiación emplearemos el modelo de Bristow-Campbell (promediar temperaturas máximas y mínimas). (Rodas, 2018, p. 60) menciona que el modelo seleccionado es el más adecuado para las condiciones del Perú. Este valor se calcula empleando la siguiente ecuación.

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

Donde (a_B) representa el mayor valor de transmitancia atmosférica, característico de cada área de estudio este dependerá de la altitud sobre nivel del mar y la contaminación atmosférica, (b_B) *determina el incremento de ΔT sobre la máxima transmisividad de la atmósfera*, (c_B) está en función de la temperatura máxima y mínima promedio diaria, además se considera la latitud del lugar donde es la incidencia solar. Los cálculos correspondientes a la irradiación solar para el Instituto Neurociencias de Lima se encuentran expresados en el anexo 6.

Para realizar el dimensionamiento del sistema termosolar, también se considera las cargas térmicas del local en estudio, dicha carga es la sumatoria de la ganancia de calor latente más la ganancia de calor sensible que influyen en el Instituto de Neurociencias de Lima. (Huanca, 2016, p. 10) menciona que el calor sensible es aquel calor que puede sentirse y puede ser medido por algún instrumento, este calor interviene en el cambio de temperatura de una sustancia, mas no el cambio de estado del mismo. Mientras que el calor latente es la cantidad de calor necesario para el cambio de estado físico de una sustancia.

El cálculo de las cargas térmicas se realiza analizando las condiciones exteriores e interiores. Para determinar las condiciones exteriores obtenemos los datos de temperatura de bulbo seco y humedad relativa mediante la ubicación del local en

estudio, dichos datos serán adquiridos de las páginas meteorológicas del SENAMHI y la NASA. Con los datos adquiridos y empleando el diagrama psicométrico se determinan los parámetros generales para determinar la carga de refrigeración. Las condiciones interiores estarán determinadas de acuerdo a los valores recomendados por la ASHRAE.

Para el análisis de las cargas térmicas se evaluaron las diferentes áreas del segundo piso del Instituto Neurociencias y sus características constructivas (ventanas, puertas, luminarias paredes y techos). (Vega,2019, p. 55), para determinar la carga térmica total del local se emplea la siguiente ecuación.

$$Q_t = Q_s + Q_l$$

Donde (Q_s) es el calor sensible y (Q_l) es el calor latente.

Los cálculos correspondientes a la carga térmica del Instituto Neurociencias de Lima se encuentran en el (Anexo 7 - cálculo manual) y (Anexo 24 – cálculo con el software HAP CARRIER).

Determinado la irradiación y el análisis de carga térmica, se realiza el dimensionamiento del sistema correcto, de tal manera, evaluando las condiciones de la ciudad de Lima, se vio por conveniente emplear un sistema por absorción, debido a sus ventajas frente a otros sistemas.

Los sistemas de refrigeración por absorción son un tipo de ciclo cerrado, estos se basan en el funcionamiento de un congelador eléctrico por compresión de vapor, a diferencia de este el compresor es reemplazado por un segundo ciclo, el de absorción. Se emplea el termino de ciclo cerrado para señalar que el refrigerante, luego de introducir la refrigeración, este será reutilizado. Los sistemas de absorción se clasifican en tres, estos son: sistema de absorción de simple efecto, de doble efecto y triple efecto. Siendo los dos primeros los más utilizados debido a su mayor rendimiento (Vásquez, 2020, p. 15).

Los tipos de mezclas más utilizadas para el funcionamiento de una maquina por absorción son: Mezcla de bromuro de litio y agua ($H_2O / LiBr$), donde el absorbente es el bromuro de litio y el refrigerante es el agua; mezcla de amoniaco y agua (NH_3

/H₂O), donde el refrigerante es el amoníaco y el absorbente es el agua; mezcla de nitrato de litio y agua, donde el refrigerante es el nitrato de litio y el absorbente es el agua; mezcla de tiocianato sódico y agua, donde el tiocianato sódico es el refrigerante y el agua es el absorbente (Vega, 2019, p. 24).

Los componentes que lo conforman son: generador, absorbedor, condensador y evaporador. El principio de funcionamiento de una maquina por absorción es la siguiente. La disolución es bombeada hacia el generador desde el absorbedor, la presión de trabajo en el generador es similar a la presión del condensador. Luego en el generador se transfiere el calor, mediante esto la disolución alcanza la temperatura de ebullición separándose vapor refrigerante. Para cerrar el ciclo, la disolución rica en absorbente retorna al absorbedor, en cambio el refrigerante lo hace por medio del condensador y el evaporador, de la misma manera que un equipo de compresión mecánica (Vega, 2019, p.26).

Para que el sistema de climatización termosolar opere con una máquina de refrigeración por absorción, es indispensable que esta lleve tres circuitos externos: el subsistema de captación solar (Colectores solares), el subsistema de distribución el cual se encarga de aportar frio al edificio (Fancoils) y el subsistema de disipación de calor (torre de enfriamiento).

El coeficiente de funcionamiento de un ciclo por absorción (COP), esta mide la eficiencia de operación del sistema de refrigeración y esta expresado por la siguiente ecuación.

$$\text{COP} = \frac{\text{calor absorbido por el refrigerante al evaporarse}}{\text{calor suministrado al refrigerante}} \Rightarrow \text{COP} = \frac{Q_E}{Q_G} \quad (54)$$

Los cálculos del dimensionamiento de componentes del sistema se encuentran en el anexo 20 de igual manera el análisis económico y ambiental.

III. METODOLOGÍA

3.1. Tipo y diseño de investigación

Tipo de investigación

Según Hernández et al. (2006), "aquel tipo de investigación que tiene fines prácticos en el sentido de resolver problemas detectados en un campo de conocimiento" es lo que se conoce como investigación aplicada. Está relacionada con la aparición de determinadas demandas o problemas y el deseo del investigador de darles solución" (p.103). Es por tal motivo que el presente trabajo de investigación es del tipo aplicada, debido a que se detectó un problema específico en el sistema de control de temperatura instalado en el Instituto Neurociencias de Lima, por ende, se indaga y buscar dar solución a la problemática mediante un sistema termosolar, el cual aparte de dar solución a la problemática traerá consigo beneficios económicos y energéticos para la institución.

Diseño de investigación

Según Hernández, Fernández y Baptista (2010, p. 149), la investigación no experimental se define como aquellos estudios que se llevan a cabo sin la manipulación intencionada de variables y en los que sólo se observan los acontecimientos en su entorno natural para después evaluarlos.

La investigación descriptiva, según Arias (2012, p. 24), consiste en caracterizar un hecho, fenómeno, persona o grupo para determinar su estructura o comportamiento. En cuanto al nivel de conocimiento, los resultados de este tipo de investigación se consideran intermedios.

Por lo mencionado anteriormente el diseño de la investigación es no experimental longitudinal de alcance descriptivo. Se recopiló datos obtenidos en campo y en su contexto natural, tales como temperaturas, forma constructiva del local, entre otros. Estos datos fueron analizados y descritos en los objetivos de la investigación para dar solución a la problemática del Instituto Neurociencias de Lima.

3.2. Variables y operacionalización

Sistema termosolar

Variable independiente de categoría cuantitativa. (Vega, 2019) menciona que un sistema termosolar es aquel sistema que aprovecha la energía solar para la producción de agua caliente sanitaria (ACS), para calefacción y climatización.

Control de temperatura

Variable dependiente de categoría cuantitativa. (Rodas, 2018) afirma que el control de temperatura en un ambiente es mantener dentro de un local en específico, condiciones de confort, o también condiciones adecuadas para la conservación de algún producto, o para un proceso de fabricación.

La matriz de operacionalización se muestra en el anexo 1.

3.3. Población, muestra y muestreo

Según Arias (2012, p. 81), la población o, más concretamente, la población objetivo es un conjunto finito o infinito de elementos con características compartidas a los que se aplicarán las conclusiones del estudio. Los objetivos del estudio y el problema le sirven de límites. Según Bautista (2009, p. 35), una población es un pequeño grupo de personas, cosas, etc. que entran en la misma clasificación por tener un conjunto de rasgos compartidos.

Población

Está comprendida por el Instituto Neurociencias de Lima.

Criterio de inclusión

Ambientes que pertenecen al Instituto Neurociencias de Lima.

Criterio de exclusión

Ambientes que no pertenecen al Instituto Neurociencias de Lima.

Muestra

Para el trabajo de investigación se tomó como muestra a las áreas clínicas del segundo piso del Instituto Neurociencias de Lima.

Muestreo

Para el desarrollo del trabajo de investigación se empleó el muestreo no probabilístico de tipo por conveniencia, es por ello que el muestreo está conformado por el segundo piso del Instituto Neurociencias de Lima.

Unidad de análisis

Se consideró como unidad de análisis al segundo piso del Instituto Neurociencias de Lima.

3.4 Técnicas e instrumentos de recolección de datos

Según Arias (2012, p. 69), la observación es un método que implica ver o captar a simple vista, de manera metódica, cualquier hecho, suceso o escenario que se manifieste en la naturaleza o en la sociedad, de acuerdo con objetivos de estudio previamente especificados.

En el presente trabajo de investigación las técnicas que se emplearon fueron: el análisis documental y la observación. Como instrumento se usó las fichas de registro y fichas de observación.

En tal sentido el análisis documental consto en la solicitud de los planos arquitectónicos del Instituto Neurociencias de Lima, para tener en consideración la disposición de las áreas clínicas y dimensiones constructivas. También se analizó el registro de los costos de instalación, operación y mantenimiento del sistema de climatización actual. Así mismo se realizó el análisis documental de trabajos similares y fuentes relacionadas al trabajo de investigación, de las cuales se obtuvieron conceptos y fórmulas que se emplearon para el desarrollo de la ingeniería.

El instrumento ficha de observación y ficha de registro, se emplearon para recolectar los datos de los componentes existentes en cada área clínica que

intervienen en la ganancia de calor de los ambientes, así mismo se analizó los materiales de construcción, orientación de ventanas y paredes, lo que permitió determinar la ganancia de calor y finalmente la carga térmica presente en el Instituto Neurociencias de Lima.

Los instrumentos antes mencionados se encuentran detallados en el anexo 3. Dichos instrumentos (Fichas de observación donde se recoge datos de variables cuantitativas, matriz de análisis o consolidación de datos) no requirieron la validez de un experto, debido a que estos no lo ameritan.

3.5 Procedimientos

Para la investigación se realizaron los siguientes procedimientos, primero se determinó los parámetros que influyen en el dimensionamiento del sistema termosolar, para ello se recurrió a fuentes meteorológicas, de los cuales se recolecto los datos históricos de temperaturas y humedad de la zona donde se encuentra ubicado el Instituto Neurociencias.

Luego se realizó el análisis visual del sistema actual para verificar su disposición y sus desventajas operacionales, para poder optimizarlos con el nuevo dimensionamiento, así mismo se visualizó las diferentes áreas que conforman el Instituto Neurociencias, para posterior a ello registrar en una ficha las cargas que contribuían en la ganancia de calor, esto nos permitió calcular la carga térmica total del local mediante el software HAP CARRIER y de manera manual empleando la normativa del ASHRAE .

Culminados los procedimientos anteriores se realizó el dimensionamiento del sistema termosolar para ello se realizó el balance de energía y masa del sistema propuesto, y utilizando la carga térmica se realizó los cálculos para dimensionar los componentes del sistema termosolar por absorción.

Finalmente se realizó el análisis económico y ambiental del sistema termoslar, para lo cual se cotizo los componentes más adecuados para el sistema y analizando los indicadores económicos VAN y TIR se determinó la viabilidad del proyecto. Posterior a ello se realizó la discusión de los resultados obtenidos.

3.6 Método de análisis de datos

Para el análisis de irradiación solar se empleó las fichas de registro en Microfoft Excel, donde se promedió las temperaturas máximas y mínimas, valores obtenidos de la página del SENAMHI para la zona de estudio, dichos datos se usaron en el cálculo de la irradiación y su posterior análisis en la orientación de los colectores solares.

Para el análisis de las cargas térmicas y ganancia de calor que pueda existir en el interior de las áreas clínicas, se emplearon fichas de observación en trabajo de campo, de igual manera se registraron las dimensiones de cada ambiente para luego determinar la carga de refrigeración necesaria mediante el uso del software HAP CARRIER.

Finalmente, para el análisis económico se utilizó tablas en formato Excel, el cual permitió definir el costo beneficio del sistema dimensionado en comparación con el sistema actual.

3.7 Aspectos éticos

El desarrollo del presente trabajo de investigación garantiza la veracidad presente en la toma de datos y la búsqueda de conceptos técnicos que se vieron involucrados en la solución del problema. De igual manera se resalta el principio de beneficio que dejo la investigación para futuras investigaciones que busquen soluciones de problemas similares a nivel nacional. De igual manera se garantiza la originalidad y confiabilidad del autor mediante la declaratoria adjuntada al igual que el reporte del porcentaje de similitud de plagio obtenido mediante el software Turniti.

IV. RESULTADOS

Para la elaboración de la investigación fue necesario evaluar el sistema actual de control de temperatura, viendo las deficiencias del mismo, se dimensiono un sistema termosolar que permita realizar un control óptimo de temperatura en las diferentes áreas clínicas del segundo piso, beneficiando de esta manera al Instituto Neurociencias de Lima.

Objetivo específico 1: Determinar los valores de los parámetros de operación del sistema de climatización instalado actualmente en el Instituto Neurociencias de Lima.

Tabla 1. *Valores de los parámetros de operación del sistema actual.*

VALORES DE LOS PARAMETROS DE OPERACIÓN			
Ítem	Descripción	Unidad	Valores
1	Energía consumida anual	kWh	34560
2	Horas de uso diarios	Horas	10
3	Días de uso mensuales	Días	24
4	Meses de uso anual	Meses	8
5	Capacidad de refrigeración de equipos	Watt	42228
6	Carga térmica del local	Watt	29141
7	Humedad relativa	%	79
8	Temperatura exterior	°C	29
9	Temperatura interior optima	°C	25
10	Costo de operación anual	S/.	21852
11	Costo de mantenimiento anual	S/.	990

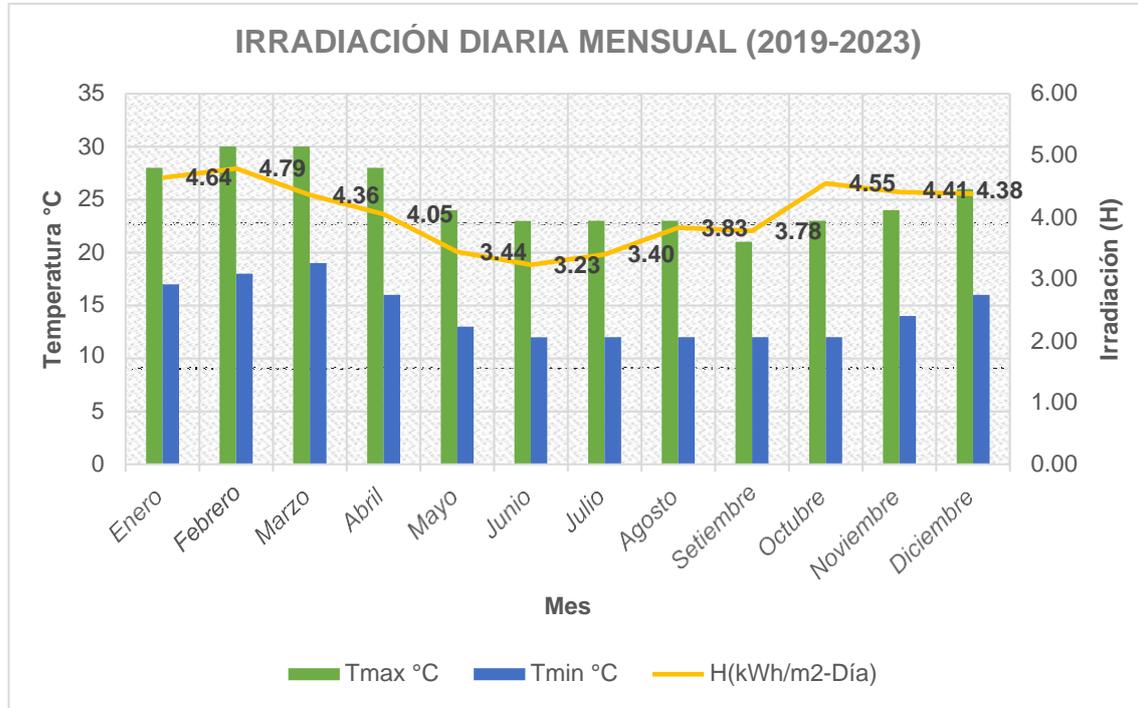
Fuente: Elaboración propia.

Interpretación

Se observó que el sistema de aire acondicionado instalado demandó anualmente 34560kWh de energía con un régimen de funcionamiento de 10 horas diarias, 24 días al mes y 8 meses del año. La capacidad de refrigeración de equipos tuvo un valor de 42228 Watts, los parámetros que manejó el sistema fueron humedad relativa de 79%, temperatura exterior de 29 °C y una temperatura interior de 25°C, que definieron una carga térmica en el local con un valor de 29.14kW, teniendo un costo de consumo de energía de S/.21852 y un costo por mantenimiento de S/.990 anual.

Objetivo específico 2: Determinar el recurso solar en la zona donde se encuentra el Instituto Neurociencias de Lima para realizar el dimensionamiento del sistema termosolar.

Figura 1. Irradiación solar diaria mensual.



Fuente: Elaboración propia

Interpretación

En la figura 1 se muestra los resultados del cálculo realizado para determinar la irradiación solar diaria mensual en la zona donde se ubica el Instituto Neurociencias de Lima. Estos valores están en función del diferencial entre las temperaturas máximas y mínimas, datos que fueron obtenidos de la página del SENAMHI del registro del año 2019 – 2023. En la figura se aprecia que los meses que mayor irradiación presentan son durante la época de verano (diciembre-marzo) obteniendo un valor máximo de 4.79 kWh/m² en el mes de febrero y siendo los meses de invierno (junio-setiembre) los que menos irradiación presentan, obteniendo el valor mínimo de 3.23 kWh/m² en el mes de julio.

Objetivo específico 3: Dimensionar y seleccionar los componentes del sistema termosolar.

Tabla 2. Componentes dimensionados y seleccionados para el sistema termosolar.

Ítem	Descripción	Capacidad	Función	Cantidad
1	Equipo de absorción marca Yasaki WFC-SC10	35.2kW de enfriamiento	Enfriar agua por ciclo de absorción	1
2	Colector solar de 20 tubos de vacío Heat pipe 2m-tubosol	92% de absorción de calor	Recolectar calor y calentar el fluido de trabajo	15
3	Torre de enfriamiento tipo botella modelo ftb-n-15 marca Friotek	58,50 kcal/h de disipación de calor	Enfriar el fluido de trabajo	1
4	Bomba centrífuga	1.5 HP de potencia	Impulsar el fluido de trabajo del sistema	1
5	Fan coils	3600btu/h y 48000 Btu/h de aporte de frío	Distribuir el aire	3

Fuente: Elaboración propia

Interpretación

El equipo principal que se dimensionó fue una maquina por absorción con una capacidad de 35.2 kW de enfriamiento, se dimensiono el uso de 15 colectores tubulares con un nivel de 92% de absorción de calor, otro componente importante dimensionado fue una torre de enfriamiento tipo botella con capacidad de 58.50 kcal/h, también se seleccionó una bomba centrífuga con capacidad de 1.5 Hp, finalmente para distribuir el aire se dimensiono tres fancoil con capacidad de 36000 y 48000 Btu/h respectivamente.

Objetivo específico 4: Realizar el análisis económico y ambiental del dimensionamiento del sistema termosolar.

Tabla 3. *Análisis económico y ambiental del sistema termosolar.*

ANALISIS ECONOMICO	
Inversión	\$44,845.00
Tasa de descuento	8.60%
VAN	\$5,489.89
TIR	9.92%
B/C	2.3
ANALISIS AMBIENTAL	
Ahorro energético (kWh anual)	34157
Reducción de emisiones de CO2 (Ton. anual)	16.91

Fuente: Elaboración propia.

Interpretación

En la tabla se muestra que la inversión del sistema termosolar tuvo un valor de \$44,845, con una tasa de descuento de 8.60% se obtuvo un VAN de \$5,489.89 y una TIR de 9.92%. Además, se ha evaluado el beneficio-costo, obteniendo un valor de 2.3.

Del análisis ambiental realizado, se obtuvo un ahorro energético anual de 34,157 kWh y una reducción de emisión de CO2 de 16.91 toneladas.

V. DISCUSIÓN

En esta investigación el primer objetivo desarrollado fue determinar los valores de los parámetros de operación del sistema de climatización instalado en el Instituto Neurociencias de Lima, para ello se analizó las características técnicas de los equipos existentes y verificó las condiciones de operación de los mismos, donde se obtuvo como resultados que el sistema actual tiene un consumo elevado de energía, acumulando un total de 34,560kW anuales y costo de operación de S/.21,852; (Farfán, 2020) en su trabajo de investigación resalta que los equipos de refrigeración por absorción a diferencia de los sistemas convencionales de climatización estos no solo contribuyen a la reducción del costo de operación sino también contribuye en la reducción de emisión de contaminantes. Por su parte (Rodas, 2018) en el desarrollo de su trabajo de investigación, realiza la comparación de los diversos sistemas de aire acondicionado existentes, destacando de entre ellos el sistema por absorción, sistema el cual tiene un bajo costo de operación y a diferencia de los sistemas convencionales este aprovecha el calor para generar frío, además el autor al realizar la comparativa de operación entre su sistema por absorción planteado y un sistema convencional, este determino que el costo de operación del sistema termolar era de S/.703.87 mientras que el sistema convencional tenía un costo de operación de S/.15,837.12 anualmente. De manera similar (Suarez, 2019) en su investigación realizada, menciona que el uso de sistemas de aire acondicionado por compresión de vapor, requieren la energía mecánica de un motor eléctrico por lo cual estos demandan un consumo elevado de energía eléctrica, además enfatiza que elegir un sistema por absorción para generar frío, es por el uso directo del calor al sistema, lo que permite incrementar su eficiencia. Es por tal motivo que se enfatiza en el presente trabajo de investigación la importancia de la reducción de consumo de energía eléctrica, resaltando que el uso de la energía solar puede satisfacer la demanda de aire acondicionado en edificaciones.

El segundo objetivo específico fue determinar el recurso solar en la zona donde se encuentra el Instituto Neurociencias de Lima para realizar el dimensionamiento del sistema termosolar, para ello se recolecto datos del Senamhi de los últimos cinco años, considerando las coordenadas geográficas del local en función de las temperaturas máximas y mínimas, empleando esos valores se determinó la irradiación diaria mensual para el sistema; de igual manera (Vega 2020), en su *trabajo de investigación titulada “Diseño de un sistema de aire acondicionado solar por absorción para climatizar el puesto de salud Montegrande-Jaén” donde el autor obtuvo valores de temperaturas de dos fuentes, siendo una de ellas la estación meteorológica instalada en la universidad de Jaén y otra la estación automática del Senamhi, con los valores de temperatura promedios en función de la temperatura máxima y mínima durante los últimos cinco años, este pudo determinar la irradiación solar diaria mensual para su sistema solar; también se puede mencionar que (Bustamante 2019) en su trabajo de investigación titulada “Diseño de un sistema de aire acondicionado por absorción con energía solar para climatizar la cabina de la retroexcavadora 420E” este realizó la recolección de los niveles de irradiación solar en cuatro regiones del norte del Perú, lugar donde operaban las maquinarias, los datos fueron obtenidos de las estación meteorológicas regionales de Lambayeque, Piura, la Libertad y Cajamarca, durante un periodo de tres meses (enero, febrero y marzo) del año 2019 siendo estos los meses más calurosos, obtenidos estos valores y empleando el método probabilístico de Weibull en su análisis, pudo determinar la mayor probabilidad de ocurrencia de radiación solar, obteniendo un valor de 67% que fue determinante para su sistema solar. De los estudios antes mencionados, para el desarrollo del presente trabajo de investigación se resalta el uso del modelo más adecuado para las condiciones del Perú es el modelo Bristow Campbell, empleado para determinar la irradiación en el sistema planteado.*

El tercer objetivo específico fue dimensionar y seleccionar los componentes del sistema termosolar para ello se realizó el balance de energía del sistema para determinar las condiciones de trabajo en cada componente, así mismo la carga térmica total encontrada con el software HAP CARRIER con un valor de 29.14kW fue usada para seleccionar el equipo principal enfriador de agua por ciclo de absorción con capacidad de refrigeración igual a 35.2 kW, de esta forma se pudo satisfacer la demanda de refrigeración del local, de igual manera (Rodas 2018) en su tesis titulada *“Diseño de un sistema de aire acondicionado de bajo costo de operación para las oficinas administrativas del cuarto piso del edificio de Ingeniería Usat- Chiclayo”* determinó su carga térmica presente en su local encontrando un valor de 63.4 kW, y realizando un balance de energía pudo determinar los valores de trabajo de cada componente del sistema, de esta manera pudo seleccionar su equipo principal que fue un equipo enfriador de agua por ciclo de absorción con una capacidad de 70.3 kW, pudiendo cubrir la demanda de refrigeración de su local estudiado; de manera similar (Chira, et al., 2020) en su tesis *“Comparativa entre sistemas de captación solar para el diseño y análisis de un sistema de acondicionamiento para un piso de oficinas”*, realizó el cálculo de su carga térmica obteniendo un valor de 213.468kW , prosiguiendo realizó el balance de masa y energía para cada componente del sistema, con estos valores selecciono los equipos adecuados para su sistema, selecciono como equipo principal una máquina de refrigeración por absorción con capacidad de 264 kW, con ello logró satisfacer la demanda de refrigeración del local que estudio; también se puede mencionar a (Vega 2019) en su tesis *“Diseño de un sistema de aire acondicionado solar por absorción para climatizar el puesto de salud Montegrande-Jaén”* realizó el cálculo de su carga térmica obteniendo un valor de 22.9 kW, y realizando el balance de masa y energía en cada componente del sistema, pudo seleccionar los equipos adecuados para su sistema, seleccionando como equipo principal una máquina de refrigeración por absorción con capacidad de 35 kW para poder satisfacer la demanda de refrigeración que requería el puesto de salud.

El cuarto objetivo específico fue realizar un análisis económico y ambiental del dimensionamiento del sistema termosolar, utilizando los indicadores, relación beneficio-costos, VAN, TIR. Ahorro energético y deducción de emisión de CO₂, para el análisis económico se determinó el costo de los componentes más importantes del sistema termosolar, estos costos fueron obtenidos de cotizaciones con empresas especialistas en refrigeración y de tiendas en línea, de tal manera que el presupuesto realizado refleja valores actuales. Es importante mencionar que la determinación del ahorro energético está en función de la comparativa realizada entre el sistema dimensionado y el sistema actual, mientras que, para determinar el costo por operación de ambos sistemas, se consideró la tarifa actual del kW que posee el Instituto Neurociencias de Lima. El retorno de inversión para este tipo de proyectos es a largo plazo, obteniendo un Payback a partir del año 8.97 considerando 30 años de vida útil del sistema; de manera similar (Vega 2019) en su tesis *“Diseño de un sistema de aire acondicionado solar por absorción para climatizar el puesto de salud Montegrande-Jaén”* el autor realizó un análisis económico en comparación con un sistema convencional, de manera que se refleja la diferencia de costo de inversión inicial mayor por parte del sistema termosolar, que a su vez este tiene un retorno de inversión a largo plazo, considero además que la vida del sistema tiene un periodo de 30 años, con el análisis económico realizado obtuvo una amortización a los siete años y seis meses de instalación del sistema logrando tener una rentabilidad positiva a largo plazo, también se puede mencionar a (Rodas 2018) en su tesis *“Diseño de un sistema de aire acondicionado de bajo costo de operación para las oficinas administrativas del cuarto piso del edificio de Ingeniería Usat- Chiclayo”* el autor al realizar su análisis económico proyecto una vida útil del sistema termosolar de 25 años, realizando una comparativa con un sistema convencional, obtuvo como resultados que el costo de inversión del sistema termosolar es mucho mayor, además obtuvo un ahorro energético considerable y logrando reducir 40.8 toneladas anuales de CO₂ sin emitir. Obteniendo para su proyecto un Payback de a partir del año 15.

VI. CONCLUSIONES

Luego de desarrollar el presente trabajo de investigación se concluye en los siguientes puntos.

1. Considerando los valores de operación determinados en el primer objetivo específico, del sistema actual se concluye que este sistema convencional no cuenta con el dimensionamiento adecuado, debido a que se encuentra sobredimensionado con un valor de 42.23kW de capacidad de refrigeración, siendo la verdadera carga térmica a enfriar 29.14kW.
2. En el análisis del recurso solar en la zona de estudio, se utilizó la base de datos de temperatura y humedad durante 5 años, para lograr obtener mediante el cálculo resultados de irradiación más confiables y exactos.
3. Para el dimensionamiento óptimo y eficiente del sistema termosolar, se recomienda considerar que los equipos se dimensionen considerando las condiciones climatológicas y ubicación de la instalación.
4. Del análisis económico del sistema termosolar se obtuvo como beneficio un ahorro energético con un valor de 34,157kWh sin consumir y una reducción de emisión de gases contaminantes de 16 toneladas, ambos beneficios evaluados anualmente.

VII. RECOMENDACIONES

Para realizar un dimensionamiento de un sistema termosolar, es muy importante evaluar primeramente la ubicación del local y el lugar donde este se ubica. Así mismo considerar la forma constructiva del local y las características de los ambientes.

En proyectos con mayores cargas térmicas y con áreas más amplias, es recomendable utilizar materiales aislantes que permitan reducir el aporte de calor al local por radiación y conducción, de tal manera que el dimensionado de los equipos para la implementación de sistemas termosolares tenga una menor inversión inicial.

Con relación a los captadores solares, considerar el registro de radiación solar de la zona en la cual estos se instalarán, evaluar las características de operación de cada tipo de colector (plano o tubular) para que la instalación sea la más óptima.

Al momento de realizar un estudio para implementar un sistema termosolar, es importante tener en consideración dos aspectos: primero se debe de considerar que este tipo de sistemas tienen un costo de inversión elevado, contando con un retorno de inversión a largo plazo, siendo entre 20-30 años la vida útil de estos sistemas. Segundo, este tipo de sistemas al utilizar energía solar para su funcionamiento, genera un ahorro de energía considerable, además no emite contaminantes.

REFERENCIAS

RODAS, F. (2018). Diseño de un sistema de aire acondicionado de bajo costo de operación para las oficinas administrativas del cuarto piso del edificio de ingeniería USAT – Chiclayo [Tesis de titulación publicada - Universidad Católica Santo Toribio de Mogrovejo]. Repositorio de tesis USAT - Universidad Católica Santo Toribio de Mogrovejo.
<http://hdl.handle.net/20.500.12423/1857>

SUAREZ, M. (2019). Diseño de un sistema de aire acondicionado con energía solar para prácticas estudiantiles en la Universidad Cesar Vallejo – 2019 [Tesis de titulación -Universidad Cesar Vallejo]. Repositorio Institucional - Universidad Cesar Vallejo.
<https://hdl.handle.net/20.500.12692/48745>

CHIRA, A. C., & Luna, V. (2020). Comparativa entre sistemas de captación solar para el diseño y análisis de un sistema de acondicionamiento para un piso de oficinas [Tesis de Bachiller - Universidad de Piura]. Repositorio Institucional PIRHUA - Universidad de Piura.
<https://hdl.handle.net/11042/4862>

VEGA, O. (2019). Diseño de un sistema de aire acondicionado solar por absorción para la climatización del puesto de salud Montegrande – Jaén [Tesis de titulación - Universidad Nacional de Jaén]. Repositorio Institucional - Universidad Nacional de Jaén.
<http://repositorio.unj.edu.pe/handle/UNJ/101>

MARTÍNEZ, J. (2018). Estudio experimental y simulación de sistemas de climatización solar mediante ciclos de absorción [Tesis doctoral - Universidad Miguel Hernández de Elche]. Repositorio Institucional - Universidad Miguel Hernández de Elche.
<https://dialnet.unirioja.es/servlet/tesis?codigo=150498>

- ESPINOZA, D. (2020). Diseño de un sistema de aire acondicionado fotovoltaico para optimizar el confort del centro de salud Pósope Alto [Tesis de titulación - Universidad Cesar Vallejo]. Repositorio Institucional - Universidad Cesar Vallejo.
<https://hdl.handle.net/20.500.12692/56709>
- FARFÁN, R. (2020). Diseño de un sistema de aire acondicionado por absorción para optimizar el confort - Caso edificio Próceres de Latina – Chiclayo [Tesis de titulación - Universidad Cesar Vallejo]. Repositorio Institucional - Universidad Cesar Vallejo.
<https://hdl.handle.net/20.500.12692/45876>
- VÁSQUEZ, G. (2020). Proyecto de prefactibilidad de una planta de refrigeración industrial por absorción en el distrito de Majes para una capacidad de 256 kW. [Tesis de titulación - Universidad Católica de Santa María]. Repositorio UCSM - Universidad Católica de Santa María.
<http://tesis.ucsm.edu.pe/repositorio/handle/UCSM/10288>
- REGALADO, K. (2017). Evaluación energética de sistemas de refrigeración solar en Piura usando el software TRNSYS [Tesis de titulación - Universidad de Piura]. Repositorio Institucional PIRHUA - Universidad de Piura.
<https://hdl.handle.net/11042/2992>
- BUSTAMANTE, J. (2019). Diseño de un sistema de aire acondicionado por absorción con energía solar para climatizar la cabina de la Retroexcavadora 420E [Tesis de titulación - Universidad Cesar Vallejo]. Repositorio Institucional - Universidad Cesar Vallejo.
<https://hdl.handle.net/20.500.12692/45898>
- CHENG, Feng; WU, Yunlei; LI, Xiuwei. Research on regeneration performance of the solar steam method for absorption air-conditioning system. *Applied Thermal Engineering*, 2020, vol. 178, p. 115576.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115576>

- CHEN, Erjian, et al. Experimental investigation of a solar-assisted absorption-compression system for heating and cooling. *Solar Energy*, 2023, vol. 257, p. 18-33. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2023.04.025>
- ZHANG, Wanshi, et al. Performance optimization and comparison of two hybrid regeneration methods for absorption air-conditioning system. *Solar Energy*, 2023, vol. 249, p. 81-97. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2022.11.013>
- YONGGA, A., et al. Occupant-centered evaluation on indoor environments and energy savings of radiant cooling systems with high-intensity solar radiation. *Solar Energy*, 2022, vol. 242, p. 30-44. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2022.06.034>
- BOUHAL, T., et al. Energy and economic assessment of a solar air-conditioning process for thermal comfort requirements. *Solar Energy*, 2020, vol. 208, p. 101-114. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2020.07.045>
- BRAUN, Reiner, et al. System design and feasibility of trigeneration systems with hybrid photovoltaic-thermal (PVT) collectors for zero energy office buildings in different climates. *Solar energy*, 2020, vol. 196, p. 39-48. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2019.12.005>
- XU, Z. Y.; WANG, R. Z. Comparison of absorption refrigeration cycles for efficient air-cooled solar cooling. *Solar Energy*, 2018, vol. 172, p. 14-23. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2018.04.004>
- CHEN, J. F., et al. Experimental investigation on a novel air-cooled single effect LiBr-H₂O absorption chiller with adiabatic flash evaporator and adiabatic absorber for residential application. *Solar energy*, 2018, vol. 159, p. 579-587. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2017.11.029>
- MONTAGNINO, Fabio Maria. Solar cooling technologies. Design, application and performance of existing projects. *Solar Energy*, 2017, vol. 154, p. 144-157. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2017.01.033>

EL-SHAARAWI, M. A. I.; AL-UGLA, A. A. Unsteady analysis for solar-powered hybrid storage LiBr-water absorption air-conditioning. *Solar Energy*, 2017, vol. 144, p. 556-568.

<https://doi.org/10.1016/j.solener.2016.12.054>

KERME, Esa Dube, et al. Energetic and exergetic analysis of solar-powered lithium bromide-water absorption cooling system. *Journal of Cleaner Production*, 2017, vol. 151, p. 60-73.

<https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2017.03.060>

HERRANDO, María, et al. Solar combined cooling, heating and power systems based on hybrid PVT, PV or solar-thermal collectors for building applications. *Renewable Energy*, 2019, vol. 143, p. 637-647.

<https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.05.004>

Czajkowski, Jorge, et al. Instalaciones 1. Diseño ambientalmente consciente 1. Dac 3: Calidad hidrotérmica de cerramientos verticales y horizontales. Tabla 3, p.4.

http://www.arquinstal.com.ar/2016/n1_02_16_calidad%20termica.pdf

ASHRAE (2001). "ASHRAE Fundamentals Handbook". Recuperado de:

<https://sovathrothsama.files.wordpress.com/2016/03/ashrae-hvac-2001-fundamentals-handbook.pdf>

PITA, E. (2005) "Acondicionamiento de aire – Principios y sistemas" segunda edición. Editorial CECSA. Instituto tecnológico Superior de Motul.

SENAMHI (2003) "Atlas de energía solar del Perú". Recuperado de:

[https://www.senamhi.gob.pe/pdf/Atlas%20 de Radiacion Solar.pdf](https://www.senamhi.gob.pe/pdf/Atlas%20de%20Radiacion%20Solar.pdf)

TILAHUN, F. B., Bhandari, R., & Mamo, M. (2019). Design optimization and control approach for a solar-augmented industrial heating. *Energy*, 179, 186-198.

- TSCHOPP, D., Tian, Z., Berberich, M., Fan, J., Perers, B., & Furbo, S. (2020). Large-scale solar thermal systems in leading countries: A review and comparative study of Denmark, China, Germany and Austria. *Applied energy*, 270, 114997.
- KALIDASAN, B., Pandey, A. K., Shahabuddin, S., Samykano, M., Thirugnanasambandam, M., & Saidur, R. (2020). Phase change materials integrated solar thermal energy systems: Global trends and current practices in experimental approaches. *Journal of Energy Storage*, 27, 101118.
- ISLAM, M. P., & Morimoto, T. (2018). Advances in low to medium temperature non-concentrating solar thermal technology. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 82, 2066-2093.
- PUNNIAKODI, B. M. S., & Senthil, R. (2021). A review on container geometry and orientations of phase change materials for solar thermal systems. *Journal of Energy Storage*, 36, 102452.
- KUMAR, K. R., Chaitanya, N. K., & Kumar, N. S. (2021). Solar thermal energy technologies and its applications for process heating and power generation—A review. *Journal of Cleaner Production*, 282, 125296.
- FARJANA, S. H., Huda, N., Mahmud, M. P., & Saidur, R. (2018). Solar industrial process heating systems in operation—Current SHIP plants and future prospects in Australia. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 91, 409-419.
- VENGADESAN, E., & Senthil, R. (2020). A review on recent development of thermal performance enhancement methods of flat plate solar water heater. *Solar Energy*, 206, 935-961.
- AHMED, F. E., Hashaikeh, R., & Hilal, N. (2019). Solar powered desalination—Technology, energy and future outlook. *Desalination*, 453, 54-76.

- TIAN, Z., Zhang, S., Deng, J., Fan, J., Huang, J., Kong, W., ... & Furbo, S. (2019). Large-scale solar district heating plants in Danish smart thermal grid: Developments and recent trends. *Energy conversion and management*, 189, 67-80.
- CHAKRAVARTY, K. H., Sadi, M., Chakravarty, H., Alsagri, A. S., Howard, T. J., & Arabkoohsar, A. (2022). A review on integration of renewable energy processes in vapor absorption chiller for sustainable cooling. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 50, 101822.
- PATHAK, S. K., Tyagi, V. V., Chopra, K., Kalidasan, B., Pandey, A. K., Goel, V., ... & Ma, Z. (2023). Energy, exergy, economic and environmental analyses of solar air heating systems with and without thermal energy storage for sustainable development: A systematic review. *Journal of Energy Storage*, 59, 106521.
- MA, Z., Ren, H., & Lin, W. (2019). A review of heating, ventilation and air conditioning technologies and innovations used in solar-powered net zero energy Solar Decathlon houses. *Journal of Cleaner Production*, 240, 118158.

ANEXOS

Anexo 1: Operacionalización de variables

Tabla 4. Matriz de operacionalización de la variable sistema termosolar.

Variable	Definición conceptual	Definición operacional	Dimensiones	Indicadores	Escala de medición
V.I: Sistema termosolar	Vega, 2019, menciona que un sistema termosolar es aquel sistema que aprovecha la energía solar para la producción de agua caliente sanitaria (ACS), para calefacción y climatización.	Para la determinación de las condiciones de dimensionamiento, se adopta promediar las temperaturas extremas con las medias, de igual manera con las humedades. Para el Perú se adoptan valores de la base de datos del SENAMHI, y es indispensable contemplar, las dimensiones y características de la instalación que garantice la exactitud de los componentes de la carga (Rodas, 2018).	Temperatura	Temperatura exterior máxima	Intervalos
				Temperatura exterior mínima	Intervalos
			Humedad exterior	Humedad relativa	Intervalos
				Humedad absoluta	Intervalos
			Dimensiones de la instalación	Área de techo	De razón
				Área de paredes	De razón
				Área de ventanas	De razón
Carga del sistema	Carga del sistema	De razón			

Tabla 5. Matriz de operacionalización de la variable control de temperatura.

Variable	Definición conceptual	Definición operacional	Dimensiones	Indicadores	Escala de medición
V.D: Control de temperatura	Rodas, 2018, afirma que el control de temperatura en un ambiente es mantener dentro de un local en específico, condiciones de confort, o también condiciones adecuadas para la conservación de algún producto, o para un proceso de fabricación.	Para alcanzar el control de temperatura interior deseada, con el análisis de carga de acondicionamiento no basta con determinar la carga total, se debe fijar con precisión cuanto calor sensible y latente se gana, tanto en interior como exterior, con el fin de utilizar la cantidad y condiciones adecuadas de humedad de aire y temperatura que vamos a introducir al local (Rodas,2018).	Carga de acondicionamiento	Carga de acondicionamiento	De razón
			Calor	Calor latente	De razón
				Calor sensible	De razón
			Humedad de aire interior	Humedad relativa	Intervalos
				Humedad Absoluta	Intervalos
			Temperatura	Temperatura interior	Intervalos
Temperatura exterior	Intervalos				

Anexo 2: Matriz de consistencia

Tabla 6. Matriz de consistencia.

Problema general	Objetivo general	Hipótesis general
¿Es factible realizar el dimensionamiento de un sistema termosolar, para optimizar el control de temperatura en el Instituto Neurociencias de Lima?	Realizar el dimensionamiento del sistema termosolar para optimizar el control de temperatura en el Instituto Neurociencias de Lima.	Con el dimensionamiento del sistema termosolar se logró optimizar el control de temperatura en el Instituto Neurociencias de Lima.
Problema específico	Objetivo específico	
¿Cuáles son los valores de los parámetros clave del sistema actual en el Instituto Neurociencias de Lima que pueden ser mejorados a través del dimensionamiento de un nuevo sistema termosolar?	Determinar los valores de los parámetros de operación del sistema de climatización instalado en el Instituto Neurociencias de Lima.	
¿Es favorable el potencial solar en el área de estudio para realizar el dimensionamiento del sistema termosolar?	Determinar el recurso solar en la zona donde se encuentra el Instituto Neurociencias de Lima para realizar el dimensionamiento del sistema termosolar.	
¿Cómo se realizará el dimensionamiento del sistema termosolar para optimizar el control de temperatura en el Instituto Neurociencias de Lima?	Dimensionar y seleccionar los componentes del sistema termosolar.	
¿Cuál es el beneficio del dimensionamiento del sistema termosolar para optimizar el control de temperatura en el Instituto Neurociencias de Lima?	Realizar el análisis económico y ambiental del dimensionamiento del sistema termosolar.	

Anexo 3: Instrumentos de recolección de datos

Ficha de observación

La presente ficha de observación tiene por finalidad recoger los valores de los parámetros del sistema de control de temperatura instalado actualmente en el Instituto Neurociencias de Lima. Estos datos fueron adquiridos en trabajo de campo, verificando la ficha técnica de los equipos instalados y la revisión de la tarifa eléctrica del local, con ello se ha determinado los siguientes valores que se muestran a continuación.

FICHA DE OBSERVACIÓN DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO INSTALADO ACTUALMENTE

LUGAR: Instituto Neurociencias de Lima

FECHA: 12/08/2023

OBSERVADOR: Victor Hugo Azaña Bernuy

ITEM	Descripción	Capacidad frigorífica por equipo (BTU/h)	Potencia de equipo (W)	Horas de uso diarios	Días de uso mensual	Meses de uso (excluyendo invierno)	Consumo de energía anual kWh
1	Acondicionador de aire tipo sistema dividido marca YORK - frio solo Split pared	24000	3000	10	24	8	5760

Cantidad de equipos instalados actualmente (Unid.)	6
Costo tarifa BT5B no residencial por kW (S/.)	0.6323
Consumo de energía total del sistema (kWh)	34560
Costo de operación anual estimada (S/.)	21852
Costo de mantenimiento anual (S/.)	977

24000 BTU/h	=	7.038 kW
Capacidad frigorífica total		42.228 kW

Nota: el costo de operación anual al igual que la capacidad frigorífica total, está en función a los 6 equipos instalados en el segundo piso del Instituto Neurociencias de Lima

Ficha de registro

La presente ficha de registro tiene por finalidad recoger datos de temperaturas máximas, mínimas y promedio, de igual manera también recoge datos de humedad relativa, lluvia y velocidad de viento. Estos datos serán adquiridos de la página meteorológica del SENAMHI para la siguiente coordenada: Latitud -12.1113 Longitud -76.9893 donde se encuentra el Instituto Neurociencias de Lima.

Día/mes/año	Temperatura (°c)			Humedad (%)	Lluvia (mm)	Velocidad del Viento (m/s)
	Prom	Max	Min			
1/01/2023						
2/01/2023						
3/01/2023						
4/01/2023						
5/01/2023						
6/01/2023						
7/01/2023						
8/01/2023						
9/01/2023						
10/01/2023						
11/01/2023						
12/01/2023						
13/01/2023						
14/01/2023						
15/01/2023						
16/01/2023						
17/01/2023						
18/01/2023						
19/01/2023						
20/01/2023						
21/01/2023						
22/01/2023						
23/01/2023						
24/01/2023						
25/01/2023						
26/01/2023						
27/01/2023						
28/01/2023						
29/01/2023						
30/01/2023						
31/01/2023						

Ficha de observación

La presente ficha de observación tiene por finalidad recoger datos de las dimensiones del Instituto de Neurociencias, estos datos fueron adquiridos en trabajo de campo y utilizando los planos de construcción del local.

DIMENSIONES GENERALES		
Concepto	Total	
Área	325	
Alto	3	
Volumen (m ³)	975	
TECHO		
Concepto	Total	
Área techo (m ²)	325	
PISO		
Concepto	Total	
Área piso (m ²)	325	
PUERTAS		
Concepto	Total	
Área de puertas (m ²)	18.38	
PAREDES EXTERNAS		
Concepto	Orientación	Total
Área pared (m ²)	Nor Oeste (NO)	37.41
Área pared (m ²)	Sur Oeste (SE)	-
Área pared (m ²)	Nor Este (NE)	5.61
Área pared (m ²)	Sur Oeste (SO)	30.69
Total		73.71
VENTANAS DE CRISTAL		
Concepto	Orientación	Total
Área ventana cristal (m ²)	Nor Oeste (NO)	14.66
Área ventana cristal (m ²)	Sur Oeste (SE)	-
Área ventana cristal (m ²)	Nor Este (NE)	3.7
Área ventana cristal (m ²)	Sur Oeste (SO)	15.54
Total		33.9

Ficha de observación

La presente ficha de observación tiene por finalidad recoger datos de las cargas térmicas sensibles presentes en las diferentes áreas del Instituto de Neurociencias, estos datos fueron adquiridos en trabajo de campo.

FICHA DE OBSERVACIÓN DE LAS CARGAS TÉRMICAS SENSIBLES INTERNAS

LUGAR: Instituto Neurociencias de Lima
FECHA: 12/08/2023
OBSERVADOR: Víctor Hugo Azaña Bernuy

Oficina Directorio				
N°	Carga térmica	Cantidad	Calor sensible (W)	Total (W)
1	Equipo de computo	1	54	54
2	Luminarias	4	37.5	150
4	Aforo	3	65	195
Total				399
Sala de reuniones				
N°	Carga térmica	Cantidad	Calor sensible (W)	Total (W)
1	Equipo de computo	1	54	54
2	Luminarias	6	37.5	225
4	Aforo	6	65	390
Total				669
Consultorio director				
N°	Carga térmica	Cantidad	Calor sensible (W)	Total (W)
1	Luminarias	4	37.5	150
3	Aforo	3	65	195
Total				345
Recepción				
N°	Carga térmica	Cantidad	Calor sensible (W)	Total (W)
1	Equipo de computo	2	54	108
2	Luminarias	3	37.5	112.5
5	Aforo	3	65	195
Total				415.5
Sala de espera - Informes				
N°	Carga térmica	Cantidad	Calor sensible (W)	Total (W)
1	Equipo de computo	1	54	54
2	Luminarias	7	37.5	262.5

3	Aforo	10	65	650
Total				966.5
Consultorio 1				
N°	Carga térmica	Cantidad	Calor sensible (W)	Total (W)
1	Equipo de computo	1	54	54
2	Luminarias	4	37.5	150
4	Aforo	3	65	195
Total				399
Consultorio 2				
N°	Carga térmica	Cantidad	Calor sensible (W)	Total (W)
1	Equipo de computo	1	54	54
2	Luminarias	4	37.5	150
4	Aforo	3	65	195
Total				399
Consultorio 3				
N°	Carga térmica	Cantidad	Calor sensible (W)	Total (W)
1	Equipo de computo	1	54	54
2	Luminarias	4	37.5	150
5	Aforo	3	65	195
Total				399
Consultorio 4				
N°	Carga térmica	Cantidad	Calor sensible (W)	Total (W)
1	Equipo de computo	1	54	54
2	Luminarias	4	37.5	150
5	Aforo	3	65	195
Total				399
Total, general (Watts)				4391

Nota: los instrumentos antes presentados, no requieren de validez debido a que fue estipulado por el área de investigación de la universidad Cesar Vallejo.

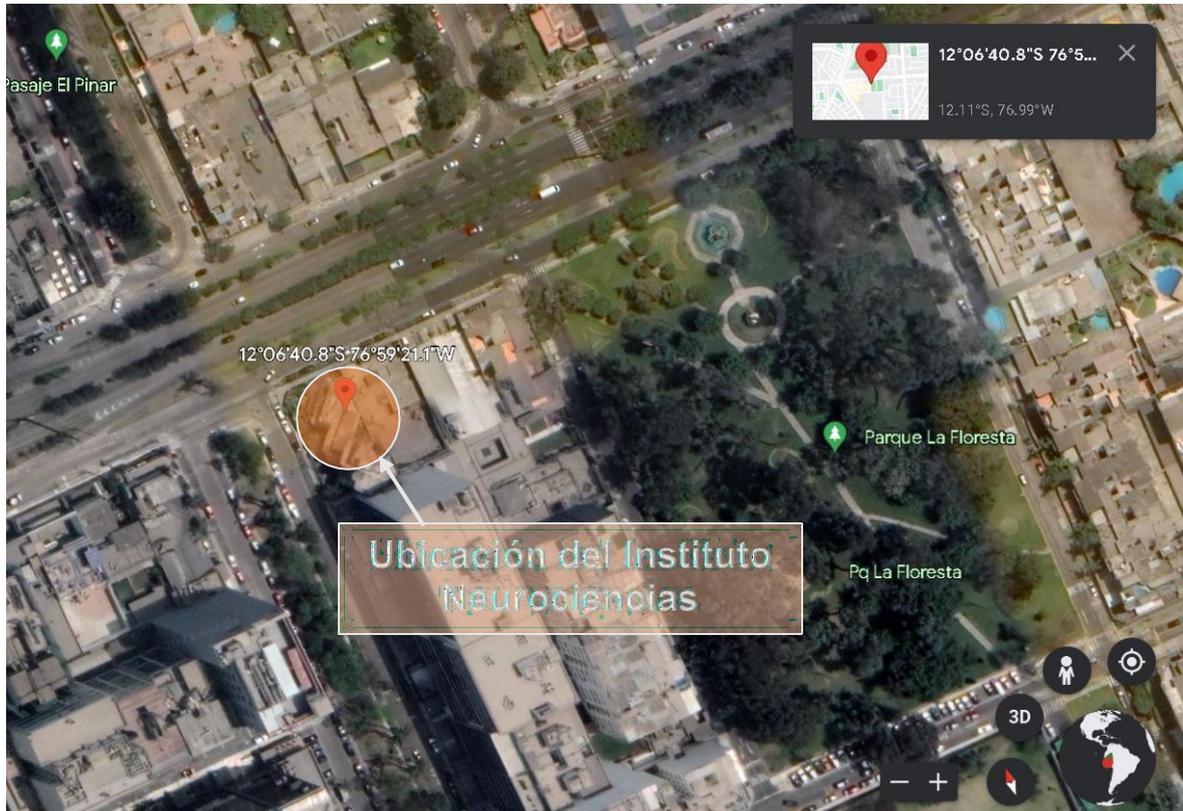
Concepto:

1. Fichas de Observación donde se recogen datos de variables cuantitativas (no amerita).
2. Matriz de análisis o consolidación de datos (no amerita).

Anexo 4: Ubicación del Instituto Neurociencias de Lima

Figura 2. Ubicación del Instituto Neurociencias de Lima.

Ubicación del Instituto Neurociencias de Lima. Se aprecia la latitud $12^{\circ}06'40.8''S$ y longitud $76^{\circ}59'21.1''W$.



Fuente: Google Earth.

Anexo 5: Datos climatológicos (2019-2023)

Ficha de registro de los datos climáticos durante los años 2019-2023 correspondientemente, estos datos fueron adquiridos de la página del SENAMHI evaluadas por la estación VON HUMBOLDT, tipo automática - Meteorológica 2. Latitud 12° 4'55.95" y Longitud 76° 56'21.98" siendo esta la estación presente dentro de la zona donde está ubicado el Instituto Neurociencias de Lima.

Mes/año	Temperatura exterior (°C)			Humedad (%)	Lluvia (mm)	Velocidad del Viento (m/s)
	Prom.	Max	Min			
01/2019	23	28	20	72	0	3
02/2019	25	30	20	68	0	4
03/2019	24	29	20	69	0	4
04/2019	22	27	17	74	0	3
05/2019	19	23	16	81	0	3
06/2019	16	19	15	86	0	3
07/2019	15	18	14	85	0	3
08/2019	15	19	13	84	0	3
09/2019	16	20	14	82	0	3
10/2019	17	22	13	79	0	3
11/2019	19	24	16	77	0	4
12/2019	21	26	18	76	0	3
01/2020	23	28	20	73	0	4
02/2020	24	29	21	73	0	4
03/2020	24	30	20	69	0	4
04/2020	22	28	18	73	0	3
05/2020	19	24	16	78	0	3
06/2020	17	21	14	81	0	3
07/2020	15	20	12	82	0	3
08/2020	15	20	13	81	0	3
09/2020	16	21	12	80	10	3
10/2020	17	23	14	78	0	3
11/2020	18	23	14	76	0	4
12/2020	20	25	17	77	0	3
01/2021	22	28	18	73	0	3
02/2021	23	29	18	69	0	3
03/2021	24	29	19	68	0	3
04/2021	21	27	17	74	0	3
05/2021	18	23	15	81	0	3
06/2021	17	20	15	84	0	2
07/2021	16	19	14	83	0	3
08/2021	16	20	14	83	0	3
09/2021	15	20	13	82	0	3
10/2021	17	22	13	79	0	3
11/2021	18	22	15	79	0	3

12/2021	20	24	16	77	0	3
01/2022	22	28	18	71	0	3
02/2022	23	28	18	69	0	7
03/2022	23	29	19	67	0	3
04/2022	20	26	16	74	0	3
05/2022	17	23	13	79	0	3
06/2022	15	20	12	81	0	2
07/2022	15	18	12	84	0	3
08/2022	15	19	12	84	0	3
09/2022	15	19	12	82	0	3
10/2022	15	20	12	81	0	4
11/2022	18	22	14	78	0	4
12/2022	21	25	17	76	0	4
01/2023	22	27	17	73	0	3
02/2023	24	29	21	72	0	10
03/2023	25	29	21	71	0	3
04/2023	24	28	21	73	0	3
05/2023	21	24	19	79	8	3
06/2023	20	23	18	79	9	2
07/2023	19	23	17	80	0	2
08/2023	19	23	16	80	0	2

Los datos que se muestra a continuación son los promedios de cada mes durante los años evaluados anteriormente. Los datos de temperatura de bulbo seco y bulbo húmedo fueron adquiridos de la página meteorológica de la NASA para las coordenadas correspondientes al Instituto Neurociencias de Lima.

Tabla 7. Datos meteorológicos promedios (2019-2023).

Meses	T. máx. (°C)	T. mín. (°C)	Temperatura Bulbo seco (°C)	Temperatura Bulbo húmedo (°C)	Humedad relativa (%)
Enero	28	17	19.41	16.82	73
Febrero	30	18	20.04	17.53	73
Marzo	30	19	20.07	17.4	71
Abril	28	16	19.31	16.21	74
Mayo	24	13	18.15	14.5	81
Junio	23	12	17.17	13.34	86
Julio	23	12	16.71	12.63	85
Agosto	23	12	16.93	12.56	84
Setiembre	21	12	17.34	13.09	82
Octubre	23	12	17.45	13.49	81
Noviembre	24	14	17.79	14.26	79
Diciembre	26	16	18.48	15.56	77

Fuente: elaboración propia. (Datos obtenidos de SENAMHI y NASA)

Anexo 6: Cálculo para determinar la Irradiación

El análisis de irradiación solar, está determinado por parámetros solares que se mencionaran párrafos abajo. Para establecer los valores de irradiación es necesario conocer la latitud y longitud del lugar del proyecto, para nuestro caso tendremos como datos latitud 12°06'40.8"S y longitud 76°59'21.1"W, con estos datos y obteniendo los niveles de temperatura máximas y mínimas podremos realizar el cálculo correspondiente.

(Vega, 2020, p. 60) Para el cálculo de la irradiación se establece que el modelo más adecuado para las condiciones del Perú es el modelo Bristow Campbell. El modelo recomienda estimar la irradiación solar (H/H_0) en función de la diferencia entre temperaturas máximas y mínimas, esta se calcula empleando la ecuación 1.

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

Donde a_B representa el máximo valor de transmitancia atmosférica, característico de cada área de estudio este dependerá de la altitud sobre nivel del mar y la contaminación atmosférica, b_B determina el *incremento de ΔT sobre la máxima* transmisividad de la atmósfera, C_B está en función de la temperatura máxima y mínima promedio diaria, además se considera la latitud del lugar donde es la incidencia solar. Para determinar la radiación primero se debe calcular otros parámetros que definen la radiación. Primero calculamos el factor de corrección de excentricidad de la órbita terrestre (E_0), mediante la ecuación 2.

$$E_0 = 1 + 0.033 \cos\left(\frac{2\pi d_n}{365}\right) \quad (2)$$

Donde d_n es el número de días transcurridos desde el mediodía del primero de enero en un año, para el cálculo se considera los días 21 de cada mes, durante un año.

Continuando con el cálculo, se determinó la declinación solar (δ) con la ecuación 3:

$$\delta = 23.45 \times \sin\left(\frac{2\pi \times (284 + n)}{365}\right) \quad (3)$$

El ángulo horario para una superficie horizontal (W_h), indica el desplazamiento angular del sol sobre el plano de trayectoria solar, este se calcula con la ecuación 4.

$$W_h = \pm \cos^{-1}(-\tan \varnothing \times \tan \delta) \quad (4)$$

Donde \varnothing es la latitud del lugar en estudio, para el caso en investigación es -12.11 y δ es la *declinación solar*.

Entonces la irradiación solar extraterrestre sobre un plano horizontal W_h/m^2 -día (H_0). Se determinó con la ecuación 5.

$$H_0 = \frac{24}{\pi} \times I_{sc} \times E_0 \times [\sin(\delta) \times \sin(\varnothing) \times W_h \frac{\pi}{180} + \cos(\delta) \times \cos(\varnothing) \times \sin(W_h)] \quad (5)$$

Donde (I_{sc}) es la constante solar y su valor es de 1367 W/m^2 ; (E_0) es el factor de corrección de excentricidad de la órbita terrestre; δ es la *declinación solar*; W_h es el ángulo horario en grados.

Tabla 8. *Parámetros de irradiación solar extraterrestre (día 21 de cada mes).*

Mes	d_n	\varnothing rad (-12.11)	δ (grados)	E_0	W_h (rad)	H_0 (W/m^2)
Enero	21	0.21135937	-20.14	1.03	1.49	10999.44
Febrero	52	0.21135937	-11.23	1.02	1.53	10872.87
Marzo	80	0.21135937	-0.41	1.01	1.57	10337.42
Abril	111	0.21135937	11.57	0.99	1.62	9186.50
Mayo	141	0.21135937	20.14	0.98	1.65	8145.42
Junio	172	0.21135937	23.45	0.97	1.66	7646.40
Julio	202	0.21135937	20.44	0.97	1.65	8027.16
Agosto	233	0.21135937	11.76	0.98	1.62	9075.71
Setiembre	264	0.21135937	-0.20	0.99	1.57	10120.43
Octubre	294	0.21135937	-11.75	1.01	1.53	10777.76
Noviembre	325	0.21135937	-20.44	1.03	1.49	10996.92
Diciembre	355	0.21135937	-23.45	1.03	1.48	10937.71

Fuente: elaboración propia.

Luego calculamos la constante del modelo Bristow – Campbell, utilizando la latitud del área en estudio ($\varnothing=-12.11$), para ello empleamos la ecuación 6.

$$C_B = 2.116 - 0.072 \times (T_{\max} - T_{\min}) + 57.574 \times e^{\theta} \quad (6)$$

El incremento de temperatura (b_B) se calculó con la ecuación 7.

$$b_B = 0.107 \times C_B^{-2.6485} \quad (7)$$

Ahora determinamos el valor máximo de transmitancia atmosférica que está dada por el nivel del mar, y la posición de la superficie terrestre que establece el tipo de clima existente en la zona de estudio, para ello se halló primero las siguientes constantes.

$$a_0 = r_0 \times (0.4237 - 0.0081(6 - A)^2) \quad (8)$$

$$a_1 = r_1 \times (0.5055 + 0.00595(6.5 - A)^2) \quad (9)$$

$$k = r_k \times (0.2711 + 0.01858(2.5 - A)^2) \quad (10)$$

$$a_B = a_0 + a_1 \times e^{(-k/\cos\theta_z)} \quad (11)$$

Los siguientes datos fueron tomados en relación a la ciudad de Lima en el distrito de Santiago de Surco, zona en la cual se encuentra ubicado el Instituto Neurociencia. Donde r_k es la constante establecida por el tipo de clima, para el proyecto presente al tener un clima árido, tiene un valor de ($r_k=1.04$); A es la altitud sobre nivel del mar en kilómetros ($A=0.072$ km.s.n.m); r_0 para un clima árido tiene un valor de ($r_0=0.97$); r_1 es un valor determinado empíricamente ($r_1=0.93$) y θ_z es el ángulo cenital solar.

Para determinar el ángulo cenital primero se determina el ángulo de elevación para cada mes, para ello se usó la ecuación 12. Los resultados se muestran en la tabla 9.

$$\alpha = \sin^{-1}(\sin \delta \times \sin\theta + \cos\delta \times \cos\theta \times \cos(W_h)) \quad (12)$$

Tabla 9. *Determinación del ángulo de elevación.*

Mes	Ángulo de Elevación (α)
Enero	8.41
Febrero	4.59
Marzo	0.131
Abril	-5.12
Mayo	-8.33
Junio	-9.4
Julio	-8.38
Agosto	-5.15
Setiembre	0.087
Octubre	4.67
Noviembre	8.47
Diciembre	9.49

Fuente: elaboración propia.

Entonces reemplazamos en la siguiente formula:

$$\theta_z = 90^\circ - \alpha \quad (13)$$

Con los valores encontrados en las ecuaciones anteriores, se determina la transmitancia atmosférica durante un año.

Tabla 10. *Cálculo de transmitancia atmosférica (a_B).*

Meses	Ángulo cenital Θ_z (grados)	Constantes			Transmitancia $a_B(\tau_b)$
		a_0	a_1	k	
Enero	81.6	0.135	0.70	0.40	0.60
Febrero	85.4	0.135	0.70	0.40	0.60
Marzo	89.9	0.135	0.70	0.40	0.60
Abril	95.1	0.135	0.70	0.40	0.60
Mayo	98.3	0.135	0.70	0.40	0.60
Junio	99.4	0.135	0.70	0.40	0.60
Julio	98.4	0.135	0.70	0.40	0.60
Agosto	95.2	0.135	0.70	0.40	0.60
Setiembre	89.9	0.135	0.70	0.40	0.60
Octubre	85.3	0.135	0.70	0.40	0.60
Noviembre	81.5	0.135	0.70	0.40	0.60
Diciembre	80.5	0.135	0.70	0.40	0.60

Fuente: elaboración propia.

Finalmente, con los parámetros calculado, se puede determinar la irradiación en función del historial promediado de las temperaturas máximas y mínimas, para esto los datos de temperatura fueron obtenido de la página web del SENAMHI del periodo (2019-2023) los datos se muestran en el Anexo 5, con estos valores se puede obtener el potencial térmico de la zona de estudio mediante la ecuación a continuación.

$$H = H_0 \times a_B \times (1 - e^{(-b_B \times (T_{max.} - T_{min.})^{C_B})}) \quad (14)$$

Donde H_0 es la irradiación solar extraterrestre calculada anteriormente; ΔT es la diferencia de temperaturas máxima y mínima ($T_{max.} - T_{min.}$); a_B, b_B, C_B son las constantes climáticas de la zona de estudio. Por lo tanto, con los parámetros calculados anteriormente, se obtiene los valores de irradiación diaria mensual durante un año.

Tabla 11. Valores de irradiancia diaria mensual sobre una superficie horizontal en función de las temperaturas máximas y mínimas.

Meses	T. max °C	T. min °C	C_B	b_B	a_B	$H_0(W/m^2)$	$H(kWh/m^2-dia)$
Enero	28	17	1.32	0.0513	0.60	10999.44	4.64
Febrero	30	18	1.25	0.0593	0.60	10872.87	4.79
Marzo	30	19	1.32	0.0513	0.60	10337.42	4.36
Abril	28	16	1.25	0.0593	0.60	9186.50	4.05
Mayo	24	13	1.32	0.0513	0.60	8145.42	3.44
Junio	23	12	1.32	0.0513	0.60	7646.40	3.23
Julio	23	12	1.32	0.0513	0.60	8027.16	3.40
Agosto	23	12	1.32	0.0513	0.60	9075.71	3.83
Setiembre	21	12	1.47	0.0386	0.60	10120.43	3.78
Octubre	23	12	1.32	0.0513	0.60	10777.76	4.55
Noviembre	24	14	1.40	0.0439	0.60	10996.92	4.41
Diciembre	26	16	1.40	0.0439	0.60	10937.71	4.38

Fuente: elaboración propia.

La irradiación difusa y directa sobre una superficie horizontal fueron calculadas mediante sus componentes que se muestran a continuación. Primero se encontró el índice de claridad con la ecuación 15.

$$K_t = \frac{H}{H_0} \quad (15)$$

Donde H es la irradiación diaria mensual calculada en la tabla anterior; H₀ es la irradiación solar extraterrestre. Otro componente es la fracción difusa, calculada con la siguiente ecuación.

$$F_D = 1 - 1.13 \times K_t \quad (16)$$

Continuando se determinó la irradiación difusa mediante la ecuación 17.

$$H_d = F_D \times H \quad (17)$$

Y para determinar la irradiación directa se empleó la siguiente ecuación.

$$H_d = H - H_{\text{difusa}} \quad (18)$$

Los valores calculados se muestran en la siguiente tabla, considerado para todos los meses del año.

Tabla 12. Componentes de irradiación difusa y directa en superficies horizontales.

Meses	K _t	F _D	H _{difusa}	H _{directa}	H(kWh/m ² -día)
Enero	0.42	0.52	2.43	2.21	4.64
Febrero	0.44	0.50	2.41	2.38	4.79
Marzo	0.42	0.52	2.28	2.08	4.36
Abril	0.44	0.50	2.03	2.02	4.05
Mayo	0.42	0.52	1.80	1.64	3.44
Junio	0.42	0.52	1.69	1.54	3.23
Julio	0.42	0.52	1.77	1.63	3.40
Agosto	0.42	0.52	2.00	1.83	3.83
Setiembre	0.37	0.58	2.18	1.60	3.78
Octubre	0.42	0.52	2.38	2.17	4.55
Noviembre	0.40	0.55	2.41	2.00	4.41
Diciembre	0.40	0.55	2.40	1.98	4.38

Fuente: Elaboración propia.

Prosiguiendo se realizó el análisis de la irradiación solar para un plano inclinado, considerando sus tres componentes: la irradiación directa, irradiación difusa procedente de la atmosfera y la irradiación reflejada, la suma total es el resultado de la radiación global existente en un punto específico de la tierra. (Vega, 2019) dice que, para determinar el aumento de irradiación solar al inclinar un plano receptor, se aplica el modelo isotrópico, considerando que toda la irradiación difusa es uniforme en toda la atmosfera. Para determinarla se utilizó la ecuación 19.

$$H_{\beta} = R \times H_{\text{horiz}} \quad (19)$$

Donde R puede ser calculada estableciendo por separado los componentes de la irradiación (directa, difusa y reflejada), mediante la ecuación 20.

$$R = \left(1 - \frac{I_d}{I_h}\right) \times R_b + \frac{I_d}{I_h} \times \left(\frac{1 + \cos\beta}{2}\right) + \rho \times \left(\frac{1 + \cos\beta}{2}\right) \quad (20)$$

Donde I_d/I_h es el coeficiente de irradiación media mensual diaria difusa y media mensual total; R_b es la relación la entre la radiación directa mensual sobre una superficie inclinada y una superficie horizontal, considerada para cada mes; β es la inclinación del colector con relación a la horizontal; ρ es la reflectancia, con valores dependiendo de la superficie, 0.25 para césped, 0.2 para hormigón, 0.1 para asfalto y 0.7 para nieve.

El coeficiente de irradiación mensual media diaria difusa y media mensual diaria total, se determinó por la ecuación 21.

$$\frac{I_d}{I_h} = 1.39 - 4.03 \times K_t + 5.53 \times K_t^3 - 3.11 \times K_t^3 \quad (21)$$

Donde K_t es el índice de claridad determinada de la relación entre la irradiación diaria total y la insolación diaria extraterrestre, como se expresa en la ecuación 15.

Prosiguiendo se determinó el coeficiente de radiación directa (R_b), de la relación entre la irradiación en una superficie inclinada respecto a la superficie horizontal, considerando un ángulo azimutal $\gamma=180^\circ$ para el hemisferio sur. Expresado con la ecuación 22 a continuación.

$$R_b = \frac{\cos(\varnothing + \beta) \times \cos\delta \times \sin w'_s + \frac{\pi}{180} \times w'_s \times \sin(\varnothing + \beta) \times \sin\delta}{\cos\varnothing \times \cos\delta \times \sin w_s + \frac{\pi}{180} \times w_s \times \sin\varnothing \times \sin\delta} \quad (22)$$

Donde β es el ángulo de inclinación del colector; w_s es el ángulo horario = $\cos^{-1}(-\tan\varnothing \times \tan\delta)$; w'_s es el ángulo de puesta del sol considerado para una superficie inclinada { $w'_s = \text{MIN}(w_s; \cos^{-1}(-\tan(\varnothing + \beta) \times \tan\delta))$ }; \varnothing es la latitud del lugar, para el Instituto Neurociencias se obtuvo un valor de -12.11° latitud sur; δ es la declinación solar.

Considerando los aspectos anteriores, se realizó el cálculo de la inclinación óptima del colector evaluando diferentes ángulos de entre 0° y 50° , los resultados se muestran en la tabla 13.

Tabla 13. Valores de irradiación óptima del colector solar con relación al ángulo de instalación.

Meses	Angulo de inclinación											
	0°	2°	5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°	45°	50°
Enero	4.64	4.61	4.55	4.41	4.31	4.16	3.99	3.80	3.60	3.39	3.18	2.96
Febrero	4.79	4.74	4.74	4.69	4.60	4.50	4.36	4.22	4.05	3.86	3.66	3.43
Marzo	4.36	4.32	4.32	4.35	4.36	4.33	4.27	4.22	4.12	3.99	3.84	3.68
Abril	4.05	4.01	4.01	4.04	4.29	4.35	4.36	4.37	4.32	4.27	4.20	4.10
Mayo	3.44	3.41	3.41	3.68	3.78	3.88	3.96	3.99	4.02	4.04	4.02	3.99
Junio	3.23	3.20	3.20	3.51	3.63	3.73	3.83	3.88	3.94	3.97	3.97	3.97
Julio	3.40	3.37	3.37	3.66	3.76	3.84	3.91	3.97	3.98	4.01	4.00	3.97
Agosto	3.83	3.79	3.79	4.01	4.07	4.10	4.11	4.10	4.09	4.04	3.97	3.88
Setiembre	3.78	3.74	3.74	3.78	3.78	3.74	3.70	3.65	3.55	3.46	3.33	3.20
Octubre	4.55	4.50	4.50	4.46	4.37	4.26	4.14	4.00	3.82	3.66	3.46	3.26
Noviembre	4.41	4.37	4.32	4.23	4.10	3.97	3.79	3.64	3.44	3.25	3.04	2.82
Diciembre	4.38	4.34	4.28	4.16	4.03	3.85	3.71	3.52	3.33	3.11	2.89	2.67

Fuente: Elaboración propia

En la tabla 13 se puede apreciar que el ángulo de inclinación en la cual se tiene la mayor irradiación es de 0° , mientras que el ángulo de inclinación de 15° cuenta con los valores de irradiación más equilibrados. Consideración lo mencionado anteriormente se decidió tomar los 15° como ángulo óptimo para la instalación de los colectores solares.

Tabla 14. Irradiación diaria mensual total promediada para superficies inclinadas H_{β} (kWh/m²-día).

Meses	Kt	ld/lh	$\phi(rad)$	$\delta(rad)$	Rb	R	Hb
Enero	0.42	0.441	-0.211	-0.352	0.88	0.93	4.31
Febrero	0.44	0.422	-0.211	-0.196	0.94	0.96	4.60
Marzo	0.42	0.441	-0.211	-0.007	1.02	1.00	4.36
Abril	0.44	0.422	-0.211	0.202	1.11	1.06	4.29
Mayo	0.42	0.440	-0.211	0.352	1.19	1.10	3.78
Junio	0.42	0.440	-0.211	0.409	1.23	1.12	3.63
Julio	0.42	0.439	-0.211	0.357	1.20	1.11	3.76
Agosto	0.42	0.440	-0.211	0.205	1.12	1.06	4.07
Setiembre	0.37	0.494	-0.211	-0.003	1.02	1.00	3.78
Octubre	0.42	0.440	-0.211	-0.205	0.94	0.96	4.37
Noviembre	0.40	0.463	-0.211	-0.357	0.88	0.93	4.10
Diciembre	0.40	0.463	-0.211	-0.409	0.86	0.92	4.03

Fuente: elaboración propia

La irradiación encontrada en la traba 14 esta en función a los 15° de inclinación orientado hacia el norte.

Anexo 7: Cálculo para determinar la carga térmica

Para realizar el dimensionamiento, primero se procedió a realizar el cálculo de las cargas de refrigeración, para ello se consideró las condiciones exteriores e interiores. Para determinar las condiciones exteriores se tomó en cuenta la ubicación y latitud del lugar de estudio, con ello se obtuvo las características climáticas como la temperatura y empleando el diagrama psicrométrico del anexo 8, establecemos la humedad absoluta y humedad relativa exterior. Las condiciones interiores serán determinadas empleando la tabla del Anexo 9, en la cual nos muestra la temperatura de bulbo seco y humedad relativa que se aconseja usar para mantener el confort humano de acuerdo a la actividad que se desarrolle.

Para que el cálculo de refrigeración sea más preciso, también se considera las características del local, tales como orientación, materiales de construcción, espesores y características de los ambientes (muebles, iluminación, exterior, ventanas). A continuación, se muestra las condiciones para realizar el dimensionamiento en el Instituto Neurociencias de Lima el cual se ubica en la siguiente coordenada: latitud (12°06'40.8"S), longitud (76°59'21.1"W) (-12.111329, -76.989201).

Tabla 15. *Condiciones generales para el dimensionamiento.*

Parámetros generales de dimensionamiento		
Condiciones	Valor	Unidad
Temperatura exterior	29	°C
Humedad relativa exterior	79	%
Temperatura interior	25	°C
Humedad relativa interior	50	%
Diferencia de temperatura	4	°C
Humedad absoluta externa	12	g/kg
Humedad absoluta Interna	8	g/kg
Diferencia de humedades absoluta	4	g/kg

Fuente: Elaboración propia.

El cálculo de las cargas térmicas presentes en el Instituto Neurociencias de Lima se realiza de acuerdo a las normas que establece el ASHRAE (Sociedad Americana de ingenieros de calefacción, refrigeración y aire acondicionado). Es importante

realizar el cálculo de la carga térmica debido a que esta nos permitirá determinar la capacidad de refrigeración de los equipos que se van a seleccionar, para el caso en investigación será el determinar la cantidad de calor demandado por la máquina de absorción.

La carga térmica está definida como la suma de la carga por calor sensible (se manifiesta por la variación de temperatura seca al ambiente aplicado), y la carga por calor latente (está definido por las variaciones del contenido de humedad). esta se calcula por la siguiente ecuación (Vega, 2019), p. 69).

$$Q_t = Q_s + Q_l \quad (23)$$

Donde (Q_t) es la carga térmica total; (Q_s) es la carga térmica sensible y (Q_l) es la carga térmica latente.

Para calcular la carga térmica sensible dependeremos de diversos factores, estos influyen en el incremento de temperatura y por ende la ganancia de calor desde puede darse tanto desde el interior como desde el exterior. La ecuación utilizada para calcularla será dada a continuación.

$$Q_s = Q_{sr} + Q_{str} + Q_{st} + Q_{si} + Q_{sai} \quad (24)$$

Donde (Q_{sr}) es la carga sensible por transmisión y radiación a través de ventanas; (Q_{str}) es la carga térmica sensible por transmisión a través de paredes y techos exteriores; (Q_{st}) es la carga térmica sensible por transmisión a través de paredes, suelos y techos internos; Q_{si} es la carga sensible transmitido por aire proveniente del exterior; (Q_{sai}) es la carga térmica sensible por aportaciones externas.

Entonces primero determinaremos la carga por radiación a través de ventanas (Q_{sr}), dicha carga es procedente de la irradiación solar que atraviesa las ventanas y produce un aumento de temperatura en el interior debido a que calienta la superficie, dicha carga se determina por la siguiente ecuación.

$$Q_{sr} = I \times A \times f_{cr} \times f_{at} \times f_{ts} \quad (25)$$

Donde (I) es la radiación solar que atraviesa la superficie en W/m^2 correspondiente a la orientación, mes y latitud del lugar en estudio. (Vega, 2019, p. 37) menciona que, de acuerdo al historial de temperaturas del SENAMHI, se debe de considerar

el mes con las temperaturas más elevadas. Para el caso del Instituto de Neurociencias se consideró como fecha específica el 21 de febrero siendo el mes con mayores temperaturas continuas registradas; (A) es la superficie expuesta a la irradiación m²; (f_{at}) es el factor de atenuación por persianas u otros elementos de interferencia este valor es asumido del Anexo 10 (f_{at})=0.64; (f_{ts}) es el factor de transmisión solar, determinado mediante el Anexo 10 (f_{ts})=0.67); (f_{cr}) es el factor de corrección de irradiación solar, está en función de los siguientes factores, y de acuerdo al anexo 10.

Tabla 16. Factores que determina la corrección de irradiación solar.

<i>Factor</i>	<i>Consideración</i>
<i>Factor</i>	<i>Consideración</i>
<i>Marco metálico o ningún marco</i>	<i>(+17%)</i>
<i>Contaminación atmosférica</i>	<i>(-15%max.)</i>
<i>Altitud sobre nivel del mar</i>	<i>(+0.7% por cada 300)</i>
<i>Punto de rocío superior a 19.5°C</i>	<i>(-14% por 10°C sin almacenamiento, 5% por 4°C con almacenamiento)</i>
<i>Punto de rocío inferior a 19.5°C</i>	<i>(+14% por 10°C sin almacenamiento, +5% por 4°C con almacenamiento)</i>
<i>Punto de rocío (P_r) de datos de NASA</i>	<i>Humedad relativa (H=79%) y temperatura ambiente promedio (T=20°C), (Datos considerados del Anexo 5 considerando los promedios)</i>

Fuente: Elaboración propia.

Determinamos el punto de rocío con la ecuación 26.

$$P_r = \sqrt[8]{\frac{H}{100} \times (112 + 0.9 \times T) + (0.1 \times T) - 112} \quad (26)$$

$$P_r = \sqrt{\frac{879}{100}} \times (112 + 0.9 \times 20) + (0.1 \times 20) - 112 = 16.23^\circ\text{C}$$

Punto de rocío superior a $19.5 \geq 16.23^\circ\text{C}$ (0.14)

Considerando los factores anteriores se establece que el tipo de vidrio es sencillo y claro=1, se considera el marco metálico =0.17 y la altitud (+0.7% por cada 300) considerando para la ubicación en estudio 72m.s.n.m=0.07 y la (contaminación atmosférica será =-0.15), entonces por la suma de todos los factores determinados anteriormente ($f_{cr} = 1.23$).

El cálculo de irradiación se realiza a las 14:00 horas, de acuerdo a la ubicación del Instituto de Neurociencias, se registra que las ultimas 4 ventanas (SO) son afectadas por radiación directa, mientras que las otras simplemente se ven afectadas por radiación difusa, para el último caso se tomara como dato la reflexibilidad del suelo para determinar la irradiación. (Vega, 2019, p. 38) dice que reflexibilidad del suelo tiene un valor de $r=0.2$. Para determinar la Irradiación en el caso de que sea difusa se emplea la siguiente ecuación.

$$I = I_{total} \times r \quad (27)$$

Donde I_{total} es la irradiación total recibida, la cual asumiremos de la tabla del Anexo 10 a las 14:00 horas. A continuación, se muestra la tabla correspondiente al cálculo de la carga térmica a través de ventanas.

Tabla 17. *Cálculo de cargas térmicas a través de ventanas en el Instituto Neurociencias de Lima.*

Ventana	Área (m ²)	Orientación	I (W/m ²)	f_{cr}	F_{at}	F_{ts}	Q_{sr} (W)
V1	3.70	NE	124.73	1.23	0.64	0.67	243.41
V2	4.34	NO	124.73	1.23	0.64	0.67	285.51
V3	1.99	NO	124.73	1.23	0.64	0.67	130.91
V4	6.10	NO	124.73	1.23	0.64	0.67	401.29
V5	2.23	NO	124.73	1.23	0.64	0.67	146.70
V6	4.23	SO	623.65	1.23	0.64	0.67	1391.37
V7	2.51	SO	623.65	1.23	0.64	0.67	825.61
V8	5.85	SO	623.65	1.23	0.64	0.67	1924.23

V9	2.95	SO	623.65	1.23	0.64	0.67	970.34
Total							6319.36

Fuente: Elaboración propia.

Prosiguiendo con el cálculo, determinamos la carga por transmisión y radiación a través de paredes y techos exteriores (Q_{str}), para ello empleamos la siguiente ecuación.

$$Q_{str} = U \times A \times \Delta T \quad (28)$$

Donde (U) es el coeficiente global de transmisión térmica del local, esta expresado en ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$), se determina utilizando el Anexo 12 para techo plano y Anexo 13 para paredes; (A) es el área del cerramiento expuesta a la diferencia de temperatura está en ft^2 ; (ΔT) es el diferencial de temperatura ($^\circ C$) el cual se calcula con la siguiente ecuación.

$$\Delta T = (DTCE + LM) \times K + (78 - t_R) + (t_0 - 85) \times f \quad (29)$$

Para determinar el diferencial de temperatura es necesario primero considerar algunos factores de corrección que se mencionan a continuación, donde (f) es el *factor de corrección para ventilación en el techo (solo para el techo) = 1*; (ΔT) es el valor corregido de DTCE, $^\circ F$. (DTCE) es las temperaturas de anexo 13 y 14 en $^\circ F$. (LM) es la corrección para latitud al color y mes de anexo 15, (K) es el factor de corrección debido al color de la superficie ($K=0.45$) siendo este el valor para el color gris de la pared como se muestra en el anexo 16. (t_R) es la temperatura interior de dimensionamiento del local en grados $^\circ F$ tomando como dato que la temperatura interior es de $25^\circ C = 77^\circ F$. (t_0) es la temperatura exterior promedio expresada en grados $^\circ F$. para el mes de febrero la temperatura promedio en la zona de estudios es de $29^\circ C = 84.2 \text{ } ^\circ F$.

Con los factores de corrección, encontramos el diferencial de temperatura, los datos se muestran en la siguiente tabla.

Tabla 18. Diferencial de temperatura (ΔT).

Concepto	Orientación (sur)	Equivalente (norte)	LM	DTCE	T_R	T_0	K	ΔT
Pared	NE	SE	-5	22	77	84.2	0.65	11.25
Pared	NO	SO	-5	33	77	84.2	0.65	18.40
Pared	SO	NO	2	40	77	84.2	0.65	27.50
Techo			-5	31	77	84.2	0.65	17.10

Fuente: Elaboración propia

A continuación, se muestra la carga calculada por transmisión y radiación a través de techos y paredes exteriores (Q_{str}). El coeficiente de transmisión lo obtenemos del Anexo 13, con un valor de $0.319 \text{ BTU/h-ft}^2 = 1.00 \text{ W/m}^2$ para el tipo de construcción de paredes y para techo el coeficiente será $0.192 \text{ BTU/h-ft}^2 = 0.61 \text{ W/m}^2$ valor adquirido del anexo 12.

Tabla 19. Cálculo de cargas térmicas a través de paredes y techos exteriores.

Concepto	Área (m^2)	Orientación	Coeficiente de transm. (W/m^2)	Diferencia de temperatura	Q_{str} (watt)
Pared	5.61	NE	1.00	11.25	63.11
Pared	37.41	NO	1.00	18.40	688.34
Pared	30.69	SO	1.00	27.50	843.98
Techo	325.00		0.61	17.10	3366.18
TOTAL					4961.61

Fuente: elaboración propia.

Ahora se determinará el calor por transmisión a través de la estructura interna del local, considerando las paredes, puertas, pisos y ventanas interiores. El calor transmitido, se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$Q_{st} = U \times A \times DT \quad (30)$$

Donde (U) es el coeficiente de transmisión de calor para divisiones, cielo raso y piso está en unidades de $\text{BTU/h. ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}$. (A) es el área de cada elemento que conforma

los ambientes y (DT) es la diferencia de temperatura entre los espacios acondicionados y sin acondicionar, para determinar las áreas y las estructuras se realizó la toma de datos de los planos y se hizo mediciones en campo, a continuación, se muestra las cargas térmicas por ambientes.

Tabla 20. Cargas térmicas por ambientes.

Ambientes	Componente	Área m2	Coefficiente U	T. interior °F	T. exterior °F	Q(Watt)
Oficina	Paredes	17.94	0.24	77	84.2	31.00
Directorio	Puerta	1.80	0.42	77	84.2	5.44
Sala de reuniones	Paredes	32.10	0.24	77	84.2	55.47
	Puerta	3.04	0.42	77	84.2	9.19
Consultorio director	Paredes	14.85	0.24	77	84.2	25.66
	Puerta	1.80	0.42	77	84.2	5.44
Recepción	Paredes	17.00	0.24	77	84.2	29.38
	Puerta	1.80	0.42	77	84.2	5.44
Sala de espera - Informes	Paredes	27.66	0.24	77	84.2	47.80
	Puerta	2.74	0.42	77	84.2	8.29
Consultorio 1	Paredes	25.47	0.24	77	84.2	44.01
	Puerta	1.80	0.42	77	84.2	5.44
Consultorio 2	Paredes	32.76	0.24	77	84.2	56.61
	Puerta	1.80	0.42	77	84.2	5.44
Consultorio 3	Paredes	25.86	0.24	77	84.2	44.69
	Puerta	1.80	0.42	77	84.2	5.44
Consultorio 4	Paredes	27.51	0.24	77	84.2	47.54
	Puerta	1.80	0.42	77	84.2	5.44
General	Ventanas	16.91	0.73	77	84.2	88.88
TOTAL						526.61

Fuente: Elaboración propia

Continuando con el cálculo, determinaremos la ganancia de calor sensible (Qsa) por el ingreso de aire exterior utilizando la siguiente ecuación.

$$Q_{sa} = 0.35 \times C_a \times (t_e - t_i) \quad (W) \quad (31)$$

$$Q_{sa} = 0.35 \times 1258 \text{ m}^3/\text{h} \times (29 \text{ }^\circ\text{C} - 25 \text{ }^\circ\text{C}) = 1761.2 \text{ Watts}$$

Donde Ca , es el caudal del aire exterior (m^3/h); T_e, t_i , son la temperatura exterior e interior determinadas según condiciones de dimensionamiento ($^{\circ}K$).

Para calcular el caudal de aire exterior usamos la siguiente ecuación.

$$Ca = n^{\circ} \text{ de personas} \times \text{volumen necesario de ventilación/persona} \quad (32)$$

El volumen necesario de ventilación por persona es tomado del anexo 17. Y para el número de personas se considera el aforo del local. Entonces calculamos el caudal del aire exterior mediante la ecuación 32.

$$Ca = 37 \text{ personas} \times 34 \text{ m}^3/\text{h} = 1258 \text{ m}^3/\text{h}$$

Una vez determinadas la ganancia de calor por cargas externas, procedemos a calcular las ganancias de calor por cargas internas. Para ello es importante considerar la ganancia de calor sensible y latente por ocupantes.

La ganancia de calor sensible por ocupante se determina por la siguiente ecuación.

$$Q_{sp} = n^{\circ} \text{ de personas} \times q_{sp}/\text{persona} \quad (33)$$

$$Q_{sp} = 37 \times 65 = 2405 \text{ Watts}$$

Donde (Q_{sp}) es el calor sensible por persona, este valor lo adquirimos de la tabla del Anexo 18, dependiendo de la actividad que desarrollen los ocupantes dentro del Instituto de Neurociencias de Lima.

También tenemos otras cargas internas que se deben de considerar, como la ganancia de calor por la iluminación dentro de los ambientes, estas se muestran como calor sensible, y se utiliza las siguientes ecuaciones según el tipo de luminaria existente dentro del local en estudio.

Para lámparas fluorescentes se emplea la siguiente ecuación.

$$Q_{sf} = 1.25 \times W_f \quad (W) \quad (34)$$

Donde W_f es el total de carga de la lampa y esta expresada en Watts.

Para lámparas incandescentes se calcula con la siguiente ecuación.

$$Q_{si} = W_i \quad (W) \quad (35)$$

Donde W_f es el total de la carga de la lámpara y esta expresada en Watt.

Para el caso del Instituto Neurociencias de Lima solo realizaremos el cálculo de ganancia de calor por lámparas fluorescentes, ya que son las que se encuentran instaladas actualmente, al realizar un conteo en campo, se logró determinar que hay 40 luminarias instaladas en las diferentes áreas del segundo piso con una potencia de 30 Watts cada una. Reemplazando en la ecuación 34 determinamos la carga térmica emitida por estas.

$$Q_{sf} = 1.25 \times 1200 = 1500 \text{ Watts}$$

Adicional a las cargas presentes, también le sumamos la carga por equipos de cómputo, para ello se contabilizaron el número de equipos en campo y se encuentran dados en la ficha de observación del anexo 3. (Suarez, 2019, p. 23) menciona que los equipos de cómputo emiten alrededor de 54 Watts de calor sensible. Considerando este valor y el número de equipos, calculamos con la siguiente ecuación.

$$Q_{sv} = n^{\circ} \text{ equipos} \times W \quad (36)$$

$$Q_{sv} = 9 \times 54 = 486 \text{ Watts}$$

Prosiguiendo con el cálculo, vamos a determinar la carga sensible por aire de ventilación a través del equipo de climatización. (Vega, 2019, p. 64) dice, que el calor excedente se elimina en el equipo de refrigeración, por lo cual no se convierte en carga de la instalación, por lo contrario, se convierte en carga de refrigeración. Para el cálculo de carga térmica y sensible del climatizador, utilizamos la siguiente ecuación.

$$Q_s = 1.1 \times FCM \times CT \quad (37)$$

Donde (Q_s) viene a ser la carga sensible por participación del aire de ventilación. (FCM) es el flujo de aire de ventilación, ft^2/min . (CT) es el cambio de temperatura entre al aire exterior e interior en grados $^{\circ}\text{F}$.

El valor de FCM lo tomamos del anexo 19, este valor es recomendado para hospitales con recamaras sencillas, para nuestro caso adaptaremos esos valores considerando la similitud de los ambientes, entonces diremos que FCM=15 ft²/min. Considerando el aforo y las temperaturas interior y exterior, calculamos reemplazando en la ecuación 37.

$$Q_s = 1.1 \times 15 \times 37 \times (84.2 - 77) = 4395 \frac{\text{BTU}}{\text{h}} = 1289.03 \text{ Watts}$$

A continuación, en la tabla se muestra la carga térmica sensible total del Instituto Neurociencias de Lima.

Tabla 21. *Carga térmica sensible total.*

Carga	Valor (Watts)
Carga térmica a través de ventanas	6319
Cargas térmicas a través de paredes y techos exteriores	4962
Carga térmica a través de paredes, puertas y ventanas interiores	527
Carga térmica por ingreso de aire exterior	1761
Carga térmica por aportaciones internas (luminarias, personas y equipos)	4391
Calor sensible total	17960

Fuente. Elaboración propia.

Entonces con los datos encontrados anteriormente podemos determinar la carga sensible efectiva, para ello usamos la siguiente ecuación.

$$Q_{se} = Q_s + Q_{sv} \quad (38)$$

$$Q_{se} = 17960 + 1289 = 19249 \text{ Watts}$$

Donde (Q_s) es el calor sensible; (Q_{sv}) es el calor por aire de ventilación a través del climatizador.

Una vez determinada la carga sensible, se procede a calcular la carga latente existente, para hallar la carga latente, utilizamos la siguiente ecuación.

$$Q_l = Q_{La} + Q_{Lai} \quad (39)$$

Donde (Q_{Lai}) es el calor latente por aportaciones internas, (Q_{La}) representa al calor latente por infiltraciones de aire exterior. Entonces primero determinamos la ganancia de calor por infiltraciones de aire exterior usando la siguiente ecuación.

$$Q_{La} = 0.80 \times Ca \times (Hae - Hai) \quad (W) \quad (40)$$

$$Q_{La} = 0.80 \times 1258 \text{ m}^3/\text{h} \times (12 \text{ g/kg} - 8 \text{ g/kg}) = 4025.6 \text{ Watts}$$

Donde Ca , es el caudal del aire exterior determinado anteriormente en la ecuación (24) $Ca=1258\text{m}^3/\text{h}$; Hae , Hai , son la humedad absoluta exterior y humedad absoluta interior (g/kg). Para hallar Hae, Hai , usamos la temperatura de bulbo seco y la humedad relativa del anexo 5 en el diagrama psicrométrico del anexo 8, con ello se determina las humedades absolutas.

Continuando con el cálculo ahora determinaremos el calor latente proveniente de las aportaciones internas, para ello utilizamos la siguiente ecuación.

$$Q_{Lai} = Q_{Ip} + Q_{Iv} \quad (41)$$

Donde (Q_{Ip}) es la ganancia de calor por las personas dentro del local expresado en (W); (Q_{Iv}) es el calor latente ganado por la presencia de aparatos que generen gran cantidad de calor, para el caso en estudio este valor será obviado debido a que, en el segundo piso del Instituto Neurociencias de Lima, no se encuentran presentes ya que la mayoría de espacios son consultorios médicos.

Prosiguiendo determinamos el calor latente que generan las personas en el Instituto Neurociencias de Lima, para ello usamos la siguiente ecuación.

$$Q_{Ip} = Q_{I1} \times n^{\circ} \text{ personas} \quad (42)$$

Donde (Q_{I1}) es el calor latente que emiten las personas, considerando la temperatura del local y la actividad que realicen. Para determinar este valor usamos la tabla del anexo 18, el valor obtenido es de ($Q_{I1}=55 \text{ Watts}$). El número de personas será el aforo total considerado en la ficha de observación anexo 3, el cual muestra un total de 37 personas. Entonces reemplazando en la ecuación 42 calculamos.

$$Q_{Ip} = 55 \times 37 = 2035 \text{ Watts}$$

Prosiguiendo con el cálculo determinamos el calor latente debido al aire de ventilación que se introduce a través del climatizador, para ello usamos la siguiente ecuación.

$$Q_{li} = 0.68 \times FMC \times (W_e - W_i) \quad (43)$$

Donde (FMC) es el flujo de aire de ventilación determinado anteriormente (FMC=15ft²/min), para el cálculo se considera el total de 37 personas según el aforo del local; (W_e y W_i) son el diferencial entre la humedad absoluta exterior e interior, estos fueron determinado usando el diagrama psicométrico (W_e=12 g/kg =26.5g/lba) y (W_i=8 g/kg = 17.64g/lba). Reemplazando en la ecuación 43 determinamos el valor.

$$Q_{li} = 0.68 \times 15 \times 37 \times (26.5 - 17.64) = 3343.76 \text{ BTU/h} = 980.58 \text{ Watts}$$

Finalmente, determinado las cargas latentes, podemos calcular la carga latente efectiva que viene a ser la sumatoria de todas las cargas latentes presentes en el local de estudio más la carga latente proveniente del aire de ventilación. Para ello utilizamos la siguiente ecuación.

$$Q_{le} = Q_l + Q_{lv} \quad (44)$$

Donde (Q_l) es la carga latente del local y (Q_{lv}) es la carga latente proveniente por el aire de ventilación (W), a continuación, en la tabla se muestra la carga térmica latente total presente en el Instituto Neurociencias de Lima.

Tabla 22. Carga latente total.

Carga	Valor (Watts)
Carga latente debido a la infiltración de aire exterior	4026
Carga latente interna por aportación de personas	2035
Carga latente total	6061

Fuente: Elaboración propia.

Entonces reemplazando en la ecuación 44 de carga latente efectiva, determinamos este valor.

$$Q_{le} = 6061 + 981 = 7041 \text{ Watts}$$

Determinado tanto la carga sensible como la carga latente del Instituto Neurociencias de Lima, procedemos a calcular la carga térmica total. (Rodas, 2018, p. 46) menciona que al realizar los cálculos es posible que existan ganancias de calor que no puedan ser cuantificadas, debido a que estas pueden variar (número de personas dentro de un ambiente) esto podría afectar el cálculo realizado. Por ello recomienda incrementar en un 10% el calor sensible y un 5% el calor latente total.

Considerando el factor de seguridad para el cálculo realizado, determinamos la carga térmica total.

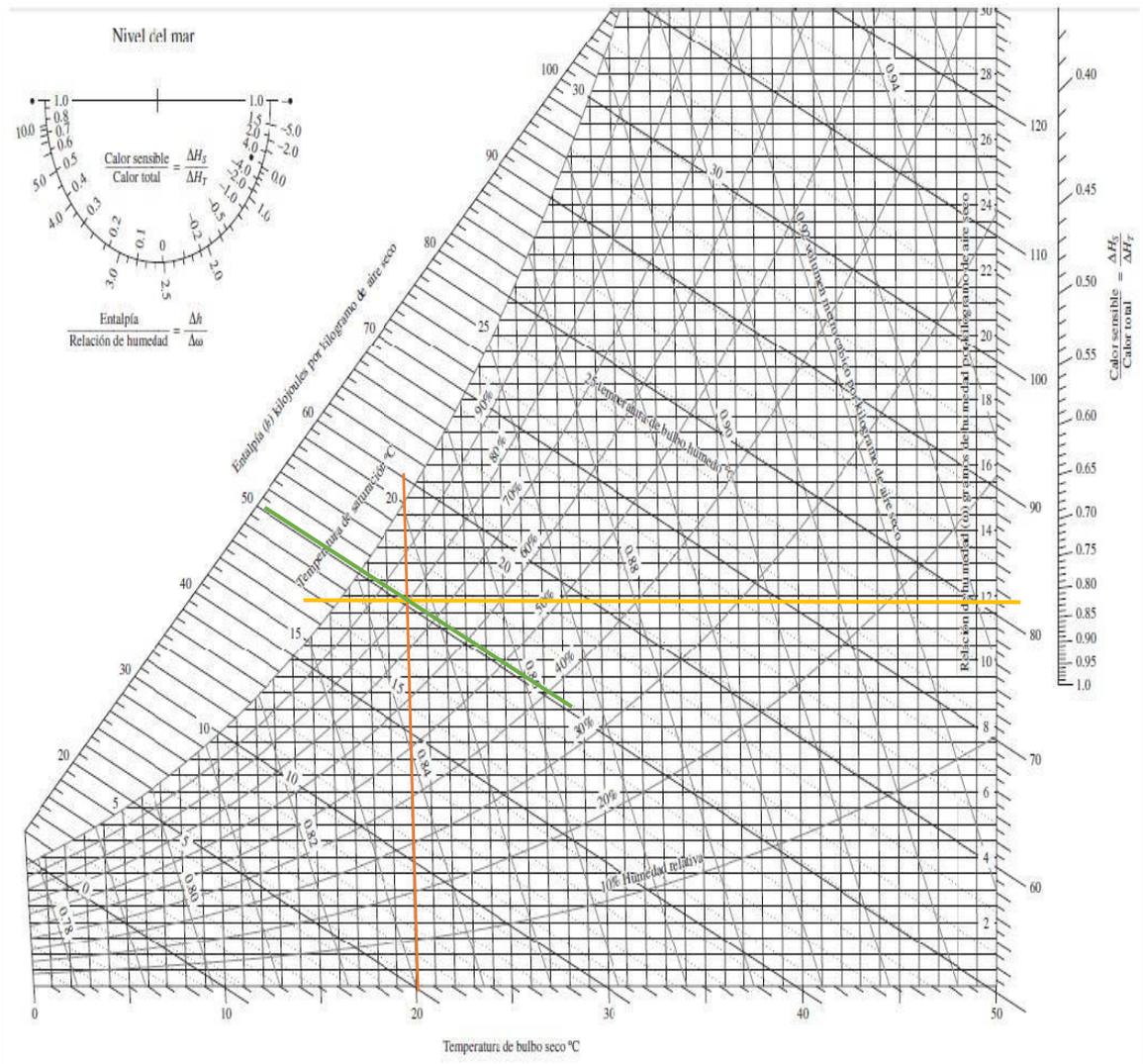
$$Q_t = Q_{se} + (0.1 \times Q_{se}) + Q_{le} + (0.05 \times Q_{le}) \quad (45)$$

$$Q_t = 19249 + (0.1 \times 19249) + 7041 + (0.05 \times 7041)$$

$$Q_t = 28567 \text{ Watts}$$

Anexo 8: Carta psicométrica

Figura 3. Carta psicométrica.



Fuente: (Rodas, 2018).

Anexo 9: Condiciones recomendadas para interiores según su aplicación

Tabla 23. Condiciones para interiores.

TIPO DE APLICACIÓN	VERANO					INVIERNO				
	De lujo		Practica comercial			Con humectación		Sin humectación		
	Temperatura seca (K)	Humedad relativa (%)	Temperatura seca (K)	Humedad relativa (%)	Variación de temperatura K"	Temperatura seca (K)	Humedad relativa (%)	Variación de temperatura K"	Temperatura seca (K)	Variación de temperatura K"
Confort general Departamentos, chalet, hotel, oficina, colegio, hospital, etc.	296 - 297	50 - 45	298 - 299	50 - 45	1 a 2	296 - 297	35 - 30	-1.5 a -2	297- 298	-2
Tiendas comerciales (ocupación de corta duración) Banco, peluquería, supermercado, grandes almacenes, etc.	297 - 299	50 - 45	299 - 300	50 - 45	1 a 2	295 - 296	35 - 30	-1.5 a -2	298 - 299	-2
Aplicaciones de bajo factor de calor sensible (carga latente elevada) Auditorio, iglesia, bar, restaurante, cocina, etc.	297 - 299	55 - 50	299 - 300	60 - 50	0.5 a 1	295 - 296	40 - 35	-1 a -2	298 - 299	-2
Confort Industrial secciones de montaje, salas de máquinas, etc.	298-300	55 - 45	299 - 302	60 - 50	2 a 3	293 - 295	35 - 30	-2 a -3	294 - 296	-3

Fuente: elaboración propia (Datos adquiridos de Rodas, 2018).

Anexo 10: Coeficiente de sombreado interior para vidrio con persianas venecianas enrollables

Tabla 24. Coeficiente de sombreado interior para vidrio.

	Tipo de vidrio	Espesor nominal de cada vidrio	Transmisión solar	Sin sombreado interior	Tipo de sombreado interior					
					Persianas venecianas		Persianas enrollables			
					h0=4.0	Medio	Claro	Opacas	Translucidas	Claro
VIDRIO SENCILLO	Sencillo									
	Claro	3/32 a 1/4	0.87 - 0.80	1.00						
	Claro	1/4 a 1/2	0.80 - 0.71	0.94						
	Claro	3/8	0.72	0.90	0.64	0.55	0.59	0.25	0.39	
	Claro	1/2	0.67	0.87						
	Claro con figuras	1/8 a 9/32	0.87 - 0.79	0.83						
	Absorbente de calor, con figuras	1/8		0.83						
	Absorbente de calor	3/16 a 1/4	0.46	0.69						
	Absorbente de calor con figuras coloreado	3/16 a 1/4		0.69	0.57	0.53	0.45	0.30	0.36	
		1/8 a 7/32	0.59 - 0.45	0.69						
			0.44 - 0.30	0.6	0.54	0.52	0.40	0.28	0.32	
	Absorbente de calor	3/8	0.34	0.6						
Absorbente de calor, o con figuras	1/2	0.44 - 0.30	0.53	0.42	0.4	0.36	0.28	0.31		
Vidrio recubierto reflector		0.24	0.30	0.25	0.23					
			0.40	0.33	0.29					
			0.50	0.42	0.38					
			0.60	0.50	0.44					
VIDRIO AISLANTE	Doble									
	Claro afuera	3/32 - 1/8	0.71	0.88	0.57	0.51	0.60	0.25	0.37	
	Claro adentro									
	Claro afuera	1/4	0.61	0.81						
	Claro adentro									
	Absorbente de calor afuera	1/4	0.36	0.55						
	Claro adentro				0.39	0.36	0.40	0.22	0.30	
	Vidrio recubierto reflector			0.20	0.19	0.18				
			0.30	0.27	0.26					
			0.40	0.34	0.33					
Triple										
Claro	1/4		0.71							
Claro	1/8		0.80							

Fuente: Elaboración propia (Datos adquiridos de, Vega, 2019).

Anexo 11: Datos de irradiación durante las 24 horas - Años (2021- 2023)

Tabla 25. Datos de irradiación periodo (2021-2023).

HORA	ENERO	FEBRERO	MARZO	ABRIL	MAYO	JUNIO	JULIO	AGOSTO	SETIEMBRE	OCTUBRE	NOVIEMBRE	DICIEMBRE
24:00 am	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1:00 a. m.	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2:00 a. m.	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
3:00 a. m.	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
4:00 a. m.	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
5:00 a. m.	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1.93	5.23	5.23
6:00 a. m.	21.86	19.51	15.93	17.14	13.89	7.89	6.16	12.34	36.76	70.39	71.79	109.94
7:00 a. m.	140.68	130.48	128.20	126.24	105.94	80.05	77.38	112.84	181.43	232.67	223.39	286.88
8:00 a. m.	331.49	332.64	335.20	322.83	270.53	223.98	221.77	276.95	375.96	433.62	411.01	478.06
9:00 a. m.	500.62	531.94	527.95	494.55	443.85	384.36	381.55	457.40	571.48	624.69	600.68	646.18
10:00 a. m.	644.25	658.61	648.99	637.41	588.84	528.29	528.11	616.88	724.69	785.60	745.69	779.39
11:00 a. m.	723.05	744.44	725.53	728.52	697.38	622.18	634.45	720.95	839.26	891.93	844.54	811.25
12:00 p. m.	748.94	763.21	740.67	765.13	738.72	675.90	702.84	791.58	898.34	929.88	866.20	780.37
13:00 p.m.	711.81	704.34	703.09	752.21	715.90	685.90	703.04	784.81	879.24	893.48	816.82	708.96
14:00 p.m.	614.99	623.65	638.07	652.30	638.36	608.89	623.78	703.37	771.85	797.62	713.85	596.27
15:00 p.m.	491.18	489.91	492.25	524.07	501.97	470.58	497.44	559.96	621.59	631.30	560.06	410.44
16:00 p.m.	326.35	333.88	339.67	344.89	320.87	305.75	331.65	374.91	413.65	416.70	357.74	245.63
17:00 p.m.	170.91	169.62	163.95	145.67	126.30	129.30	151.12	175.11	191.73	192.51	170.54	90.54
18:00 p.m.	52.10	45.08	28.82	18.83	18.66	26.82	33.39	36.95	39.98	47.72	45.27	7.01
19:00 p.m.	6.17	1.42	0	0	0	0	0	0	0	0	3.50	0
20:00 p.m.	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
21:00 p.m.	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
22:00 p.m.	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
23:00 p.m.	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Fuente: Elaboración propia (Datos adquiridos de NASA).

**Anexo 12: Diferencia de temperatura para cargas de enfriamiento (DTCE)
para cálculo de cargas en techos planos, 1 °F.**

Tabla 26. DTCE – para techos planos, 1°F.

Techo No.	Descripción de la construcción	Hora Peso lb/ft ²	Valor de U BTU/h Ft ² -°F	Hora solar, h																							
				1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
				Sin cielo raso suspendido																							
1.	Lámina de metal con aislamiento de 1 o 2 in	7 (8)	0.213 (0.124)	1	-2	-3	-3	-5	-3	6	19	34	49	61	71	78	79	77	70	59	45	30	18	12	8	5	3
2.	Madera de 1 in con aislamiento de 1 in	8	0.170	6	3	0	-1	-3	-3	-2	4	14	27	39	52	62	70	74	74	70	62	51	38	28	20	14	9
3.	Concreto ligero de 4 in	18	0.213	9	5	2	0	-2	-3	-3	1	9	20	32	44	55	64	70	73	71	66	57	45	34	25	18	13
4.	Concreto pesado de 1 a 2 in con aislamiento de 2 in	29	0.206 (0.122)	12	8	5	3	0	-1	-1	3	11	20	30	41	51	59	65	66	66	62	54	45	36	29	22	17
5.	Madera de 1 in con aislamiento de 2 in	19	0.109	3	0	-3	-4	-5	-7	-6	-3	5	16	27	39	49	57	63	64	62	57	48	37	26	18	11	7
6.	Concreto ligero de 6 in	24	0.158	22	17	13	9	6	3	1	1	3	7	15	23	33	43	51	58	62	64	62	57	50	42	35	28
7.	Madera de 2.5 in con aislamiento de 1 in	13	0.130	29	24	20	16	13	10	7	6	6	9	13	20	27	34	42	48	53	55	56	54	49	44	39	34
8.	Concreto ligero de 8 in	31	0.126	35	30	26	22	18	14	11	9	7	7	9	13	19	25	33	39	46	50	53	54	53	49	45	40
9.	Concreto pesado de 4 in con aislamiento de 1 o 2 in	52 (52)	0.200 (0.120)	25	22	18	15	12	9	8	8	10	14	20	26	33	40	46	50	53	53	52	48	43	38	34	30
10.	Madera de 2.5 in con aislamiento de 2 in	13	0.093	30	26	23	19	16	13	10	9	8	9	13	17	23	29	36	41	46	49	51	50	47	43	39	35
11.	Sistema de terrazas de techo	75	0.106	34	31	28	25	22	19	16	14	13	13	15	18	22	26	31	36	40	44	45	46	45	43	40	37
12.	Concreto pesado de 6 in con aislamiento de 1 o 2 in	75 (75)	0.192 (0.117)	31	28	25	22	20	17	15	14	14	16	18	22	26	31	36	40	43	45	45	44	42	40	37	34
13.	Madera de 4 in con aislamiento de 1 o 2 in	17 (18)	0.106 (0.078)	38	36	33	30	28	25	22	20	18	17	16	17	18	21	24	28	32	36	39	41	43	43	42	40
				Con cielo raso suspendido																							
1.	Lámina de acero con aislamiento de 1 o 2 in	9 (10)	0.134 (0.092)	2	0	-2	-3	-4	-4	-1	9	23	37	50	62	71	77	78	74	67	56	42	28	18	12	8	5
2.	Madera de 1 in con aislamiento de 1 in	10	0.115	20	15	11	8	5	3	2	3	7	13	21	30	40	48	55	60	62	58	51	44	37	30	37	25
3.	Concreto ligero de 4 in	20	0.134	19	14	10	7	4	2	0	0	4	10	19	29	39	48	56	62	65	64	61	54	46	38	30	24
4.	Concreto pesado de 2 in con aislamiento de 1 in	30	0.131	28	25	23	20	17	15	13	13	14	16	20	25	30	35	39	43	46	47	46	44	41	38	35	32
5.	Madera de 1 in con aislamiento de 2 in	10	0.083	25	20	16	13	10	7	5	5	7	12	18	25	33	41	48	53	57	57	56	52	46	40	34	29
6.	Concreto ligero de 6 in	26	0.109	32	28	23	19	16	13	10	8	7	8	11	16	22	29	36	42	48	52	54	54	51	47	42	37
7.	Madera de 2.5 in con aislamiento de 1 in	15	0.096	34	31	29	26	23	21	18	16	15	15	16	18	21	25	30	34	38	41	43	44	44	42	40	37
8.	Concreto ligero de 8 in	33	0.093	39	36	33	29	26	23	20	18	15	14	14	15	17	20	25	29	34	38	42	45	46	45	44	42
9.	Concreto pesado de 4 in con aislamiento de 1 o 2 in	53 (54)	0.128 (0.090)	30	29	27	26	24	22	21	20	20	21	22	24	27	29	32	34	36	38	38	38	37	36	34	33
10.	Madera de 2.5 in con aislamiento de 2 in	15	0.072	35	33	30	28	26	24	22	20	18	18	18	20	22	25	28	32	35	38	40	41	41	40	39	37
11.	Sistema de terrazas de techo	77	0.082	30	29	28	27	26	25	24	23	22	22	22	23	23	25	26	28	29	31	32	33	33	33	33	32
12.	Concreto pesado con aislamiento de 1 o 2 in	77 (77)	0.125 (0.088)	29	28	27	26	25	24	23	22	21	21	22	23	25	26	28	30	32	33	34	34	34	33	32	31
13.	Madera de 4 in con aislamiento de 1 o 2 in	19 (20)	0.082 (0.064)	35	34	33	32	31	29	27	26	24	23	22	21	22	22	24	25	27	30	32	34	35	36	37	36

Fuente: Elaboración propia (Datos obtenidos de “Acondicionamiento de aire” – Edward C. Pita).

Anexo 13: Características de grupos de construcción de paredes.

Tabla 27. Grupos de construcción de paredes.

Grupo No.	Descripción de la construcción	Peso, lb/ft ²	Valor de U BTU/(h-ft ² -°F)	Capacidad calorífica, BTU/(ft ² -°F)
Ladrillo de vista de 4 in + (Ladrillo)				
C	Espacio de aire + ladrillo de vista de 3 in	83	0.358	18,3
D	Ladrillo común de 4 in	90	0.415	18,4
C	Aislamiento de 1 in o espacio de aire + ladrillo común de 4 in	90	0.174 - 0.301	18,4
B	Aislamiento de 2 in + ladrillo común de 4 in	88	0.111	18,5
B	Ladrillo común de 8 in	130	0.302	26,4
A	Aislamiento o espacio de aire + ladrillo común de 8 in	130	0.154 - 0.243	26,4
Ladrillo de vista de 4 in + (Concreto pesado)				
C	Espacio de aire + concreto de 2 in	94	0.350	19,1
B	Aislamiento de 2 in + concreto de 4 in	97	0.116	19,8
A	Espacio de aire o aislamiento + concreto de 8 in o más	143 - 190	0.110 - 0.112	29,1 - 38,4
Ladrillo de vista de 4 in + (bloque de concreto ligero o pesado)				
E	Bloque de 4 in	62	0.319	12,9
D	Espacio de aire o aislamiento + bloque de 4 in	62	0.153-0.246	12,9
D	Bloque de 8 in	70	0.274	15,1
C	Espacio de aire o aislamiento de 1 in + bloque de 6 u 8 in	73-89	0.221-0.275	15,5-18,5
B	Aislamiento de 2 in + bloque de 8 in	89	0.096-0.107	15,5-18,6
Ladrillo de vista de 4 in + (azulejo de barro)				
D	Azulejo de 4 in	71	0.381	15,1
D	Espacio de aire + azulejo de 4 in	71	0.281	15,1
C	Aislamiento + azulejo de 4 in	71	0.169	15,1
C	Azulejo de 8 in	96	0.275	19,7
B	Espacio de aire o aislamiento de 1 in + azulejo de 8 in	96	0.142 - 0.221	19,7
A	Aislamiento de 2 in + azulejo de 8 in	97	0.097	19,8
Pared de concreto pesado + (acabado)				
E	Concreto de 4 in	63	0.585	12,5
D	Concreto de 4 in + aislamiento de 1 o 2 in	63	0.119-0.200	12,5
C	Aislamiento de 2 in + concreto de 4 in	63	0.119	12,7
C	Concreto de 8 in	109	0.490	21,9
B	Concreto de 8 in + aislamiento de 1 o 2 in	110	0.115-0.187	22,0
A	Aislamiento de 2 in + concreto de 8 in	110	0.115	21,9
E	Concreto de 12 in	156	0.421	31,2
A	Concreto de 12 in + aislamiento	156	0.113	31,3
Bloque de concreto ligero y pesado + (acabado)				
F	Bloque de 4 in + espacio de aire o aislamiento	29-36	0.161-0.263	5,7-7,2
E	Aislamiento de 2 in + bloque de 4 in	29-37	0.105-0.114	5,8-7,3
E	Bloque de 8 in	41-57	0.294-0.402	6,3-11,3
D	Concreto de 8 in + espacio de aire o aislamiento	41-57	0.149-0.173	8,3-11,3
Azulejo de barro + (acabado)				
F	Azulejo de 4 in	39	0.419	7,8
F	Azulejo de 4 in + espacio de aire	39	0.303	7,8
E	Azulejo de 4 in + aislamiento de 1 in	39	0.175	7,9
D	Aislamiento de 2 in + azulejo de 4 in	40	0.110	7,9
D	Azulejo de 8 in	63	0.296	12,5
C	Azulejo de 8 in + espacio de aire o aislamiento de 1 in	63	0.151-0.231	12,6
B	Aislamiento de 2 in + azulejo de 8 in	63	0.099	12,6
Pared de lámina (cortina metálica)				
G	Con o sin espacio de aire + 1, 2 o 3 in de aislamiento	5-6	0.091-0.230	0,7
Pared de bastidor				
G	Aislamiento de 1 a 3 in	16	0.081-0.178	3,2

Fuente. *elaboración propia* (Datos obtenidos de "Acondicionamiento de aire" – Edward C. Pita).

**Anexo 14: Diferencia de temperatura para cargas de enfriamiento (DTCE),
para el cálculo de paredes al sol, 1 °F.**

Tabla 28. DTCE -para paredes al sol, 1 °F.

	Hora solar, h																								Hora de la DTCE máxima	DTCE mínima	DTCE máxima	Diferencia de DTCE
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24				
Latitud norte,	Paredes grupo A																											
N	14	14	14	13	13	13	12	12	11	11	10	10	10	10	10	10	11	11	12	12	13	13	14	14	2	10	14	4
NE	19	19	19	18	17	17	16	15	15	15	15	15	16	16	17	18	18	18	19	19	20	20	20	20	22	15	20	5
E	24	24	23	23	22	21	20	19	19	18	19	19	20	21	22	23	24	24	25	25	25	25	25	25	22	18	25	7
SE	24	23	23	22	21	20	20	19	18	18	18	18	18	19	20	21	22	23	23	24	24	24	24	24	22	18	24	6
S	20	20	29	19	18	18	17	16	16	15	14	14	14	14	14	15	16	17	18	19	19	20	20	20	23	14	20	6
SW	25	25	25	24	24	23	22	21	20	19	19	18	17	17	17	18	19	20	22	23	24	25	25	25	24	17	25	8
W	27	27	26	26	25	24	24	23	22	21	20	19	19	18	18	18	18	19	20	22	23	25	26	26	1	18	27	9
NW	21	21	21	20	20	19	19	18	17	16	16	15	15	14	14	14	15	15	16	17	18	19	20	21	1	14	21	7
	Paredes grupo B																											
N	15	14	14	13	12	11	11	10	9	9	9	8	9	9	9	10	11	12	13	14	14	15	15	15	24	8	15	7
NE	19	18	17	16	15	14	13	12	12	13	14	15	16	17	18	19	19	20	20	21	21	21	20	20	21	12	21	9
E	23	22	21	20	18	17	16	15	15	15	17	19	21	22	24	25	26	26	27	27	26	26	25	24	20	15	27	12
SE	23	22	21	20	18	17	16	15	14	14	15	16	18	20	21	23	24	25	26	26	26	26	25	24	21	14	26	12
S	21	20	19	18	17	15	14	13	12	11	11	11	11	12	14	15	17	19	20	21	22	22	22	21	23	11	22	11
SW	27	26	25	24	22	21	19	18	16	15	14	14	13	13	14	15	17	20	22	25	27	28	28	28	24	13	28	15
W	29	28	27	26	24	23	21	19	18	17	16	15	14	14	14	15	17	19	22	25	27	29	29	30	24	14	30	16
NW	23	22	21	20	19	18	17	15	14	13	12	12	12	11	12	12	13	15	17	19	21	22	23	23	24	11	23	12
	Paredes grupo C																											
N	15	14	13	12	11	10	9	8	8	7	7	8	8	9	10	12	13	14	15	16	17	17	17	16	22	7	17	10
NE	19	17	16	14	13	11	10	10	11	13	15	17	19	20	21	22	22	23	23	23	23	22	21	20	20	10	23	13
E	22	21	19	17	15	14	12	12	14	16	19	22	25	27	29	29	30	30	30	29	28	27	26	24	18	12	30	18
SE	22	21	19	17	15	14	12	12	12	13	16	19	22	24	26	28	29	29	29	29	28	27	26	24	19	12	29	17
S	21	19	18	16	15	13	12	10	9	9	9	10	11	14	17	20	22	24	25	26	25	25	24	22	20	9	26	17
SW	29	27	25	22	20	18	16	15	13	12	11	11	11	13	15	18	22	26	29	32	33	33	32	31	22	11	33	22
W	31	29	27	25	22	20	18	16	14	13	12	12	12	13	14	16	20	24	29	32	35	35	35	33	22	12	35	23
NW	25	23	21	20	18	16	14	13	11	10	10	10	11	12	13	15	18	22	25	27	27	27	26	26	22	10	27	17
	redes grupo D																											
N	15	13	12	10	9	7	6	6	6	6	6	7	8	10	12	13	15	17	18	19	19	19	18	-16	21	6	19	13
NE	17	15	13	11	10	8	7	8	10	14	17	20	22	23	23	24	24	25	25	24	23	22	20	18	19	7	25	18
E	19	17	15	13	11	9	8	9	12	17	22	27	30	32	33	33	32	32	31	30	28	26	24	22	16	8	33	25
SE	20	17	15	13	11	10	8	8	10	13	17	22	26	29	31	32	32	32	31	30	28	26	24	22	17	8	32	24
S	19	17	15	13	11	9	8	7	6	6	7	9	12	16	20	24	27	29	29	29	27	26	24	22	19	6	29	23
SW	28	25	22	19	16	14	12	10	9	8	8	8	10	12	16	21	27	32	36	38	38	37	34	31	21	8	38	30
W	31	27	24	21	18	15	13	11	10	9	9	9	10	11	14	18	24	30	36	40	41	40	38	34	21	9	41	32
NW	25	22	19	17	14	12	10	9	8	7	7	8	9	10	12	14	18	22	27	31	32	32	30	27	22	7	32	25
	Paredes grupo E																											
N	12	10	8	7	5	4	3	4	5	6	7	9	11	13	15	17	19	20	21	23	20	18	16	14	20	3	22	19
NE	13	11	9	7	6	4	5	9	15	20	24	25	25	26	26	26	26	25	24	22	19	17	15	15	16	4	26	22
E	14	12	10	8	6	5	6	11	18	26	33	36	38	37	36	34	33	32	30	28	25	22	20	17	13	5	38	33
SE	15	12	10	8	7	5	5	8	12	19	25	31	35	37	37	36	34	33	31	28	26	23	20	17	15	5	37	32
S	15	12	10	8	7	5	4	3	4	5	9	13	19	24	29	32	34	33	31	29	26	23	20	17	17	3	34	31
SW	22	18	15	12	10	8	6	5	5	6	7	9	12	18	24	32	38	43	45	44	40	35	30	26	19	5	45	40
W	26	21	17	14	11	9	7	6	6	6	7	9	11	14	20	27	36	43	49	49	45	40	34	29	20	6	49	43
NW	20	17	14	11	9	7	6	5	5	5	6	8	10	13	16	20	26	32	37	38	36	32	28	24	20	5	38	33
	Paredes grupo F																											
N	8	6	5	3	2	1	2	4	6	7	9	11	14	17	19	21	22	23	24	23	20	16	13	11	19	1	24	23
NE	9	7	5	3	2	1	5	14	23	28	30	29	28	27	27	27	26	24	22	19	16	13	11	11	11	1	30	29
E	10	7	6	4	3	2	6	17	28	38	44	45	43	39	36	34	32	30	27	24	21	17	15	12	12	2	45	43
SE	10	7	6	4	3	2	4	10	19	28	36	41	43	42	39	36	34	31	28	25	21	18	15	12	13	2	43	41
S	10	8	6	4	3	2	1	1	3	7	13	20	27	34	38	39	38	35	31	26	22	18	15	12	16	1	39	38
SW	15	11	9	6	5	3	2	2	4	5	8	11	17	26	35	44	50	53	52	45	37	28	23	18	18	2	53	51
W	17	13	10	7	5	4	3	3	4	6	8	11	14	20	28	39	49	57	60	54	43	34	27	21	19	3	60	57
NW	14	10	8	6	4	3	2	2	3	5	8	10	13	15	21	27	35	42	46	43	35	28	22	18	19	2	46	44
	redes grupo G																											
N	3	2	1	0	-1	2	7	8	9	12	15	18	21	23	24	24	25	26	22	15	11	9	7	5	18	-1	26	27
NE	3	2	1	0	-1	9	27	36	39	35	30	26	26	27	27	26	25	22	18	14	11	9	7	5	9	-1	39	40
E	4	2	1	0	-1	11	31	47	54	55	50	40	33	31	30	29	27	24	19	15	12	10	8	6	10	-1	55	56
SE	4	2	1	0	-1	5	18	32	42	49	51	48	42	36	32	30	27	24	19	15	12	10	8	6	11	-1	51	52
S	4	2	1	0	-1	0	1	5	12	22	31	39	45	46	43	37	31	25	20	15	12	10	8	5	14	-1	46	47
SW	5	4	3	1	0	0	2	5	8	12	16	26	38	50	59	63	61	52	37	24	17	13	10	8	16	0	63	63
W	6	5	3	2	1	1	2	5	8	11	15	19	27	41	56	67	72	67	48	29	20	15	11	8	17	1	72	71
NW	5	3	2	1	0	0	2	5	8	11	15	18	21	27	37	47	55	55	41	25	17	13	10	7	18	0	55	55

Fuente.Elaboración propia (Datos adquiridos de "Acondicionamiento de aire" – Edward C. Pita).

Anexo 15: Corrección de DTCE por latitud y mes (LM), aplicada para techos y paredes, latitud Norte, °F.

Tabla 29. DTCE por latitud – para techos y paredes, latitud Norte, °F.

Latitud	Mes	N	NNE NNW	NE NW	ENE WNW	E W	ESE WSW	SE SW	SSE SSW	S	HORA
0	Dic.	-3	-5	-5	-5	-2	0	3	6	9	-1
	Ene/Nov	-3	-5	-4	-4	-1	0	2	4	7	-1
	Feb/Oct	-3	-2	-2	-2	-1	-1	0	-1	0	0
	Mar/Sept	-3	0	1	-1	-1	-3	-3	-5	-8	-1
	Abr/Ago	5	4	3	0	-2	-5	-6	-8	-8	-2
	May/Jul	10	7	5	0	-3	-7	-8	-9	-8	-4
	Jun	12	9	5	0	-3	-7	-9	-10	-8	-5
8	Dic.	-4	-6	-6	-6	-3	0	4	8	12	-5
	Ene/Nov	-3	-5	-6	-5	-2	0	3	6	10	-4
	Feb/Oct	-3	-4	-3	-3	-1	-1	1	2	4	-1
	Mar/Sept	-3	-2	-1	-1	-1	-2	-2	-3	-4	0
	Abr/Ago	2	2	2	0	-1	-4	-5	-7	-7	-1
	May/Jul	7	5	4	0	-2	-5	-7	-9	-7	-2
	Jun	9	6	4	0	-2	-6	-8	-9	-7	-2
16	Dic.	-4	-6	-8	-8	-4	-1	4	9	13	-9
	Ene/Nov	-4	-6	-7	-7	-4	-1	4	8	12	-7
	Feb/Oct	-3	-5	-5	-4	-2	0	2	5	7	-4
	Mar/Sept	-3	-3	-2	-2	-1	-1	0	0	0	-1
	Abr/Ago	-1	0	-1	-1	-1	-3	-3	-5	-6	0
	May/Jul	4	3	3	0	-1	-4	-5	-7	-7	0
	Jun	6	4	4	1	-1	-4	-6	-8	-7	0
24	Dic.	-5	-7	-9	-10	-7	-3	3	9	13	-13
	Ene/Nov	-4	-6	-8	-9	-6	-3	3	9	13	-11
	Feb/Oct	-4	-5	-6	-6	-3	-1	3	7	10	-7
	Mar/Sept	-3	-4	-3	-3	-1	-1	1	2	4	-3
	Abr/Ago	-2	-1	0	-1	-1	-2	-1	-2	-3	0
	May/Jul	1	2	2	0	0	-3	-3	-5	-6	1
	Jun	3	3	3	1	0	-3	-4	-6	-6	1
32	Dic.	-5	-7	-10	-11	-8	-5	2	9	12	-17
	Ene/Nov	-5	-7	-9	-11	-8	-4	2	9	12	-15
	Feb/Oct	-4	-6	-7	-8	-4	-2	4	8	11	-10
	Mar/Sept	-3	-4	-4	-4	-2	-1	3	5	7	-5
	Abr/Ago	-2	-2	-1	-2	0	-1	0	1	1	-1
	May/Jul	1	1	1	0	0	-1	-1	-3	-3	1
	Jun	1	2	2	1	0	-2	-2	-4	-4	2
40	Dic.	-6	-8	-10	-13	-10	-7	0	7	10	-21
	Ene/Nov	-5	-7	-10	-12	-9	-6	1	8	11	-19
	Feb/Oct	-5	-7	-8	-9	-6	-3	3	8	12	-14
	Mar/Sept	-4	-5	-5	-6	-3	-1	4	7	10	-8
	Abr/Ago	-2	-3	-2	-2	0	0	2	3	4	-3
	May/Jul	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1
	Jun	1	1	1	0	1	0	0	-1	-1	2
48	Dic.	-6	-8	-11	-14	-13	-10	-3	2	6	-25
	Ene/Nov	-6	-8	-11	-13	-11	-8	-1	5	8	-24
	Feb/Oct	-5	-7	-10	-11	-8	-5	1	8	11	-18
	Mar/Sept	-4	-6	-6	-7	-4	-1	4	8	11	-11
	Abr/Ago	-3	-3	-3	-3	-1	0	4	6	7	-5
	May/Jul	0	-1	0	0	1	1	3	3	4	0
	Jun	1	1	2	1	2	1	2	2	3	2
56	Dic.	-7	-9	-12	-16	-16	-14	-9	-5	-3	-28
	Ene/Nov	-6	-8	-11	-15	-14	-12	-6	-1	2	-27
	Feb/Oct	-6	-8	-10	-12	-10	-7	0	6	9	-22
	Mar/Sept	-5	-6	-7	-8	-5	-2	4	8	12	-15
	Abr/Ago	-3	-4	-4	-4	-1	1	5	7	9	-8
	May/Jul	0	0	0	0	2	2	5	6	7	-2
	Jun	2	1	2	1	3	3	4	5	6	1

Fuente. Elaboración propia. (Datos adquiridos de “Acondicionamiento de aire” – Edward C. Pita).

Anexo 16: valores de corrección por color de superficies.

Tabla 30. Valores de corrección por color de superficie.

Valores de absorción de radiación solar para colores de pinturas			
Pintura	Claro	Mediano	Oscuro
Amarillo	0.30	0.50	0.70
Castaño claro (beige)	0.35	0.55	0.90
Castaño	0.45	0.75	0.98
Rojo	0.65	0.80	0.90
Verde	0.40	0.70	0.85
Azul	0.40	0.75	0.90
Gris	0.45	0.65	0.75
Anaranjado	0.40	0.60	0.75
Rosa	0.45	0.55	0.70
Purpura	0.60	0.80	0.90
Aluminio puro	...	0.45	...
Negro	0.95

Fuente. Elaboración propia (datos adquiridos de - *“Diseño ambientalmente consciente 1”* – Czajkowski et al.)

Anexo 17: Caudales de aire exterior

Tabla 31. Caudales de aire exterior.

APLICACIÓN		NÚMERO DE FUMADORES	m ³ /h por persona		m ³ /h por metro cuadrado de superficie de suelo mínima
			Recomendado	Mínima	
Departamento	Normal	Pequeño	34	25
	Lujo	Muy pequeño	51	42	6
Hall de banco		Pequeño	17	13
Salón de belleza		Muy pequeño	17	13
Bolsa		Muy grande	85	51
Bar		Grande	51	42
Corredores (Insuflación o Extracción)		4.6
Grandes almacenes		Pequeño	13	8.5	0.9
Sala de consejo		Muy grande	85	51
Farmacia		Grande	17	13
Fabrica		Ninguno	17	13	1.8
Garaje		18.3
Hospital	Quirófano	Ninguno	36.6
	Habitación privada	Ninguno	51	42	6
	Sala común	Ninguno	34	25
Habitación de hotel		Grande	51	42	6
Cocina	Restaurante	73
	Privada	36.6
Laboratorio		Pequeño	34	25
Sala de conferencias		Muy grande	85	51	22.8
Despacho	Común	Pequeño	25	17
	Privado	Ninguno	42	25	4.6
	Privado	Grande	51	42	4.6
Restaurante	Cafetería	Grande	20	17
	Comedor	Grande	25	20
Aula		Ninguno
Tienda		Ninguno	17	13
Teatro o sala de cine		Ninguno	13	8.5
Teatro o sala de cine		Pequeño	25	17
Cuartos de aseo (extracción)		36.6

Fuente: Elaboración propia (Datos adquiridos de Rodas 2018).

Anexo 18: Tasas de ganancia de calor debido a la actividad que realizan los ocupantes

Tabla 32. Ganancias de calor por actividad de ocupantes.

Actividad	Aplicaciones típicas	Calor total por adulto masculino			Calor total ajustado			Calor sensible			Calor latente		
		Watts	Btuh	Kcal/h	Watts	Btuh	Kcal/h	Watts	Btuh	Kcal/h	Watts	Btuh	Kcal/h
Sentado en reposo	Teatro, cine	115	400	100	100	350	90	60	210	55	40	140	30
Sentado, trabajo muy ligero, escritura	Oficinas, hoteles, apartamentos	140	480	120	120	420	105	65	230	55	55	190	50
Sentado, comiendo	Restaurante	150	520	130	170	580	145	75	255	60	95	325	80
Sentado, trabajo ligero, mecanografía	Oficinas, hoteles, apartamentos	185	640	160	150	510	130	75	255	60	75	255	65
Parado, trabajo ligero o camina despacio	Tiendas minoristas, bancos	235	800	200	185	640	160	90	315	80	95	325	80
Trabajo ligero de banco	Fábricas	255	880	220	230	780	195	100	345	90	130	435	110
Caminando 3 mph trabajo ligero	Fábricas	305	1040	260	305	1040	260	100	345	90	205	695	170
trabajo con máquinas pesadas	Fábricas	350	1200	300	280	960	240	100	345	90	180	615	150
Boliche		350	1200	300	280	960	240	100	345	90	180	615	150
Baile moderado	Salón de baile	400	1360	340	375	1280	320	120	405	100	255	875	220
Trabajo pesado, trabajo con máquinas pesadas, levantar pesas	Fábricas	470	1600	400	470	1600	400	165	565	140	300	1035	260
Trabajo pesado, ejercicios atléticos	Gimnasios	585	2000	500	525	1800	450	185	635	160	340	1165	290

a Nota: Los valores de la tabla se basan en una temperatura de bulbo seco de 78°F. Para 80°F BS, el calor total queda igual, pero el valor del calor sensible se debe disminuir en aproximadamente 8% y los valores del calor latente se deben aumentar proporcionalmente

b La ganancia total ajustada de calor se basa en el porcentaje normal de hombres, mujeres y niños en la aplicación que se menciona, bajo la hipótesis de que la ganancia por mujer adulta representa un 85% de la del hombre adulto, y la de un niño el 75%

c Calor total ajustado para comer en un restaurant, que incluye 60 BTU/h del alimento por individuo (30 BTU sensibles y 30 BTU latentes).

d Para el boliche, se considera una persona por pista tirando y las demás sentadas (400 BTU/h) o paradas y caminando lentamente (970 BTU/h)

Reproducido con permiso del 1985 Fundamentals. ASHRAE Handbook & Product Directory.

Fuente: *elaboración propia (Datos obtenidos de “Acondicionamiento de aire” – Edward C. Pita).*

Anexo 19: Condiciones de ventilación para ocupantes

Tabla 33. *Condiciones de ventilación para ocupantes.*

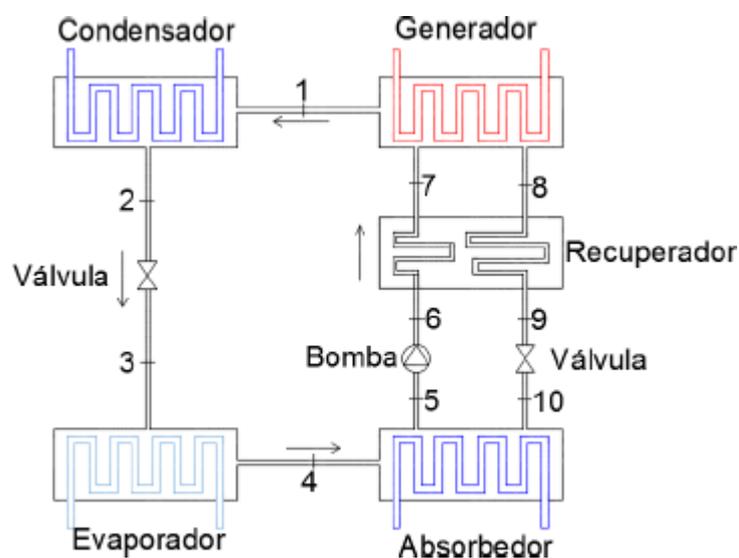
	Personas estimadas por 100 ft ² de área de piso	Aire de ventilación necesario por persona	
		FCM Mínimos	FCM Recomendados
RESIDENCIAL			
Viviendas de una unidad			
Salas y recámaras	5	5	7 - 10
Cocinas, baños	-	20	30 - 50
Viviendas de unidades múltiples			
Salas y recámaras	7	5	7 - 10
Cocinas, baños	-	20	30 - 50
COMERCIAL			
Sanitarios públicos	100	15	20 - 25
Comercios			
Pisos de venta (sótano y plantas bajas)	30	7	10 - 15
Pisos de venta (pisos superiores)	20	7	10 - 15
Comedores	70	10	15 - 20
Cocinas	20	30	35
Cafeterías	100	30	35
Hoteles, moteles			
Recámaras	5	7	10 - 15
Salas	20	10	15 - 20
Baños	-	20	30 - 50
Salas de belleza	50	25	30 - 35
Peluquerías	25	7	10 - 15
Estacionamientos	-	1.5	2 - 3
Teatros			
Vestíbulos	150	20	25 - 30
Auditorios (no se fuma)	150	5	5 - 10
Auditorios (permitido fumar)	150	10	10 - 20
Boliches, Zona de asientos	70	15	20 - 25
Gimnasio y arenas			
Pisos de ejercicios	70	20	25 - 30
Vestidores	20	30	40 - 50
Áreas de público	150	20	25 - 30
Piscinas	25	15	20 - 25
Oficinas			
Espacio de oficinas en general	10	15	15 - 25
Salas de juntas	60	25	30 - 40
INSTITUCIONAL			
Escuelas			
Salones de clase	50	10	10 - 15
Auditorios	150	5	5 - 7.5
Gimnasios	70	20	25 - 30
Bibliotecas	20	7	10 - 12
Vestidores	20	30	40 - 50
Hospitales			
Recámaras sencillas y dobles	15	10	15 - 20
Guarderías	20	10	15 - 20
Salas de cirugía, salas de parto	-	20	-

Fuente: Elaboración propia (Datos adquiridos de Vega, 2019).

Anexo 20: Dimensionamiento del sistema por absorción y análisis económico y ambiental

Procedemos a realizar el balance de energía del sistema termosolar, para ello determinamos los componentes del sistema. El sistema en estudio está conformado por los siguientes elementos: el condensador, una válvula de expansión para el refrigerante, el evaporador, el absorbedor, una bomba, el recuperador, un generador y una válvula de expansión de la solución.

Figura 4. Esquema interno del sistema por absorción.



Fuente: (Rodas 2018).

Para realizar el balance de energía se empleará la siguiente nomenclatura: (\dot{m}) es el flujo masico está en unidades Kg/s; (\dot{m}_R) es el flujo masico del refrigerante está en unidades Kg/s; (\dot{m}_{sc}) es el flujo masico de la solución concentrada en unidades de Kg/s; (\dot{m}_{sd}) representa el flujo masico de la solución diluida está en unidades de Kg/s; (h) es la entalpia en unidades KJ/kg; (q_{co}) es el calor liberado por el condensador expresado en unidades de kW; (q_{ev}) es el calor absorbido por el evaporador considerado como carga de refrigeración, este se encuentra en unidades de kW; (q_{ab}) es el calor que libera el absorbedor en unidades de kW; (q_{re}) es el calor que aprovecha el recuperador en unidades de kW. (q_{ge}) es el calor de generación parte de la fuente de energía, está dado en unidades de kW; y (W_b) viene a ser el trabajo de la bomba en unidades de kW.

Primero determinamos el comportamiento en el condensador, es en esta parte del equipo en el cual se produce el cambio de fase del refrigerante proveniente del generador con un aumento de calor. El condensador es el encargado de expulsar calor al medio ambiente, donde el líquido terminará como líquido saturado. Entonces por balance tendremos:

$$\mathbf{m_1 h_1 = m_2 h_2 + q_{co}}$$

Considerando la igualdad del flujo masico se tendrá.

$$\mathbf{m_1 = m_2 = m_R}$$

Al realizar esta igualdad del comportamiento de flujo masico, determinamos que la expresión inicial quedara de la siguiente manera.

$$\mathbf{q_{co} = m_R (h_1 - h_2)} \quad (46)$$

Continuando con el balance determinamos las condiciones en la válvula de expansión de refrigerante, es en esta parte donde la válvula se encarga de reducir la presión del refrigerante debido a la reducción de la tubería. (Rodas, 2018, p. 49) menciona que este proceso se considera adiabático y se considera como un cambio de presión a entalpia constante. Por balance se determina.

$$\mathbf{m_1 h_3 = m_2 h_2}$$

Debido a que la expansión en la válvula es a entalpia constante, las entalpias quedan determinadas de la siguiente manera.

$$\mathbf{h_3 = h_2}$$

Ahora realizamos el balance del calor absorbido por el evaporador, es aquí donde se produce el cambio de fase del refrigerante que proviene de la válvula de expansión y termina como vapor saturado. El flujo necesario para que este cambio ocurra es la capacidad frigorífica del sistema. Entonces por balance se tiene.

$$\mathbf{m_4 h_4 = m_3 h_3 + q_{ev}}$$

Considerando que el flujo masico es constantes se tiene la siguiente expresión.

$$\mathbf{m_3 = m_4 = m_R}$$

Entonces diremos que el calor en el evaporador se determinara con la siguiente expresión.

$$q_{ev} = m_R(h_4 - h_3) \quad (47)$$

El balance de calor liberado por el absorbedor comienza a partir de la incorporación de vapor de refrigerante que proviene del evaporador, dicho vapor se incorpora dentro de la solución débil de absorbente y refrigerante, de esta manera se logra que la solución de absorbente-refrigerante se transforme en una solución con mayor concentración de refrigerante. Por balance se tiene.

$$m_4 h_4 + m_{10} h_{10} = m_5 h_5 + q_{ab}$$

Pero por consideración de flujo masico se tiene:

$$m_4 = m_{sc}$$

$$m_4 = m_{sd}$$

$$m_4 = m_R$$

$$q_{ab} = m_R h_4 + m_{sc} h_{10} - m_{sd} h_5 \quad (48)$$

Además:

$$m_{sd} = m_R + m_{sc} \quad (49)$$

$$X_d m_{sd} = m_R + X_c m_{sc}$$

$$X_d = \frac{m_R}{m_{sd}}$$

$$X_c = \frac{m_R}{m_{sc}}$$

$$= \frac{X_d m_{sd}}{X_c - X_d} \quad (50)$$

El trabajo de la bomba se solución, consiste en llevar la solución de baja a alta presión, permite aumentar el flujo masico logrando de esta manera optimizar que la transferencia de calor dentro de los intercambiadores. Por balance tendremos.

$$W_b + m_5 h_5 = m_6 h_6$$

Pero considerando los flujos masico se tiene:

$$m_5 = m_6 = m_{sd}$$

Entonces el trabajo de la bomba está determinado por la siguiente expresión.

$$W_b = m_{sd}(h_6 - h_5) \quad (51)$$

Por balance también se puede determinar de la siguiente manera.

$$W_b + q_{ev} + q_{ge} = q_{co} + q_{ab}$$

En el recuperador se aprovecha óptimamente la energía dentro del ciclo, funciona como un precalentador de solución refrigerante, antes de que este ingrese al generador. Por el balance, las expresiones resultantes serán las siguientes.

$$q_{re} = m_6 h_6 - m_7 h_7$$

$$m_6 = m_7 = m_{sd}$$

$$q_{re} = m_{sd}(h_6 - h_7)$$

$$q_{re} = m_8 h_8 - m_9 h_9$$

$$m_8 = m_9 = m_{sc}$$

$$q_{re} = m_{sc}(h_8 - h_9) \quad (52)$$

El calor necesario del generador lo determinamos a partir de su funcionamiento, es en este componente donde se genera la mayor parte del vapor de refrigerante a partir de la solución del refrigerante-absorbente que llega de la bomba se solución a una presión alta. Pera que este proceso sea posible, es necesario una fuente de calor. Entonces con el balance tenemos la siguiente expresión.

$$q_{re} = m_8 h_8 + m_1 h_1 - m_7 h_7$$

$$m_8 = m_{sc}$$

$$m_1 = m_R$$

$$m_7 = m_{sd}$$

Reemplazando los flujos, podemos determinar el calor necesario que necesita recibir el equipo de una fuente de energía.

$$q_{ge} = m_{sc}h_8 + m_R h_1 - m_{sd}h_7 \quad (53)$$

Finalmente determinamos el análisis en la válvula de expansión de solución, este dispositivo se encarga de reducir la presión del absorbente, mediante la reducción de la geometría de la tubería. Es un proceso adiabático lo que ocurre, lo que se considera como un cambio de presión a entalpia constante. Por balance se considera la siguiente expresión.

$$m_9 h_9 = m_{10} h_{10}$$

Al ser una expansión a entalpia contante tendremos:

$$h_9 = h_{10}$$

una vez determinado los puntos del ciclo de cada componente, procedemos a realizar el cálculo para el sistema. El sistema en estudio es una maquina por absorción que funciona por mezcla de fluidos, entonces necesitamos determinar la concentración que se encuentre en cada punto del ciclo.

Para determinar estos puntos del ciclo emplearemos los siguientes diagramas. El diagrama de Duhring y el diagrama de Merkel.

(Rodas, 2018, p. 52) con respecto al uso del primer diagrama, el punto de ebullición de las soluciones concentradas, que no tienen un comportamiento perfecto, puede predecirse mediante la regla de Duhring, una ley empírica que establece que el punto de ebullición de un líquido o solución es una función lineal del punto de ebullición de una sustancia de referencia, normalmente agua, ambos a la misma presión. Como resultado, se puede trazar una línea recta cuando se compara la temperatura de ebullición de la solución con la del agua a la misma presión. A distintas concentraciones se obtienen diferentes rectas, no siempre paralelas. Si se proporcionan dos puntos de ebullición de la solución a dos presiones distintas,

estas rectas pueden formarse de manera sencilla. Encontramos el diagrama en el anexo 21.

En el diagrama de Merkel, los datos de entalpía de las mezclas binarias pueden representarse eficazmente mediante diagramas de entalpía-concentración.

Si se dispone de ellos, resultan especialmente útiles para realizar balances de materia y energía en cristalización, destilación y todas las demás formas de mezcla y cuestiones relacionadas con la separación (Rodas, 2018, p. 52). Encontramos el diagrama en el anexo 22.

Las condiciones iniciales serán las siguientes, (Rodas 2018, p 52) menciona que se debe de utilizar 5°C de temperatura de evaporación y para la temperatura de condensación se usa 6°C más la temperatura ambiente en época de verano. Considerando este último punto para el Instituto Neurociencias de Lima, consideramos una temperatura de 35°C ya que la temperatura en época de verano según la base de datos del SENAMHI es de 29°C.

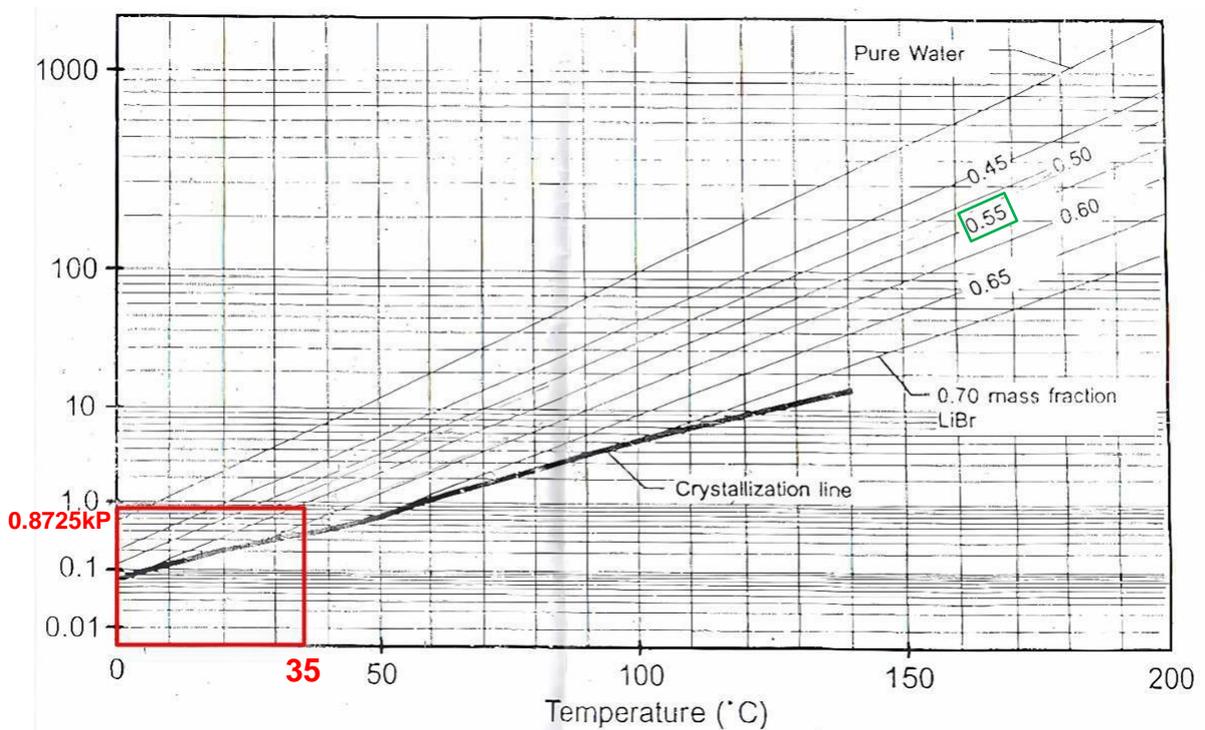
Para determinar las presiones tanto en alta como en baja se revisan las propiedades termodinámicas del refrigerante del Anexo 23, para el caso en estudio se determinó como refrigerante el agua. Entonces determinamos con los datos de temperatura y saturación del agua.

$$P_{\text{saturación del agua en } 5^{\circ}\text{C}} = 0.8725 \text{ kPa (Presión debaja)}$$

$$P_{\text{saturación del agua en } 35^{\circ}\text{C}} = 5.6291 \text{ kPa (Presión dealta)}$$

Entonces para determinar el porcentaje de la solución diluida, entramos con la presión de baja y la temperatura de 35° C al diagrama de Duhring ubicado en el anexo 21.

Figura 5. Diagrama de Duhring, porcentaje de solución diluida en función de temperatura y presión de baja del agua.



Fuente: Elaboración propia

$$X_d = 55\%$$

(Rodas, 2018, p. 53) menciona que debe de utilizarse un incremento aproximado de 7% en el porcentaje de solución, para tener una mayor eficiencia.

Considerando lo mencionado determinamos el porcentaje de la solución a continuación.

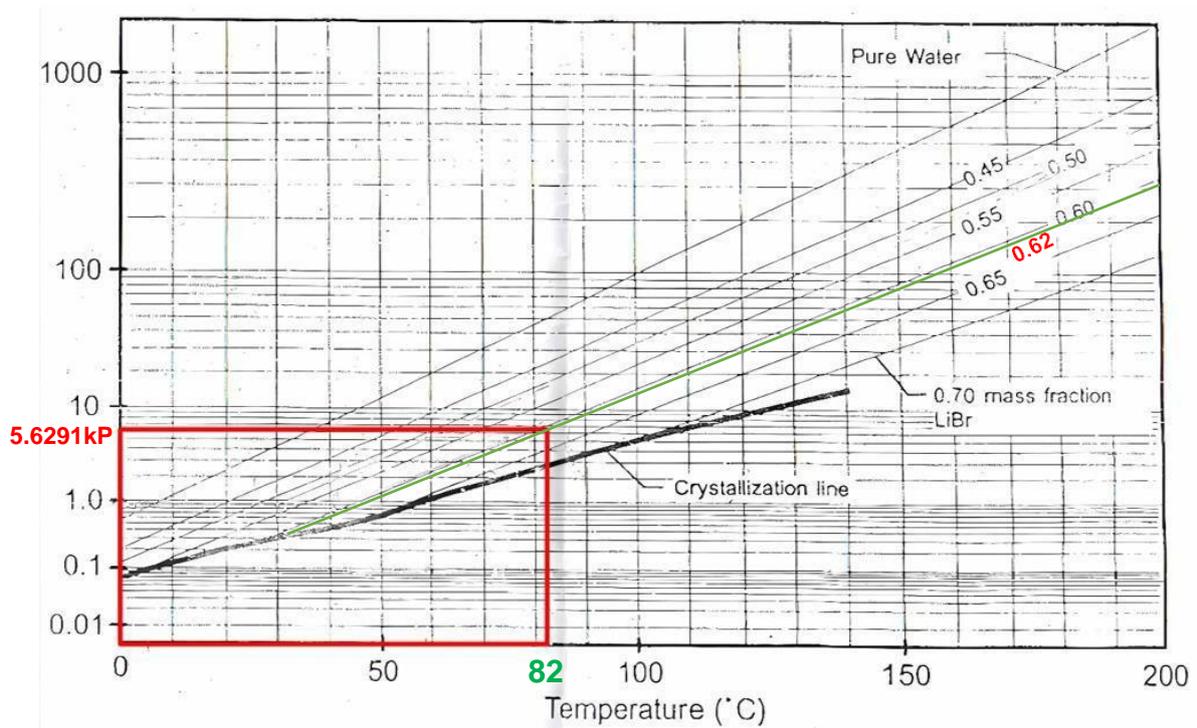
$$\Delta X = X_c - X_d$$

Despejando obtenemos el nuevo porcentaje de solución.

$$X_c = 55\% + 7\% = 62\%$$

Ahora determinamos la temperatura de generación, para ello usamos la presión de alta (5.6291kPa) y el nuevo porcentaje de solución ($X_c=62\%$) en el diagrama de Dühring ubicado en el Anexo 21.

Figura 6. Diagrama de Duhring, temperatura de generación en función de porcentaje de solución concentrada y presión de alta del agua.

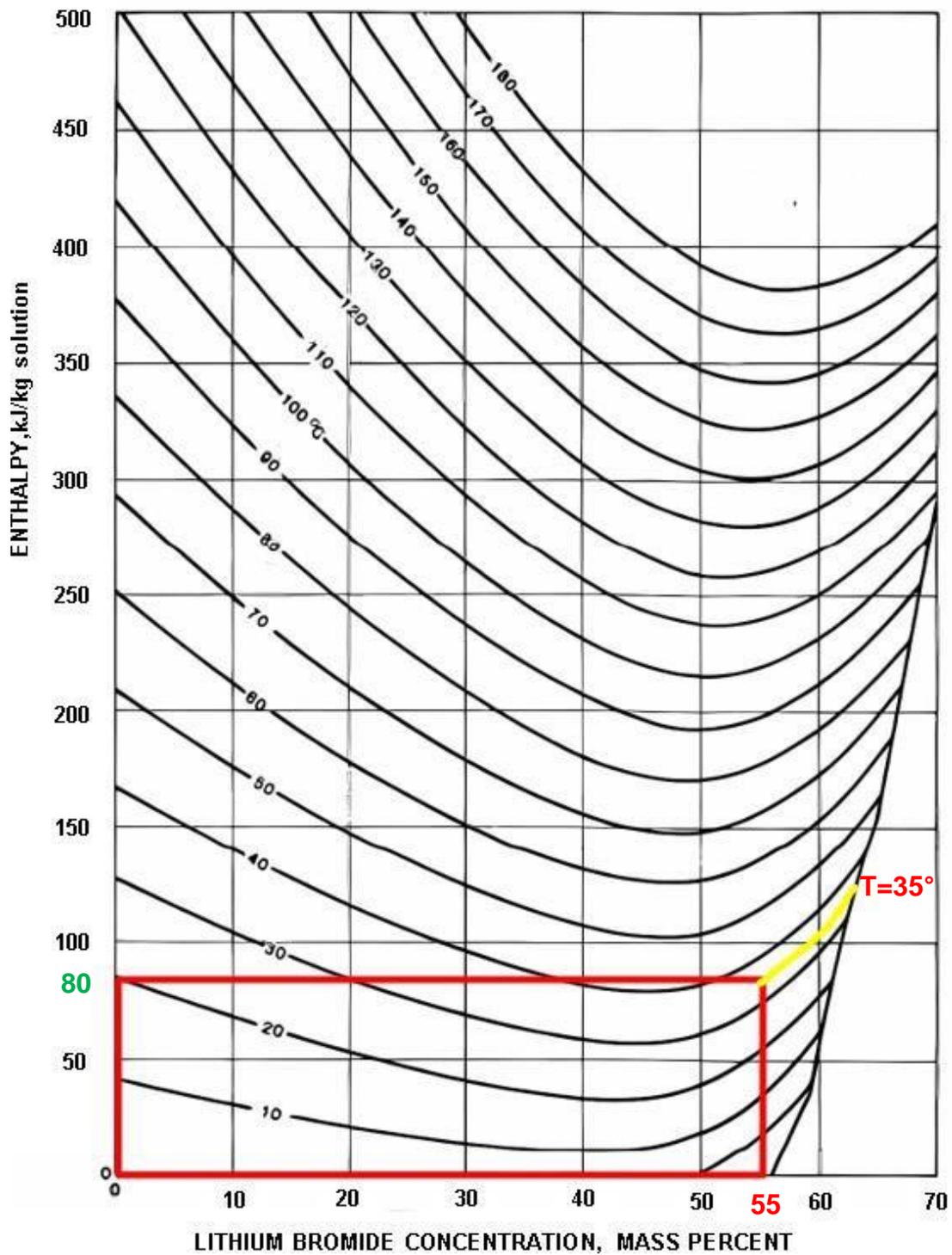


Fuente: Elaboración propia.

$$T_8 = 82^{\circ}\text{C}$$

Continuando, determinamos la entalpia 5, con los datos de temperatura (35°C) y la concentración diluida (55%) en el diagrama de Merkel ubicado en el Anexo 22.

Figura 7. Diagrama de Merkel, entalpia de la solución en función de temperatura y porcentaje de solución diluida.

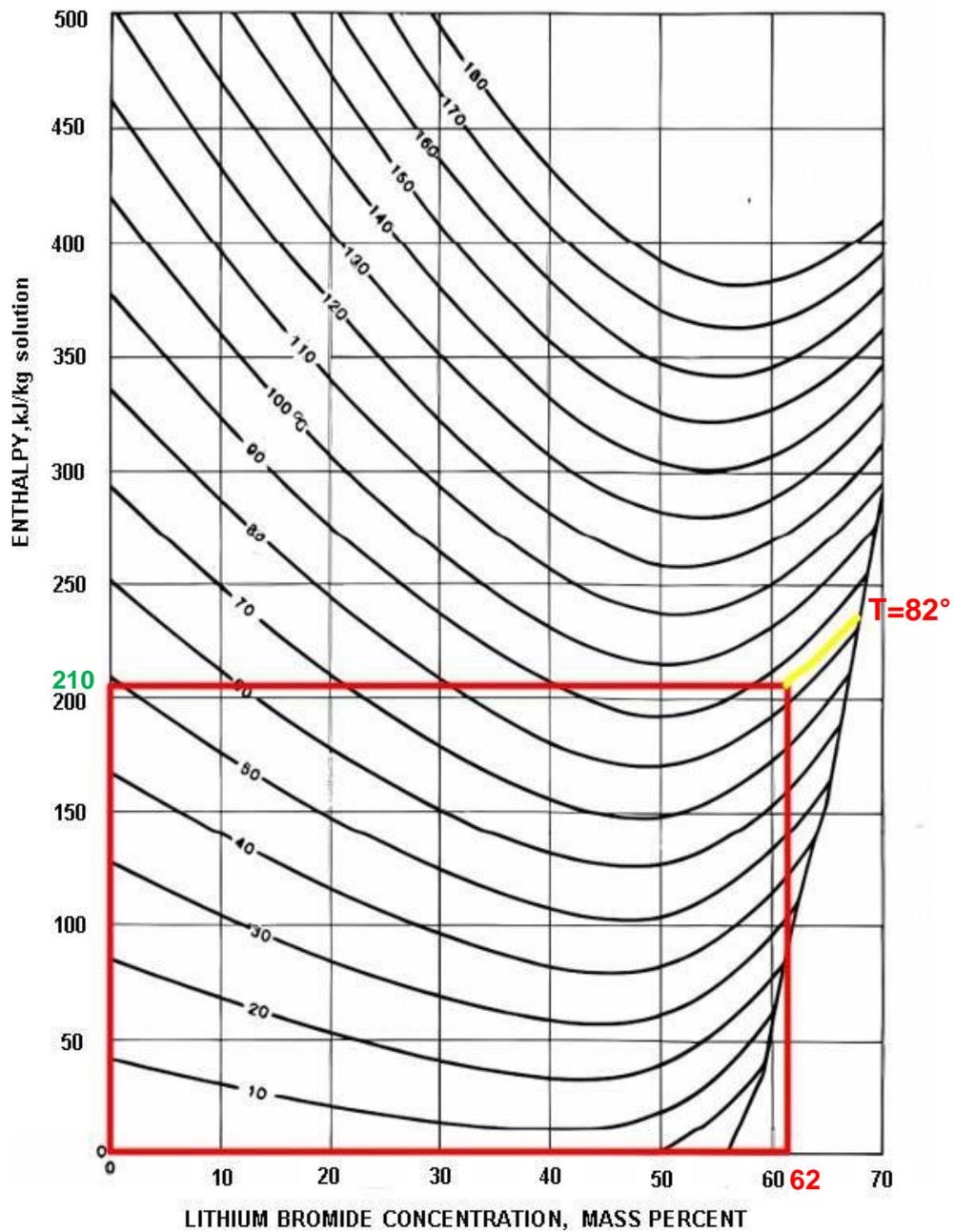


Fuente: Elaboración propia.

$$h_5 = 80 \text{ kJ/kg}$$

Usamos nuevamente el diagrama de Merkel para determinar la entalpia 8, para ello empleamos los valores de temperatura de generación (82°C) y el porcentaje de concentración de (62%).

Figura 8. Diagrama de Merkel, entalpia de la solución en función de temperatura de generación y porcentaje de solución concentrada.



Fuente: Elaboración propia.

$$h_8 = 210 \text{ kJ/kg}$$

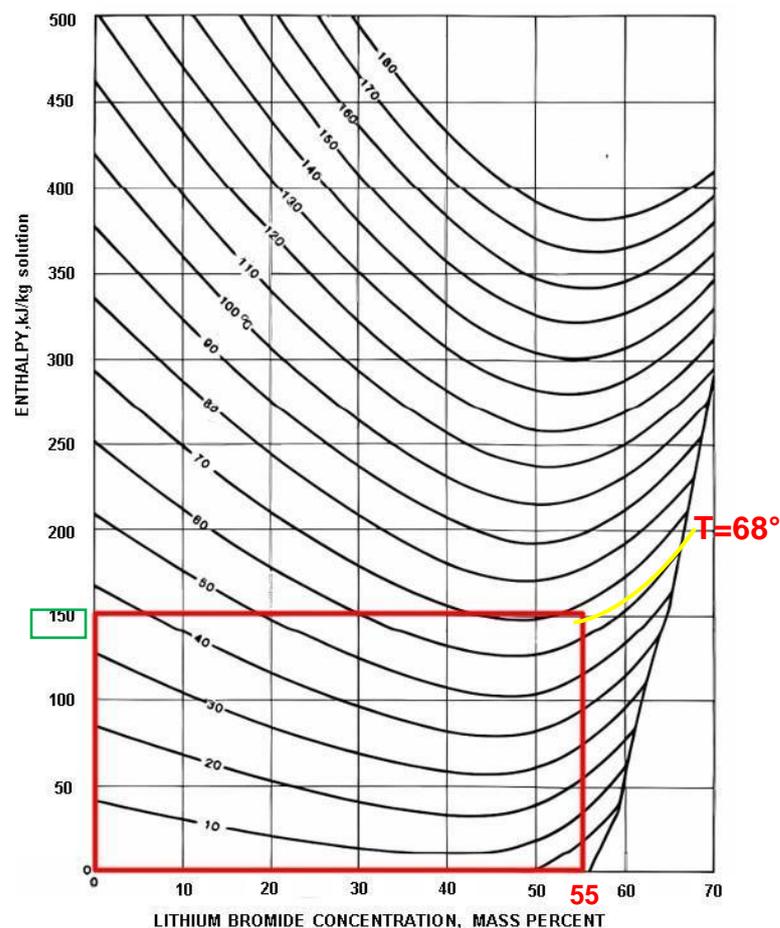
Considerando el punto 5 igual al punto 6 en cuanto a entalpias. Empleando la siguiente relación de temperaturas igual a 0.7, entonces despejamos la temperatura 7.

$$\epsilon = \frac{T_7 - T_6}{T_8 - T_6}$$

$$T_7 = 68^\circ\text{C}$$

Encontrada la temperatura en el punto 7, y usando el porcentaje de solución diluida que será la misma para el punto (5,6 y 7 = 55%), determinamos la entalpia usando el diagrama de Merkel del anexo 22.

Figura 9. Diagrama de Merkel, entalpia de la solución en función de temperatura en el punto 7 y porcentaje de solución diluida.



Fuente: Elaboración propia.

$$h_7 = 150\text{kJ/kg}$$

Prosiguiendo para determinar los puntos del ciclo, para el flujo de refrigeración y disolución. Primero hallamos la entalpia 3 utilizando las tablas termodinámicas del agua (el refrigerante) ubicado en el anexo 23. Empleamos los siguientes datos, la temperatura de 35 °C y la presión de baja de 0.8725 kPa.

$$h_3 = 146.64 \text{ kJ/kg}$$

Entonces como se determinó que el proceso de 2 a 3 corresponde a una válvula de expansión, se dice que será a entalpia constante.

$$h_2 = 146.64 \text{ kJ/kg}$$

Continuando, ubicamos en la tabla termodinámica la entalpia 4, considerando los siguientes datos, temperatura de 5 °C y presión de 0.8725 kPa.

$$h_4 = 2510.1 \text{ kJ/kg}$$

Entonces utilizando el balance de energía en el evaporador y determinado el calor de absorción (carga térmica total del Instituto Neurociencias, que fue determinado con el software HAP Carrier mostrado en el anexo 24, y adicionando el factor de seguridad recomendado para el dimensionamiento de obtuvo un valor de 29141Watts = 29141 J/s), reemplazando este valor junto a las entalpias encontradas, determinamos el flujo masico del refrigerante despejando de la ecuación (47).

$$q_{ev} = m_R(h_4 - h_3)$$

$$m_R = 0.012 \text{ kg/s}$$

Entonces procedemos a determinar los demás flujos, despejando en las ecuaciones (49) y (50) se tendrá:

$$m_{sd} = \frac{X_d}{X_c - X_d} m_R$$

$$m_{sd} = 0.095 \text{ kg/s}$$

Y:

$$m_{sd} = m_R + m_{sc}$$

$$m_{sc} = 0.095 - 0.012 = 0.083 \text{ kg/s}$$

Para el calor recuperado, del balance de energía en el recuperador, determinamos la tasa de calor mediante la ecuación (52).

$$q_{re} = m_{sc}(h_8 - h_9) \quad (52)$$

$$q_{re} = 6.65 \text{ kW}$$

Para determinar la entalpia 9 usamos la siguiente ecuación.

$$q_{re} = m_{sc}(h_8 - h_9)$$

$$h_9 = 129.88 \text{ kJ/kg}$$

Del balance de energía del generador, determinamos la tasa de calor utilizando la ecuación (53), dicho calor será proporcionado por la fuente de energía.

$$q_{ge} = m_{gh}h_8 + m_{1h}h_1 - m_{7h}h_7$$

$$q_{ge} = 34.93 \text{ kW}$$

Continuando se determina el calor de absorción considerando el balance de energía, entonces hallamos su tasa de calor utilizando la ecuación (48).

$$q_{ab} = m_{Rh}h_4 + m_{sch}h_{10} - m_{sd}h_5$$

$$q_{ab} = 33.30 \text{ kW}$$

Entonces del balance realizado para el condensador, se determina su tasa de calor mediante la ecuación (46).

$$q_{co} = m_R(h_1 - h_2)$$

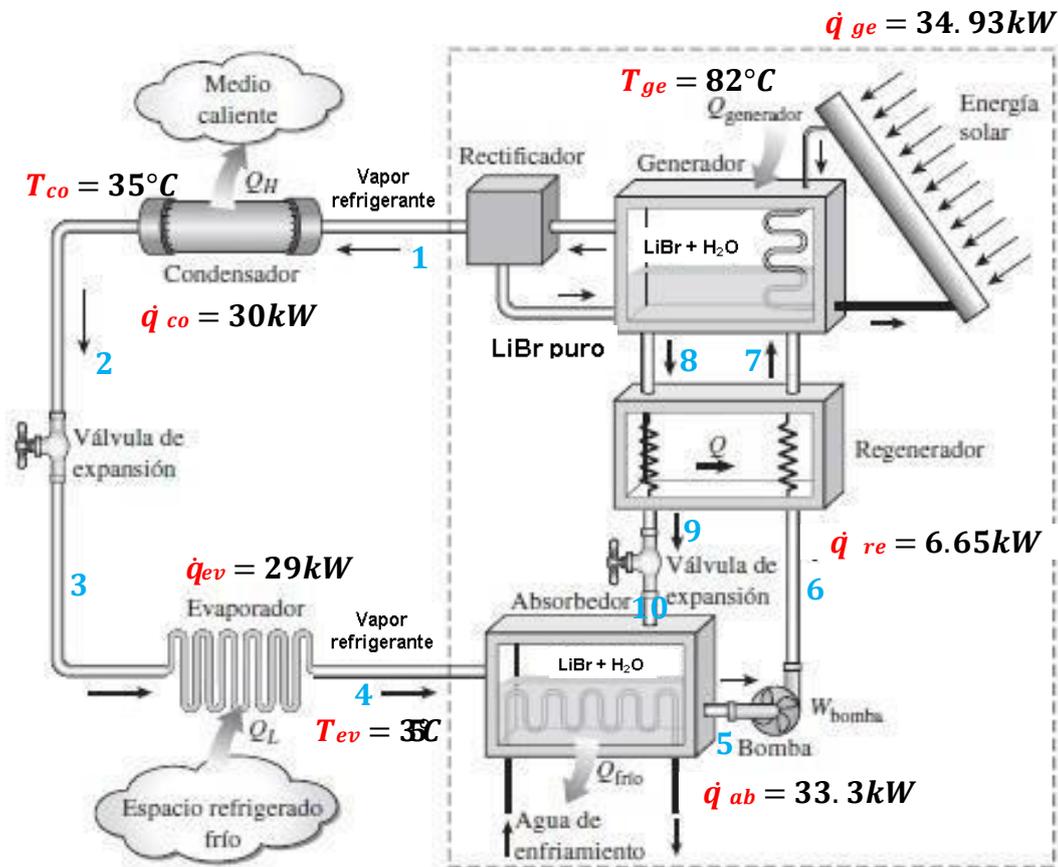
$$q_{co} = 30 \text{ kW}$$

Finalmente determinamos el coeficiente de rendimiento utilizando la siguiente ecuación.

$$COP = \frac{q_{ev}}{q_g} \quad (54)$$

$$COP = \frac{29 \text{ kW}}{34.93 \text{ kW}} = 0.83$$

Figura 10. Potencia, temperaturas y presión de los componentes de la máquina de refrigeración por absorción Bromuro de litio y agua.



Fuente: Elaboración propia.

Tabla 34. Resultados del balance de energía del sistema por absorción.

Estado	Temperatura (°C)	Presión (kPa)	Entalpia (kJ/kg)	Concentración (%X)	Flujo masico (kg/s)
1	82	5.6291	2646.2	0	0.0135
2	35	5.6291	146.64	0	0.0135
3	35	0.8725	146.64	0	0.0135
4	5	0.8725	2510.1	0	0.0135
5	35	0.8725	80	55	0.106
6	35	0.8725	80	55	0.106
7	68	5.6291	150	55	0.106
8	82	5.6291	210	62	0.09
9	40	5	129.88	62	0.09
10	40	5	129.88	62	0.09

Fuente. Elaboración propia.

En la figura 11 se muestra la potencia de cada uno de los elementos que conforman el sistema por absorción, determinado estos valores procedemos a seleccionar la máquina de refrigeración por absorción. Debido a que el Instituto Neurociencias de Lima demanda una potencia de refrigeración equivalente a 29.14kW, se vio por conveniente seleccionar una máquina por absorción de simple efecto de la marca YAZAKI modelo WFC SC10 con una capacidad frigorífica de 35.2kW, accionada por agua caliente, que opera con una solución de agua y bromuro de litio, permitiendo cubrir la demanda de refrigeración del local. Es de importancia mencionar que dicha solución no es la única para este tipo de sistemas, pero evidenciando que la solución agua amoníaco ya no es de uso, debido a la prohibición del uso del amoníaco, la solución con el COP más óptimo para este sistema es la del bromuro de litio más agua.

La ficha técnica de la máquina por absorción seleccionada se encuentra en el anexo 27.

Para realizar el dimensionamiento de la instalación, primero debe dimensionarse cada subsistema que lo conforma. Los subsistemas fueron dimensionados para cubrir la carga térmica del local.

Primero dimensionaremos el subsistema de captación solar. Este es uno de los más importantes y fundamentales para el funcionamiento del sistema en general. Para realizar el dimensionamiento es necesario conocer la carga térmica del local en estudio, para este caso anteriormente ya ha sido determinado, así mismo se considera los datos climáticos de la zona, para posteriormente calcular el aporte de energía solar que puede ser aprovechado por el sistema de captación.

A continuación, se muestran los parámetros y condiciones para determinar el área necesaria para los colectores solares, estos datos fueron adquiridos de la ficha técnica del colector seleccionado para el Instituto Neurociencias de Lima. El colector seleccionado es de la marca HEAT PIPE 2M-TuboSOL que cuenta con 20 tubos de vacío, se evaluó sus ventajas frente a otros colectores tipo plano, obteniendo mayor ventaja debido a que este puede obtener ganancias de calor alrededor de toda su superficie tubular, lo cual es óptimo para las condiciones de ubicación del local.

Tabla 35. Condiciones de ventilación para ocupantes.

CALCULO DEL AREA NECESARIA PARA LOS COLECTORES SOLARES			
Parámetro	Valor	Unidad	Simbología
Carga de refrigeración	29	kW	q_{ev}
Coefficiente de rendimiento	0.83		COP
Irradiación solar media o intensidad de radiación	623.65	kW/m ²	I
Factor de rendimiento del colector solar	0.85		$F_R(\tau\alpha)_N$
Coefficiente global de pérdidas del colector solar	1.77	W/m ² °C	F_{RU_L}
Temperatura media de trabajo del colector solar	82	°C	T_m
Temperatura ambiente	29	°C	T_a
Área total necesaria para los colectores solares	49.94	m ²	S

Fuente: Elaboración propia

Entonces para determinar la cantidad de captadores solares necesarios, primero debemos encontrar el área total para la disposición de estos, para ello utilizamos la siguiente ecuación (Rodas, 2018, p.55).

$$S = \frac{q_{ev}}{COP \left[\frac{F_R(\tau\alpha)_N - F_{RU_L}}{I} \frac{T_m - T_a}{I} \right]} \quad (55)$$

$$S = \frac{29kW}{0.83 \left[\frac{0.85 - 1.77 \times (82^\circ C - 29^\circ C)}{623.65kW/m^2} \right]} = 49.94m^2$$

Donde (S) es el área necesaria total para los colectores solares; (q_{ev}) es la carga de refrigeración o carga térmica total; (COP) es el coeficiente de rendimiento; (I) es la irradiación solar media; ($F_R\tau\alpha$) es el factor de rendimiento del colector, este valor lo determinamos de la ficha técnica del colector; (F_{RU_L}) es el coeficiente global de pérdidas del colector solar; (T_m) es la temperatura media del trabajo del colector solar; (T_a) es la temperatura ambiente. Los datos del colector se encuentran su ficha técnica en el anexo 25.

Una vez determinado el área requerida para los colectores solares, se prosigue con el cálculo para determinar la cantidad de colectores que conformaran el subsistema

de captación solar. para ello utilizamos la siguiente ecuación, teniendo en cuenta el área del colector equivalente a 3.377m^2 .

$$N^{\circ} \text{ colectores} = \frac{\text{Área total necesaria}}{\text{Área de colector}} \quad (56)$$

$$N^{\circ} \text{ colectores} = \frac{49.94\text{m}^2}{3.377\text{m}^2} = 14.78 \approx 15 \text{ colectores}$$

Para determinar el ángulo de inclinación del colector solar nos basamos en el análisis realizado en el cálculo de la irradiación de la tabla 13, en el cual se determinó que el ángulo óptimo de instalación es de 15° , debido a que los valores de irradiación son menos variables que en otros ángulos de instalación.

Ahora determinamos la separación entre colectores para evitar sombras. Para el ángulo determinado anteriormente, por ficha técnica del fabricante tenemos la siguiente distancia optima que debe de existir entre colectores. Dato ubicado en el anexo 24.

$$\text{Distancia entre colectores} = 4.53\text{m}$$

(Rodas, 2018, p. 58) menciona que el equipo de absorción debe de disipar calor que proviene del condensador y el absorbedor. Por ende, este equipo necesita un subsistema de disipación de calor. Para el dimensionamiento del subsistema se emplea la siguiente ecuación.

$$\text{calor a disipar} = q_{\text{co}} + q_{\text{ab}} \quad (57)$$

$$\text{Calor a disipar} = 30\text{kW} + 33.3\text{kW} = 63.3\text{kW}$$

$$\text{Calor a disipar} = 63.3\text{kW} = 54428.2\text{Kcal/h}$$

Una vez determinado el calor a disipar, se selecciona el equipo encargado de realizar este trabajo. Para la disipación se ha seleccionado una torre de enfriamiento tipo botella de la marca FRIOTEK Modelo FBT-N-15 con una capacidad de $58,500 \text{ Kcal/h}$, cubriendo de esta manera la demanda de calor que requiere disipar el sistema por absorción. Este equipo fue seleccionado de entre

otros debido a su diseño, el cual permite el ingreso del aire alrededor de los 360°, de esta manera no dependerá de la posición ni ubicación para tener un óptimo rendimiento. La ficha técnica del equipo se encuentra en anexo 25.

Figura 11. Torre de enfriamiento (TE) para agua tipo botella.



Fuente: friotek.com

Continuando con el dimensionamiento, para determinar los caudales por equipos necesarios para el funcionamiento del sistema, es indispensable saber que el aire que se encargará de extraer calor latente como sensible está en función de ciertas condiciones, como determinar las temperaturas de ingreso y salida del agua al serpentín, de igual manera se debe conocer el caudal que debe tener el fluido.

Para el sistema en estudio se ha seleccionado dos equipos fancoils con capacidad de 36000Btu/h y una de 48000 Btu/h de capacidad, de esta manera se logrará cubrir la demanda de aire refrigerado a insertar en los diferentes ambientes.

Figura 12. Fancoils agua helada.



Fuente: airecenter.com.pe

(Rodas 2018, p. 60) menciona que para realizar un diseño óptimo en los fancoils y unidades manejadoras de aire (UMAS) se asume una diferencia de temperatura de 5.56°C (10°F). Además, tomamos en consideración la temperatura de salida del agua refrigerada, valor que se encuentra en la ficha técnica del equipo por absorción ubicado en el anexo 27, con un valor de 7°C.

Con los datos anteriores, procedemos a determinar el caudal del agua necesario para extraer el calor de los ambientes, para ello empleamos la primera ley de la termodinámica. Considerando los equipos fancoils seleccionados para el sistema.

Tabla 36. *Propiedades para determinar el caudal en los equipos fancoils seleccionados.*

Propiedades	Valores	Unidades
Densidad del agua (ρ)	997.39	(kg/m ³)
Calor específico (Ce)	1	(kcal/kg x °C)

Fuente: Elaboración propia.

Determinamos el caudal para fancoils de 36000Btu/h = 9077.9 kcal/h, a una temperatura de 7°C, despejamos (C) en la siguiente ecuación.

$$Q = C \times \rho \times C_e \times \Delta T \quad (58)$$

$$C = \frac{9077.9 \text{ kcal/h}}{5.56 \text{ °C} \times 997.39 \text{ kg/m}^3 \times 1 \text{ kcal/kg x °C}} = 0.03 \text{ m}^3/\text{min}$$

De igual manera que en el caso anterior, considerando las mismas propiedades, para fancoils de 48000 Btu/h = 12103.9 kcal/h, despejamos (C) para determinar el caudal.

$$Q = C \times \rho \times C_e \times \Delta T$$

$$C = \frac{12103.9 \text{ kcal/h}}{5.56 \text{ }^\circ\text{C} \times 997.39 \text{ kg/m}^3 \times 1 \text{ kcal/kg }^\circ\text{C}} = 0.04 \text{ m}^3/\text{min}$$

Una vez determinado los caudales, se dimensiona las tuberías de agua helada, para ello se considera dos criterios, el primero es la velocidad y segundo la caída de presión. (Rodas, 2018, p.61), menciona que para tubos con diámetro menor a 2" es recomendable una velocidad promedio (V_p) de 1.2m/s y para tubos superiores a 2" se establece un límite de presión de 0.4kPa/m.

Determinados los caudales y realizando el análisis de la distribución de los ambientes del segundo piso, se ha establecido la ubicación de los equipos fancoils, de esta manera poder cubrir todos los ambientes. Además, empleamos la siguiente ecuación para determinar el diámetro de la tubería conociendo el caudal del agua (C_w).

$$\text{Diámetro} = \sqrt{\frac{2(C_w)}{V_p \times \pi}} \quad (59)$$

En la siguiente tabla, se muestra las áreas que cubrirán cada equipo Fancoils, se muestra el caudal de cada uno y la tubería dimensionada para cada unidad de distribución de aire.

Tabla 37. Cálculo de caudal y diámetro de tuberías para las unidades de Fancoils dimensionadas.

Ambiente y área	Fancoil seleccionado (Btu/h)	Caudal (m ³ /min)	Diámetro de tubería calculada (pulgadas)	Diámetro comercial de tubería (pulgadas)
Oficina directora				
Sala de reuniones				
Consultorio director	36000	0.03	0.64	3/4
Oficina				
Recepción				
Sala de espera - Informes	48000	0.04	0.76	1
Consultorio 1				
Consultorio 2				
Consultorio 3	36000	0.03	0.64	3/4
Consultorio 4				

Fuente: Elaboración propia.

Conociendo el caudal a suministrar, se procede a seleccionar la bomba de distribución. Para ello realizamos la sumatoria de los caudales de la tabla anterior obteniendo un caudal total de 0.10m³/min. Con este valor y evaluando las características de diferentes bombas, se vio mas eficiente seleccionar una bomba tipo centrifuga de 1.5HP de potencia, voltaje 220V, una descarga de 1" de diámetro y con capacidad de 0.16m³/min. La ficha técnica de la bomba seleccionada se encuentra en el Anexo 28.

Figura 13. Bomba centrifuga Pedrollo CPm 650



Fuente: perubombas.com

Finalmente, para el dimensionamiento de los ductos de suministro y extracción de aire, se utilizó la siguiente ecuación.

$$\text{Caudal} = \text{Área} \times \text{Velocidad recomendada} \quad (60)$$

Donde el caudal se encuentra expresado en m³/s, el área en m² y la velocidad en m/s.

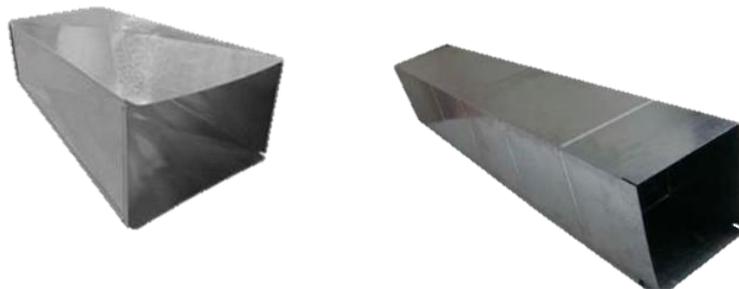
(Rodas, 2018, p. 63) menciona que al final de un ramal de ducto, se considera colocar una caja de expansión, la cual modera la velocidad del aire antes del difusor. Para determinar la caja de expansión se usa la siguiente ecuación.

$$\text{Lado} = \sqrt{\frac{144 \times \text{Ca}}{\text{VR}}} \quad (61)$$

Donde VR será la velocidad recomendada y Ca es el caudal del aire que circula.

Los valores recomendados oscilan entre 200 FPM (60.96m/min) y 400 FPM (122m/min). (Rodas, 2018, p. 74) dice que, para realizar una buena instalación de ductos, es necesario contar con 14" entre el cielo raso y las vigas. Considerando estos aspectos mencionados tendremos para las unidades Fancoils de 3600 Btu/h un lado calculado de 24.5 cm, mientras que para la unidad Fancoil de 48000 Btu/h el lado calculado será 28.9 cm.

Figura 14. Ductos para distribución de aire frío.



Fuente: hcsperu.com

Determinado los componentes del sistema, a continuación, se realiza el análisis económico del sistema termosolar. En tal sentido se debe calcular el tiempo de retorno de la inversión, considerando la vida útil del sistema estimada entre 25 – 30 años, lo que demuestra que la inversión será positiva.

Para el análisis se considera ciertos factores importantes, tales factores se mencionan a continuación. Se debe tener en cuenta el coste del equipamiento requerido para el sistema de climatización, el costo de instalación, el costo de operación, el costo de mantenimiento programado, los ingresos por ahorros energéticos y los ingresos por bonos de carbono. Además, se realizó una cotización de los equipos existentes instalados, para compararla frente al sistema planteado en esta investigación.

(Rodas, 2018, p. 76) considera un 10% del subtotal como costo de instalación y un 3% del subtotal para el costo promedio de mantenimiento, considerando que dicho mantenimiento se realizara de manera anual.

Para enmarcar la inversión inicial, definiremos primero el costo de adquisición de los equipos que conforman el sistema y el costo por instalación. En el sistema propuesto se ha determinado la carga térmica total del local, evaluando todos los aspectos recomendados en los manuales y guías para el dimensionamiento de este tipo de sistemas, con fin de cubrir la demanda térmica del local, se ha seleccionado una maquina por absorción de simple efecto, que junto a los demás componentes del sistema (colectores solares, torre de enfriamiento, bomba, se ha logrado cumplir con los requisitos de cubrir la carga térmica del local.

Cada componente fue dimensionado y seleccionado para cubrir la carga demandada por el sistema, además se ha evaluado la ubicación donde estos se instalarán, considerando también el registro climático de la zona donde se encuentra el Instituto Neurociencias de Lima. Cumpliendo con lo mencionado anteriormente, se puede decir que los componentes seleccionados para complementar a la maquina por absorción, garantizan su optimo rendimiento. A continuación, se muestra el presupuesto referencial del sistema termosolar.

Tabla 38. *Presupuesto de los principales componentes que conforman el sistema dimensionado.*

ITEM	DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	COSTO	
				UNITARIO (\$)	COSTO PARCIAL (\$)
COMPONENTES DEL SISTEMA					
1	EQUIPO DE ABSORCIÓN MARCA YASAKI WFC SC10 35KW	Und.	1	\$26,874	\$26,874
2	COLECTOR SOLAR DE 20 TUBOS DE VACÍO HEAT PIPE 2M-TUBOSOL	Und.	15	\$600	\$9,000
3	BOMBA CENTRIFUGA DE 1.5 HP	Und.	1	\$221	\$221
4	DIFUSOR 12"X12"	Und.	6	\$12	\$72
5	DUCTO FLEXIBLE 6" CUBIERTO CON FIBRA DE VIDRIO	Mts.	25	\$9	\$235
6	FAN COIL 36000 BTU/H	Und.	2	\$299	\$598
7	FAN COIL 48000 BTU/H	Und.	1	\$378	\$378
8	DIFUSOR C/COMPUERTA MOTORIZADA RECTANGULAR	Und.	7	\$153	\$1,074
9	TUBERIA SCH. 10 O 1" ASTM A234	Mts.	60	\$12	\$692
10	TORRE DE ENFRIAMIENTO TIPO BOTELLA MODELO FTB-N-15 MARCA FRIOTEK	Und.	1	\$1,625	\$1,625
SUBTOTAL					\$40,768
MONTAJE DE EQUIPOS					
11	INSTALACIÓN DE EQUIPOS (10% DEL SUBTOTAL)				\$4,077
TOTAL					\$44,845
MANTENIMIENTO					
12	MANTENIMIENTO DE EQUIPOS (3% DEL SUBTOTAL)				\$1,223

Fuente: elaboración propia. (datos obtenidos de cotización a empresa especialista y tiendas online)

El mantenimiento se realizará de manera anual, este consistirá de la verificación de las piezas mecánicas, limpieza de piezas, limpieza de los colectores solares y la purga de los circuitos hidráulicos, así mismo se verificará los conductos de salida de aire fresco. Como se mencionó anteriormente el costo por el mantenimiento está determinado como el 3% del subtotal de la inversión, obteniendo un valor de \$1,223.

Para realizar un análisis económico más preciso, es necesario realizar la comparativa entre el sistema termosolar presentado en el desarrollo de la investigación, frente al sistema convencional instalado actualmente en el local estudiado. Determinar el costo del sistema convencional por compresión mecánica, nos permitió establecer el periodo de amortización de la inversión realizada en el sistema termosolar, dado que esta investigación está sustentada en optimizar el control de temperatura en el Instituto Neurociencias de Lima. A continuación, se muestra un presupuesto realizado para validar el costo del sistema por compresión mecánica tipo Split dividido instalado. El presupuesto está en función de los equipos instalados en el segundo piso del Instituto Neurociencia de Lima.

Tabla 39. Presupuesto de un sistema convencional tipo Split dividido.

ITEM	DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	COSTO UNITARIO (\$)	COSTO PARCIAL (\$)
COMPONENTES DEL SISTEMA					
1	YORK 24000 BTU FRIO SOLO SPLIT PARED	Und.	6	\$1176	\$7,058
2	ADITAMENTOS (TUBOS Y PROTECCIÓN)	Mts.	50	\$10.00	\$500
3	BOMBA CONDENSADORA	Und.	6	\$50.00	\$300
4	COMPONENTES ELÉCTRICOS (LLAVES TÉRMICAS + DIFERENCIAL + OTROS)	Und.	12		\$700
	SUBTOTAL				\$8,558
MONTAJE DE EQUIPOS					
5	INSTALACIÓN DE EQUIPOS (PAQUETE - UNIDAD EXT + UNIDAD INT.) (10% DEL SUBTOTAL)				\$856
	TOTAL				\$9,413
MANTENIMIENTO					
6	MANTENIMIENTO DE EQUIPO (3% DEL SUBTOTAL)				\$257

Fuente: Elaboración propia (precios adquiridos de tiendas online y consulta a personal especialista).

Continuando con el análisis económico, determinaremos el periodo de amortización de la inversión, para ello tomamos los costos de inversión de los sistemas cotizados, viendo como resultado que el sistema por absorción tiene un sobre costo de \$35,432 frente al sistema convencional tipo Split dividido. Es importante destacar que el sistema termosolar por absorción, al sustituir al sistema de aire acondicionado por compresión mecánica, este contribuye a la eficiencia energética del local. Debido a que este usa energía solar para su funcionamiento, permite optimizar el consumo de energía eléctrica durante la vida útil del sistema.

Para determinar el ahorro energético del sistema termosolar, primero calculamos el consumo de energía anual y lo comparamos con el sistema convencional actual. El cálculo está en función a un régimen de funcionamiento de 10 horas diarias, 24 días al mes y durante 8 meses (meses de invierno sin considerar), además se está considerando un costo de tarifa BT5B no residencial por kW igual a 0.6323 céntimos.

Este valor se determina mediante la siguiente ecuación.

Para el sistema termosolar.

$$\text{Consumo de energía}_{\text{anual}} = \sum C_{\text{mes}} \times N^{\circ} \text{ de meses} \quad (62)$$

$$\text{Consumo de energía}_{\text{anual}} = 403 \text{ kWh}$$

Para el sistema convencional actual tipo Split dividido.

$$\text{Consumo de energía}_{\text{anual}} = \sum C_{\text{mes}} \times N^{\circ} \text{ de meses}$$

$$\text{Consumo de energía}_{\text{anual}} = 34560 \text{ kWh}$$

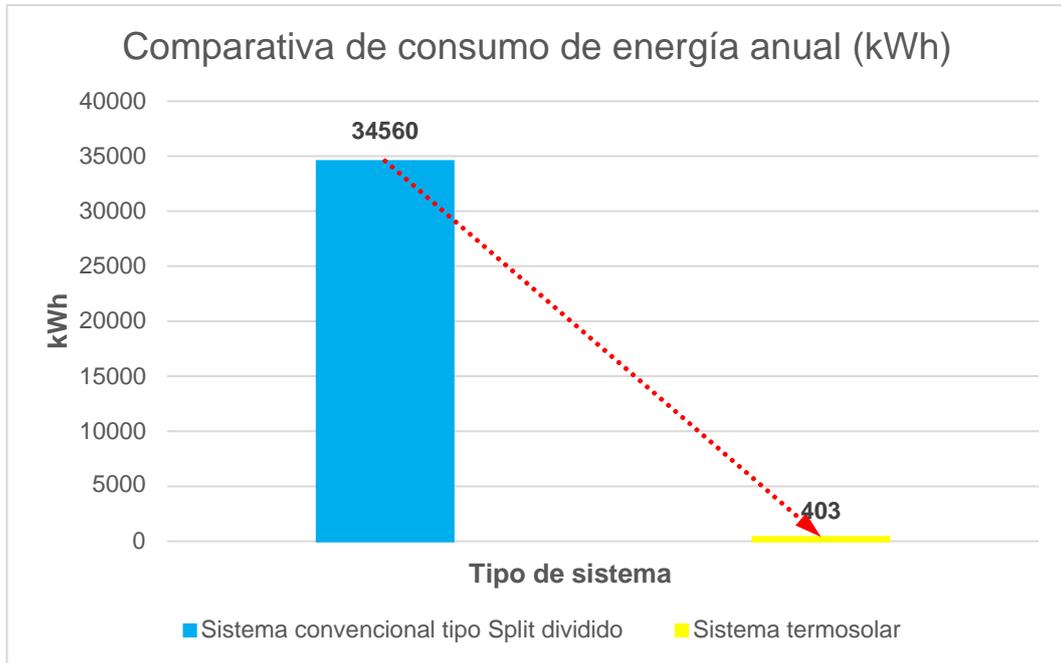
Determinado el consumo de energía anual estimada, procedemos a calcular el costo por operación de cada sistema, estos valores se muestran en la siguiente tabla y en las figuras comparativas.

Tabla 40. Energía consumida anual y costo por operación de cada sistema.

Tipo de sistema	Consumo de energía anual (kWh)	Costo por operación (S/.)
Sistema convencional tipo Split dividido	34560	21852
Sistema termosolar	403	255

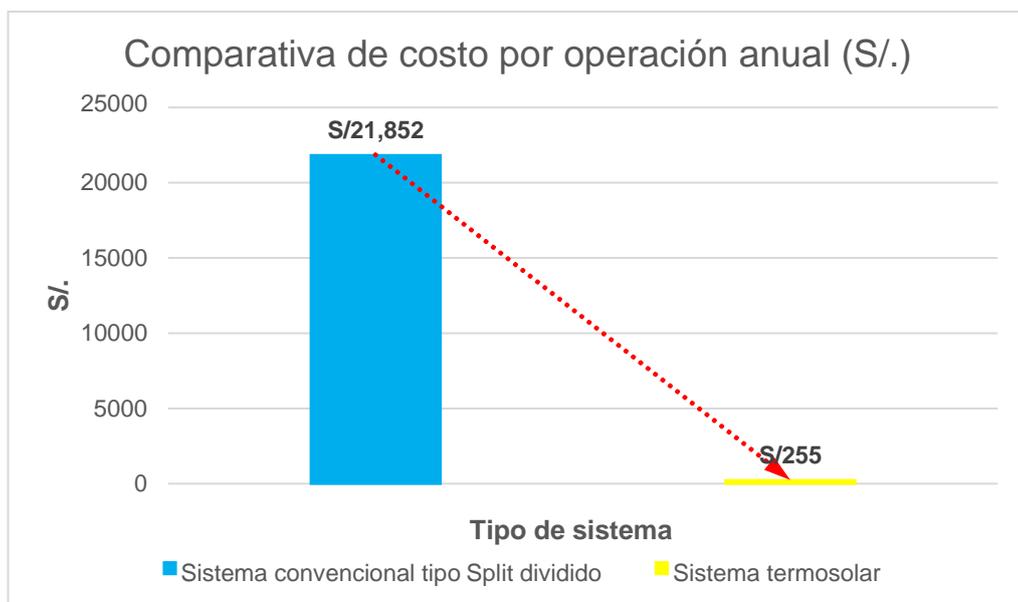
Fuente: Elaboración propia.

Figura 15. Comparativa de consumo de energía anual entre el sistema convencional instalado vs el sistema termosolar.



Fuente: Elaboración propia.

Figura 16. Comparativa de costo de operación anual entre el sistema convencional instalado vs el sistema termosolar.



Fuente: Elaboración propia.

De la comparativa realizada entre el sistema convencional y el sistema dimensionado, podemos apreciar que el ahorro de energía que presenta el sistema termosolar tiene un valor de 34157kWh anuales.

Mientras que, del costo de operación, podemos apreciar que el sistema termosolar tiene un bajo costo de operación, obteniendo un ahorro económico de S/.21597 anuales.

Continuando con el análisis de los sistemas, se determina el valor de reducción de emisión de CO2, para ello usamos el siguiente valor de conversión que se muestra en la siguiente tabla.

Tabla 41. Valores de CO2 sin emitir al medio ambiente por el sistema termosolar, en función de la comparativa realizada entre los sistemas.

Sistema	Ahorro de energía	Factor de conversión (kg CO2/kWh)	Emisiones (kg CO2)
Tipo Split dividido	34157	0.495	16908

Fuente: Elaboración propia.

De la tabla anterior podemos interpretar que tendremos aproximadamente 16.91 toneladas de CO2 sin emitir.

(Vega, 2019, p. 108) dice que el valor actual neto (VAN) significa actualizar los pagos y cobros de un determinado proyecto, para que de esta manera se pueda conocer si se tendrá pérdidas o ganancias. Para el caso de la investigación se realiza el análisis para amortizar la inversión inicial, durante un periodo de 30 años, siendo esta la vida útil del sistema, es importante recalcar que este tipo de proyectos se realizan con una proyección de retorno de inversión a largo plazo.

Para determinar el valor del VAN utilizaremos la siguiente ecuación.

$$VAN = \sum_{i=1}^n \frac{CF_i}{(1 + K)^i} - I_0 \quad (63)$$

Donde (CF_i) es el flujo de caja durante un año; (K) es la tasa de intereses considerando el 10%; (I₀) es la inversión inicial.

Para determinar la tasa interna de retorno (TIR), que refleja el porcentaje de beneficio o pérdida que puede ser generada por una inversión para los valores que no se han retirado del proyecto. Se calcula mediante la siguiente ecuación.

$$\mathbf{TIR} = \sum_{\mathbf{T=0}}^{\mathbf{n}} \frac{\mathbf{Fn}}{(\mathbf{1 + i_0})^{\mathbf{n}}} \quad \mathbf{(64)}$$

Donde (Fn) representa el flujo neto de caja; (n) es el periodo de evaluación (Vida útil del sistema considerando los 30 años) e (i_0) es la inversión inicial.

Tabla 42. Análisis de rentabilidad del sistema termosolar durante el periodo de vida útil.

Año	Costos				Costo total	Ingresos	Flujo económico
	Inversión	Instalación	Mantenimiento	Operación		Ahorro anual	
0	\$40,768.00	\$4,077.00			\$44,845.00		-\$44,845.00
1			\$1,223.00	\$70.25	\$1,293.25	\$6,294.00	\$5,000.75
2			\$1,223.00	\$70.25	\$1,293.25	\$6,294.00	\$5,000.75
3			\$1,223.00	\$70.25	\$1,293.25	\$6,294.00	\$5,000.75
4			\$1,223.00	\$70.25	\$1,293.25	\$6,294.00	\$5,000.75
5			\$1,223.00	\$70.25	\$1,293.25	\$6,294.00	\$5,000.75
6			\$1,223.00	\$70.25	\$1,293.25	\$6,294.00	\$5,000.75
7			\$1,223.00	\$70.25	\$1,293.25	\$6,294.00	\$5,000.75
8			\$1,223.00	\$70.25	\$1,293.25	\$6,294.00	\$5,000.75
9			\$1,223.00	\$70.25	\$1,293.25	\$6,294.00	\$5,000.75
10			\$1,223.00	\$70.25	\$1,293.25	\$6,294.00	\$5,000.75
11			\$1,223.00	\$70.25	\$1,293.25	\$6,294.00	\$5,000.75
12			\$1,223.00	\$70.25	\$1,293.25	\$6,294.00	\$5,000.75
13			\$1,223.00	\$70.25	\$1,293.25	\$6,294.00	\$5,000.75
14			\$1,223.00	\$70.25	\$1,293.25	\$6,294.00	\$5,000.75
15			\$1,223.00	\$70.25	\$1,293.25	\$6,294.00	\$5,000.75
16			\$1,223.00	\$70.25	\$1,293.25	\$6,294.00	\$5,000.75
17			\$1,223.00	\$70.25	\$1,293.25	\$6,294.00	\$5,000.75
18			\$1,223.00	\$70.25	\$1,293.25	\$6,294.00	\$5,000.75
19			\$1,223.00	\$70.25	\$1,293.25	\$6,294.00	\$5,000.75
20			\$1,223.00	\$70.25	\$1,293.25	\$6,294.00	\$5,000.75
21			\$1,223.00	\$70.25	\$1,293.25	\$6,294.00	\$5,000.75
22			\$1,223.00	\$70.25	\$1,293.25	\$6,294.00	\$5,000.75
23			\$1,223.00	\$70.25	\$1,293.25	\$6,294.00	\$5,000.75
24			\$1,223.00	\$70.25	\$1,293.25	\$6,294.00	\$5,000.75
25			\$1,223.00	\$70.25	\$1,293.25	\$6,294.00	\$5,000.75
26			\$1,223.00	\$70.25	\$1,293.25	\$6,294.00	\$5,000.75
27			\$1,223.00	\$70.25	\$1,293.25	\$6,294.00	\$5,000.75
28			\$1,223.00	\$70.25	\$1,293.25	\$6,294.00	\$5,000.75
29			\$1,223.00	\$70.25	\$1,293.25	\$6,294.00	\$5,000.75
30			\$1,223.00	\$70.25	\$1,293.25	\$6,294.00	\$5,000.75

RESULTADOS

INVERSIÓN	\$44,845.00	VAN	\$5,489.89
TASA DE DESCUENTO	8.60%	TIR	9.92%
PAYBACK (Años)	8.97	B/C	2.3

Fuente. Elaboración propia.

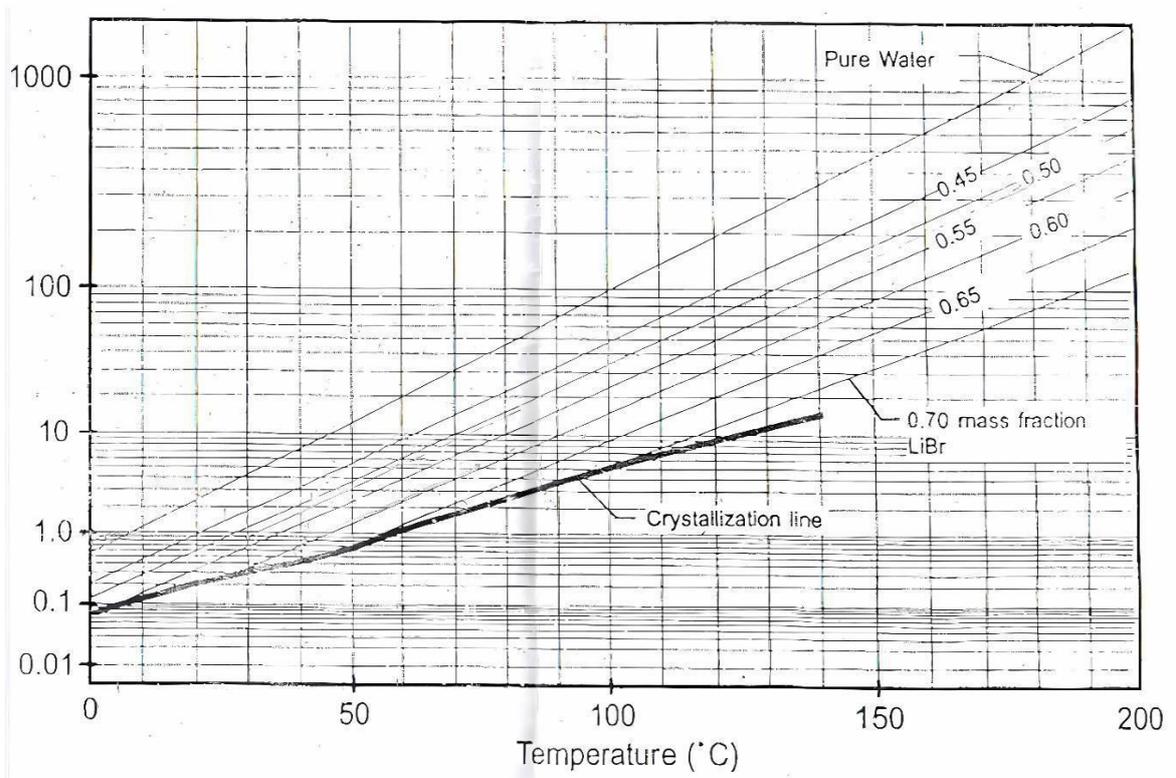
Tabla 43. PAY BACK de la inversión del sistema termosolar.

PAY BACK		
Año	Flujo (\$)	Pendiente por recuperar (\$)
0	-\$44,845.00	-\$44,845.00
1	\$5,000.75	-\$39,844.25
2	\$5,000.75	-\$34,843.49
3	\$5,000.75	-\$29,842.74
4	\$5,000.75	-\$24,841.99
5	\$5,000.75	-\$19,841.24
6	\$5,000.75	-\$14,840.48
7	\$5,000.75	-\$9,839.73
8	\$5,000.75	-\$4,838.98
9	\$5,000.75	\$161.78
10	\$5,000.75	\$5,162.53
11	\$5,000.75	\$10,163.28
12	\$5,000.75	\$15,164.04
13	\$5,000.75	\$20,164.79
14	\$5,000.75	\$25,165.54
15	\$5,000.75	\$30,166.30
16	\$5,000.75	\$35,167.05
17	\$5,000.75	\$40,167.80
18	\$5,000.75	\$45,168.55
19	\$5,000.75	\$50,169.31
20	\$5,000.75	\$55,170.06
21	\$5,000.75	\$60,170.81
22	\$5,000.75	\$65,171.57
23	\$5,000.75	\$70,172.32
24	\$5,000.75	\$75,173.07
25	\$5,000.75	\$80,173.83
26	\$5,000.75	\$85,174.58
27	\$5,000.75	\$90,175.33
28	\$5,000.75	\$95,176.08
29	\$5,000.75	\$100,176.84
30	\$5,000.75	\$105,177.59
P.B (AÑOS)	8.97	

Fuente: Elaboración propia.

Anexo 21: Diagrama de Duhring

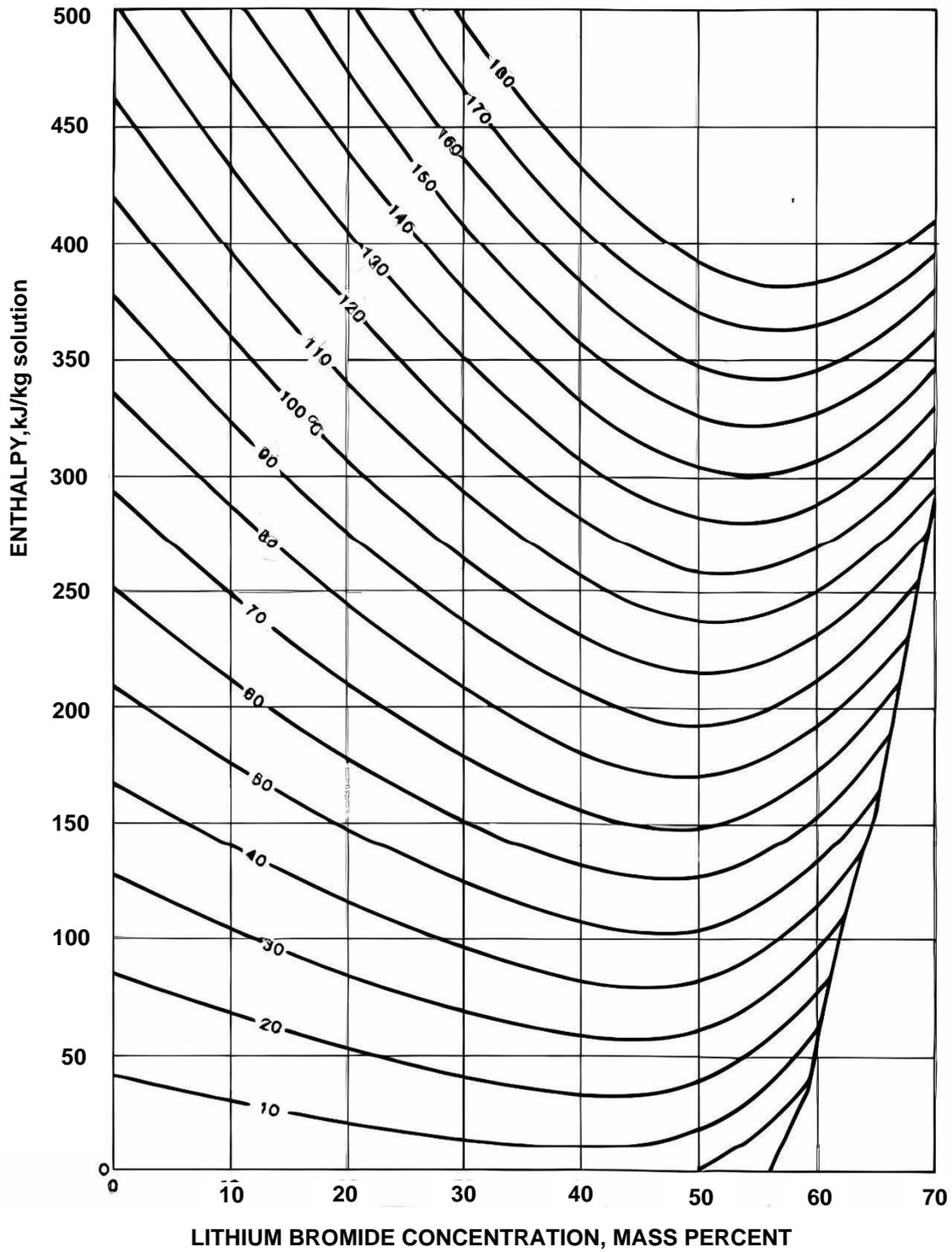
Figura 17. Diagrama de Duhring.



Fuente: (Rodas, 2018).

Anexo 22: Diagrama de Merkel

Figura 18. Diagrama de Merkel.



Fuente: (Montoya, 2015).

Anexo 23: Propiedades del agua saturada

TABLAS DE PROPIEDADES, FIGURAS Y DIAGRAMAS (UNIDADES SI)

TABLA A-4

Agua saturada. Tabla de temperaturas

Temp., T °C	Pres. sat., P_{sat} kPa	Volumen específico, m^3/kg			Energía interna, kJ/kg			Entalpía, kJ/kg			Entropía, $kJ/kg \cdot K$		
		Líquido sat., v_f	Vapor sat., v_g		Líquido sat., u_f	Evapor., u_{fg}	Vapor sat., u_g	Líquido sat., h_f	Evapor., h_{fg}	Vapor sat., h_g	Líquido sat., s_f	Evapor., s_{fg}	Vapor sat., s_g
0.01	0.6117	0.001000	206.00	0.000	2374.9	2374.9	0.001	2500.9	2500.9	0.0000	9.1556	9.1556	
5	0.8725	0.001000	147.03	21.019	2360.8	2381.8	21.020	2489.1	2510.1	0.0763	8.9487	9.0249	
10	1.2281	0.001000	106.32	42.020	2346.6	2388.7	42.022	2477.2	2519.2	0.1511	8.7488	8.8999	
15	1.7057	0.001001	77.885	62.980	2332.5	2395.5	62.982	2465.4	2528.3	0.2245	8.5559	8.7803	
20	2.3392	0.001002	57.762	83.913	2318.4	2402.3	83.915	2453.5	2537.4	0.2965	8.3696	8.6661	
25	3.1698	0.001003	43.340	104.83	2304.3	2409.1	104.83	2441.7	2546.5	0.3672	8.1895	8.5567	
30	4.2469	0.001004	32.879	125.73	2290.2	2415.9	125.74	2429.8	2555.6	0.4368	8.0152	8.4520	
35	5.6291	0.001006	25.205	146.63	2276.0	2422.7	146.64	2417.9	2564.6	0.5051	7.8466	8.3517	
40	7.3851	0.001008	19.515	167.53	2261.9	2429.4	167.53	2406.0	2573.5	0.5724	7.6832	8.2556	
45	9.5953	0.001010	15.251	188.43	2247.7	2436.1	188.44	2394.0	2582.4	0.6386	7.5247	8.1633	
50	12.352	0.001012	12.026	209.33	2233.4	2442.7	209.34	2382.0	2591.3	0.7038	7.3710	8.0748	
55	15.763	0.001015	9.5639	230.24	2219.1	2449.3	230.26	2369.8	2600.1	0.7680	7.2218	7.9898	
60	19.947	0.001017	7.6670	251.16	2204.7	2455.9	251.18	2357.7	2608.8	0.8313	7.0769	7.9082	
65	25.043	0.001020	6.1935	272.09	2190.3	2462.4	272.12	2345.4	2617.5	0.8937	6.9360	7.8296	
70	31.202	0.001023	5.0396	293.04	2175.8	2468.9	293.07	2333.0	2626.1	0.9551	6.7989	7.7540	
75	38.597	0.001026	4.1291	313.99	2161.3	2475.3	314.03	2320.6	2634.6	1.0158	6.6655	7.6812	
80	47.416	0.001029	3.4053	334.97	2146.6	2481.6	335.02	2308.0	2643.0	1.0756	6.5355	7.6111	
85	57.868	0.001032	2.8261	355.96	2131.9	2487.8	356.02	2295.3	2651.4	1.1346	6.4089	7.5435	
90	70.183	0.001036	2.3593	376.97	2117.0	2494.0	377.04	2282.5	2659.6	1.1929	6.2853	7.4782	
95	84.609	0.001040	1.9808	398.00	2102.0	2500.1	398.09	2269.6	2667.6	1.2504	6.1647	7.4151	
100	101.42	0.001043	1.6720	419.06	2087.0	2506.0	419.17	2256.4	2675.6	1.3072	6.0470	7.3542	
105	120.90	0.001047	1.4186	440.15	2071.8	2511.9	440.28	2243.1	2683.4	1.3634	5.9319	7.2952	
110	143.38	0.001052	1.2094	461.27	2056.4	2517.7	461.42	2229.7	2691.1	1.4188	5.8193	7.2382	
115	169.18	0.001056	1.0360	482.42	2040.9	2523.3	482.59	2216.0	2698.6	1.4737	5.7092	7.1829	
120	198.67	0.001060	0.89133	503.60	2025.3	2528.9	503.81	2202.1	2706.0	1.5279	5.6013	7.1292	
125	232.23	0.001065	0.77012	524.83	2009.5	2534.3	525.07	2188.1	2713.1	1.5816	5.4956	7.0771	
130	270.28	0.001070	0.66808	546.10	1993.4	2539.5	546.38	2173.7	2720.1	1.6346	5.3919	7.0265	
135	313.22	0.001075	0.58179	567.41	1977.3	2544.7	567.75	2159.1	2726.9	1.6872	5.2901	6.9773	
140	361.53	0.001080	0.50850	588.77	1960.9	2549.6	589.16	2144.3	2733.5	1.7392	5.1901	6.9294	
145	415.68	0.001085	0.44600	610.19	1944.2	2554.4	610.64	2129.2	2739.8	1.7908	5.0919	6.8827	
150	476.16	0.001091	0.39248	631.66	1927.4	2559.1	632.18	2113.8	2745.9	1.8418	4.9953	6.8371	
155	543.49	0.001096	0.34648	653.19	1910.3	2563.5	653.79	2098.0	2751.8	1.8924	4.9002	6.7927	

Fuente. (Rodas, 2018).

Anexo 24: Calculo de las cargas térmicas del Instituto Neurociencias de Lima con el software HAP CARRIER. Considerando un sistema tipo paquete.

Air System Sizing Summary for INSTITUTO NEUROCIENCIAS	
Project Name: INSTITUTO NEUROCIENCIAS DE LIMA	10/26/2023
Prepared by: 123	03:53a. m.

Air System Information

Air System Name INSTITUTO NEUROCIENCIAS	Number of zones 1
Equipment Class PKG ROOF	Floor Area 3450.0 ft ²
Air System Type VAV	Location Lima, Peru

Sizing Calculation Information

Calculation Months Oct to May	Zone CFM Sizing Peak zone sensible load
Sizing Data Calculated	Space CFM Sizing Individual peak space loads

Central Cooling Coil Sizing Data

Total coil load 11.3 Tons	Load occurs at Jan 1600
Total coil load 135.8 MBH	OA DB / WB 85.7 / 74.9 °F
Sensible coil load 74.8 MBH	Entering DB / WB 81.4 / 70.8 °F
Coil CFM at Jan 1600 2624 CFM	Leaving DB / WB 55.0 / 54.3 °F
Max block CFM at Feb 1600 3245 CFM	Coil ADP 52.1 °F
Sum of peak zone CFM 3245 CFM	Bypass Factor 0.100
Sensible heat ratio 0.550	Resulting RH 55 %
ft ² /Ton 304.8	Design supply temp. 55.0 °F
BTU/(hr-ft ²) 39.4	Zone T-stat Check 1 of 1 OK
Water flow @ 10.0 °F rise N/A	Max zone temperature deviation 0.0 °F

Preheat Coil Sizing Data

No heating coil loads occurred during this calculation.

Supply Fan Sizing Data

Actual max CFM at Feb 1600 3245 CFM	Fan motor BHP 0.00 BHP
Standard CFM 3240 CFM	Fan motor kW 0.00 kW
Actual max CFM/ft ² 0.94 CFM/ft ²	Fan static 0.00 in wg

Outdoor Ventilation Air Data

Design airflow CFM 1480 CFM	CFM/person 60.61 CFM/person
CFM/ft ² 0.43 CFM/ft ²	

Zone Sizing Summary for INSTITUTO NEUROCIENCIAS

Project Name: INSTITUTO NEUROCIENCIAS DE LIMA
 Prepared by: 123

1012612023
 03:53a.m.

Air System Information

Air System Name: INSTITUTO NEUROCIENCIAS
 Equipment Class: PKROOF
 Air System Type: VAV

Number of zones: 1
 Floor Area: 3450.0 ft'
 Location: Lima, Peru

Sizing Calculation Information

Calculation Months: Oct-May
 Sizing Data: Calculated

Zone CFM Sizing: Per zone sensible load
 Space CFM Sizing: Individual peak space loads

Zone Sizing Data

Zone Name	Maximum Cooling Sensible (MBH)	Design Airflow (CFM)	Minimum Airflow (CFM)	Time of Peak Load	Maximum Heating Load (MBH)	Zone Floor Area (ft')	Zone CFM/ft'
Zone 1	70.0	3243	1480	Feb 1600	14	3450.0	0.9

Zone Terminal Sizing Data

No Zone Terminal Sizing Data required for this system

Space Loads and Airflows

Zone Name / Space Name	Mult	Cooling Sensible (MBH)	Time of Peak Load	Air Flow (CFM)	Heating Load (MBH)	Floor Area (ft')	Space CFM/ft'
Zone 1							
Default Space		70.0	Feb 1600	3243	14	3450.0	0.9

Air System Design Load Summary for INSTITUTO NEUROCIENCIAS

Project Name: INSTITUTO NEUROCIENCIAS DE LIMA
 Prepared by: 123

10/26/2023
 03:53a.m.

	DESIGN COOLING			DESIGN HEATING		
	COOLING DATA AT Jan 1600 COOLING OA DB / WB 85.7 °F / 74.9 °F			HEATING DATA AT DES HTG HEATING OA DB / WB 57.0 °F / 47.8 °F		
ZONE LOADS	Details	Sensible (BTU/hr)	Latent (BTU/hr)	Details	Sensible (BTU/hr)	Latent (BTU/hr)
Window & Skylight Solar Loads	413 ft	3020		413 ft		
Window Transmission	381 ft	134		381 ft	111	
Roof Transmission	3450 ft	2216		3450 ft	874	
Window Transmission	413 ft	291		413 ft	429	
Skylight Transmission	0 ft			0 ft		
Door Loads	0 ft			0 ft		
Floor Transmission	0 ft			0 ft		
Partitions	0 ft			0 ft		
Ceiling	0 ft			0 ft		
Overhead Ughling	351 W	95				
Task Ughling	0 W					
Electric Equipment	243 W	74				
People	2	351	253			
Infiltration		804	1880			
Miscellaneous						
Safety Factor	0% / 10%			0%		
» Total Zone Loads		6988	2133		1414	
Zone Conditioning		59264	21333		-6669	
Plenum Wall Load	0%					
Plenum Roof Load	0%					
Plenum Ughting Load	0%					
Return Fan Load	2624 CFM			1480 CFM		
Ventilation Load	1480 CFM	15494	3975	1480 CFM	347	
Supply Fan Load	2624 CFM			1480 CFM		
Space Fan Coil Fans						
Duct Heat Gain / Loss	0%			0%		
» Total System Loads		7475	6108		-319	
Central Cooling Coil		7475	6108		-319	
Preheat Coil						
» Total Conditioning		7475	6108		-319	
Key:		Positive values are cooling loads Negative values are heating loads			Positive values are heating loads Negative values are cooling loads	

Zone Design Load Summary for INSTITUTO NEUROCIENCIAS

Project Name: INSTITUTO NEUROCIENCIAS DE LIMA
 Prepared by: 123

10/26/2023
 03:53a.m.

Zone 1	DESIGN COOLING			DESIGN HEATING		
	COOLING DATA AT Feb 1600 COOLING OA DB / WB 85.7 °F / 74.9 °F			HEATING DATA AT DES HTG HEATING OA DB / WB 57.0 °F / 47.8 °F		
	OCCUPIED T-STAT 75.0 °F			OCCUPIED T-STAT 70.0 °F		
ZONE LOADS	Detail	Sensible (BTU/hr)	Latent (BTU/hr)	Details	Sensible (BTU/hr)	Latent (BTU/hr)
Window & Skylight Solar Loads	413 ft	3092		413 ft		
Wall Transmission	381 ft	133		381 ft	111	
Roof Transmission	3450 ft	2157		3450 ft	874	
Window Transmission	413 ft	291		413 ft	429	
Skylight Transmission	0 ft			0 ft		
Door Loads	0 ft			0 ft		
Floor Transmission	0 ft			0 ft		
Partitions	0 ft			0 ft		
Ceiling	0 ft			0 ft		
Overhead Lighting	351 ft	90				
Task Lighting	0 ft					
Electric Equipment	243 ft	745				
People	2	351	253			
Infiltration		804	1878			
Miscellaneous						
Safety Factor	0%10%			0%		
>> Total Zone Loads		6999	2131		1414	

Space Design Load Summary for INSTITUTO NEUROCIENCIAS

Project Name: INSTITUTO NEUROCIENCIAS DE UMA
 Prepared by: 123

10/26/2023
 03:53a. m.

TABLE 1.1.A. COMPONENT LOADS FOR SPACE " Default Space " IN ZONE " Zone 1 "						
	DESIGN COOLING			DESIGN HEATING		
		Sensibl	Latent		Sensibl	Latent
	Detail	(BTU/hr)	(BTU/hr)	Detail	(BTU/hr)	(BTU/hr)
SPACE LOADS						
Window & Skylight Solar Loads	413 ft ²	3092		413 ft ²		
Wall Transmission	381 ft ²	133		381 ft ²	111	
Roof Transmission	3450 ft ²	2157		3450 ft ²	874	
Window Transmission	413 ft ²	291		413 ft ²	429	
Skylight Transmission	0 ft ²			0 ft ²		
Door Loads	0 ft ²			0 ft ²		
Floor Transmission	0 ft ²			0 ft ²		
Partitions	0 ft ²			0 ft ²		
Cellina	0 ft ²			0 ft ²		
Overhead Lighting	351 ft ²	95				
Task Lighting	0 ft ²					
Electric Equipment	243 ft ²	74				
People	2	357	253			
Infiltration		804	1878			
Miscellaneous						
Safety Factor	0% / 1.0%			0%		
Total Zone Loads		8999	2131		1414	

TABLE 1.1.B. ENVELOPE LOADS FOR SPACE " Default Space " IN ZONE " Zone 1 "						
	Area	U-Value	Shading	COOLING TRANSMISSION	COOLING SOLAR GAIN	HEATING TRANSMISSION
	(ft ²)	(BTU/(hr-ft ² -°F))	Coeff	(BTU/hr)	(BTU/hr)	(BTU/hr)
NE EXPOSURE						
WALL	2	0.22		9		5
WINDOW	4	0.58	0.87	21	132	30
NW EXPOSURE						
WALL	21	0.22		73		62
WINDOW	18	0.82	0.67	136	1363	201
SW EXPOSURE						
WALL	14	0.22		50		43
WINDOW	18	0.82	0.67	133	1596	196
HE EXPOSURE						
ROOF	345	0.19		2157		874

System Psychrometrics for INSTITUTO NEUROCIENCIAS

Project Name: INSTITUTO NEUROCIENCIAS DE UMA
 Prepared by: 123

10/26/2023
 03:53a.m.

January DESIGN COOLING DAY, 1600

TABLE 1: SYSTEM DATA

Component	Location	Driv-Built Temp (°F)	Specific Humidity (lb/lb)	Airflow (CFM)	CO2 Level (ppm)	Sensible Heat (BTU/hr)	Latent Heat (BTU/hr)
Ventilation Air	Inlet	85.0	0.0167	148	400	1549	3975
Vent - Return Mixing	Outlet	81.2	0.0137	262	44	0	0
Preheat Coil	Outlet	81.2	0.0137	262	44	0	0
Central Cooling Coil	Outlet	55.0	0.0088	262	44	7475	6108
Supply Fan	Outlet	55.0	0.0088	262	44	0	0
Cold Supply Duct	Outlet	55.0	0.0088	262	44	0	0
Zone Air		75.3	0.0105	262	50	5926	2133
Return Plenum	Outlet	75.3	0.0105	262	502	0	0

Air Density x Heat Capacity x Conversion Factor: At sea level = 1.080; At site altitude = 1.078 BTU/(hr-CFM-F)
 Air Density x Heat of Vaporization x Conversion Factor: At sea level = 4746.6; At site altitude = 4739.4 BTU/(hr-CFM-F)
 Site Altitude = 42.0 ft

TABLE 2: ZONE DATA

Zone Name	Zone Sensible Load (BTU/hr)	T-stat Mode	Zone Cond (BTU/hr)	Zone Temp (°F)	Zone Airflow (CFM)	CO2 Level (ppm)	Terminal Heating/ Cooling (BTU/hr)	Zone Heating/ Cooling Unit (BTU/hr)
Zone 1	6900	Cooling	5926	75.3	262	50		

System Psychrometrics for INSTITUTO NEUROCIENCIAS

Project Name: INSTITUTO NEUROCIENCIAS DE UMA
 Prepared by: 123

10/26/2023
 03: 53a.m.

WINTER DESIGN HEATING

TABLE 1: SYSTEM DATA

Component	Location	Driv-Built Temp (°F)	Specific Humidity (lb/lb)	Airflow (CFM)	CO2 Level (ppm)	Sensible Heat (BTU/hr)	Latent Heat (BTU/hr)
Ventilation Air	Inlet	57	0.0049	148	40	-347	
Vent - Return Mixing	Outlet	57	0.0049	148	40		
Preheat Coil	Outlet	57	0.0049	148	40		
Central Cooling Coil	Outlet	55	0.0049	148	40	319	
Supply Fan	Outlet	55	0.0049	148	40		
Cold Supply Duct	Outlet	55	0.0049	148	40		
Zone Air		59	0.0043	148	40	666	
Return Plenum	Outlet	59	0.0049	148	40		

Air Density x Heat Capacity x Conversion Factor: At sea level = 1.080; At site altitude = 1.078 BTU/(hr-CFM-F)
 Air Density x Heat of Vaporization x Conversion Factor: At sea level = 4746.6; At site altitude = 4739.4 BTU/(hr-CFM-F)
 Site Altitude = 42.0 ft

TABLE 2: ZONE DATA

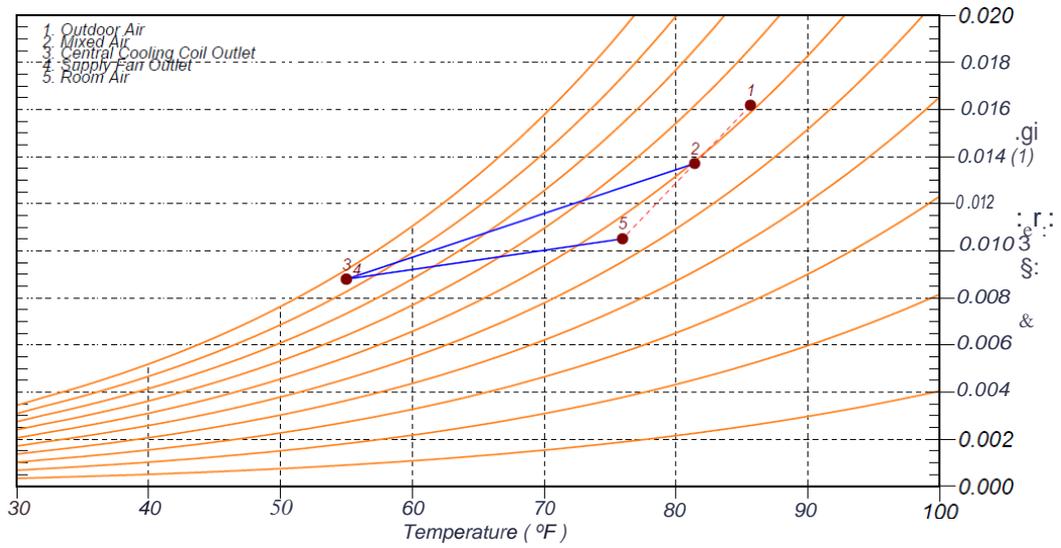
Zone Name	Zone Sensible Load (BTU/hr)	T-stat Mode	Zone Cooling Load (BTU/hr)	Zone Temp (°F)	Zone Airflow (CFM)	CO2 Level (ppm)	Terminal Heating Coil (BTU/hr)	Zone Heating Unit (BTU/hr)
Zone 1	1414	Deadband	666	59	148	40		

Psychrometric Analysis for INSTITUTO NEUROCIENCIAS

Project Name: INSTITUTO NEUROCIENCIAS DE UMA
Pre red b - 123

10/26/2023
03:53a.m_

Location: Lima, Peru
Altitude: 42.0 ft.
Data for: January DESIGN COOLING DAY, 1600



FICHA TÉCNICA TUBOSOL

▲ La tecnología del tubo de calor “Heat Pipe”

En este tipo de colectores el intercambio de calor se realiza mediante la utilización de un tubo de calor, su morfología y modo de funcionamiento son:

Consiste en dos tubos concéntricos de borosilicato endurecido, entre los cuales se ha hecho el vacío, sobre la superficie exterior del tubo interno, lleva la capa absorbente altamente selectiva que atrapa la radiación incidente dejando escapar solamente un 5% de pérdidas, gracias al excelente aislamiento que le proporciona el vacío, independientemente de la climatología exterior, transfiriendo este calor al tubo de calor que se encuentra en su interior, dentro de ese tubo de cobre se encuentra el fluido vaporizante (mezcla de alcohol y agua destilada), cuando se calienta este se evapora absorbiendo el calor latente de vaporización. Este vapor se desplaza hasta alcanzar la parte del tubo que se encuentra a menor temperatura, produciéndose allí su condensación y la consiguiente liberación del calor latente asociado a este cambio de estado. El líquido retorna debido a la acción de la gravedad y el ciclo de evaporación-condensación se repite.

A los tubos de calor se les suele llamar los “superconductores” del calor, ya que cuentan con una capacidad calorífica muy baja y una conductividad excepcional (miles de veces superior a la del mejor conductor sólido del mismo tamaño). Su uso es muy extendido y se pueden encontrar tubos de calor en procesos industriales, ordenadores de bolsillo, vehículos espaciales, etc.

Entre las características principales de los colectores de vacío con tubo de calor, cabe destacar las siguientes:

1-Sistema indirecto: El intercambio de calor se realiza, sin contacto directo entre el fluido caloportador y el agua de consumo, lo que los hace particularmente adecuados en áreas con cualidades desfavorables del agua.

2- Función diodo: La transferencia de calor se realiza siempre en un solo sentido, desde el absorbedor hacia el fluido caloportador, y nunca al revés.

3- Limitación de temperatura: El ciclo de evaporación-condensación tiene lugar mientras no se alcance la temperatura crítica del fluido vaporizante, evitando así los riesgos de un aumento incontrolado de la temperatura en el interior de los tubos.

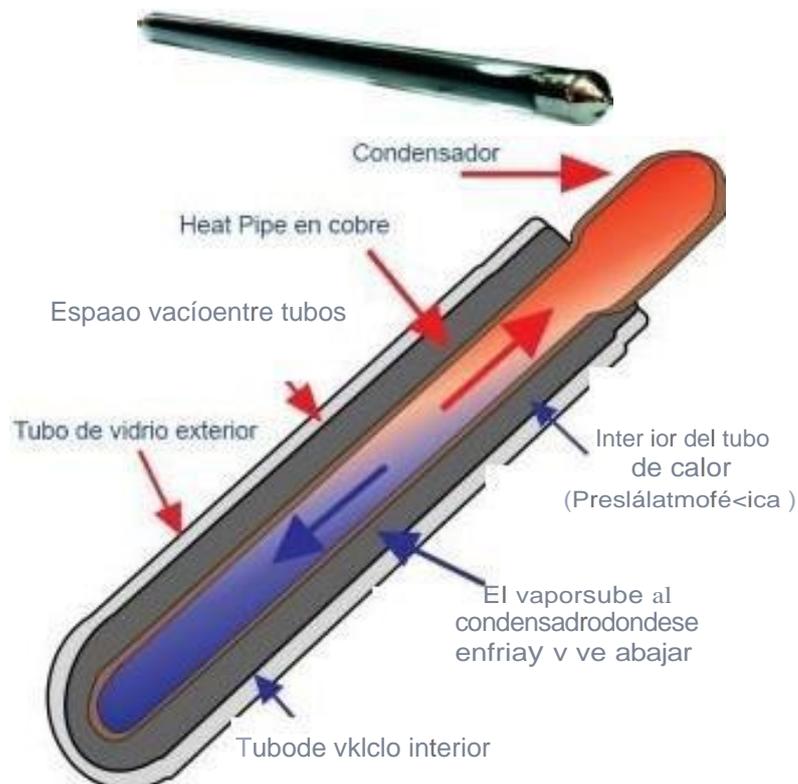
Estas características eliminan la necesidad de utilizar complejas unidades de control en el sistema y quedando así garantizada la seguridad del mismo.

Los captadores térmicos de 2M tienen los siguientes sellos de calidad:



Los datos técnicos de los tubos de vacío "heat pipe"

Longitud (mm)	1800
Diámetro tubo exterior (mm)	58
Diámetro tubo interior (mm)	48
Peso (Kg)	1.53
Grosor del cristal (mm)	1,6
Dilatación térmica (mm)	$3.3 \times 10^{-6} \text{ K}$
Material	Vidrio de Borosilicato 3.3
Recubrimiento absorbente	Al ₂ O ₃ / AL
Absorción	>92% (AM I.S)
Pérdida	<8% W(BO•q
Presión de vacío	$P < 5 \times 10^{-4} \text{ Pa}$
Temperatura de estancamiento	200°C
Presión máxima de trabajo	10 bar



Curvas de eficiencia

Los captadores, como cualquier máquina, tienen un rendimiento, que relaciona en ergía recibida con energía devuelta, siempre menor que la recibida al descontar pérdidas en el proceso de transformación.

Un modelo matemático que se utiliza habitualmente es el descrito en la norma EN12975, y que describe la curva característica del rendimiento de un captador:

$$\eta(x) = \eta_0 - a_1 \cdot x - a_2 \cdot G(x)^2 \quad [X = (T_m - T_a)/G]$$

La magnitud η_0 representa el rendimiento del captador cuando la diferencia entre la temperatura media del fluido (T_m) y la temperatura ambiente (T_a) sea nula, es decir, el captador se halle a temperatura ambiente. Este término se suele denominar rendimiento óptico del captador, no confundiéndolo con el factor óptico, que es el producto $\tau \cdot \alpha$. Las pérdidas térmicas del captador se describen por medio de los dos coeficientes de pérdida térmica (a_1 y a_2). El término a_1 define una variación lineal, mientras que a_2 denota una variación cuadrática de las pérdidas térmicas. Se trata de una aproximación al modelo físico real: cuanto mayor sean estos coeficientes, menor será el rendimiento, sobre todo a altas temperaturas.

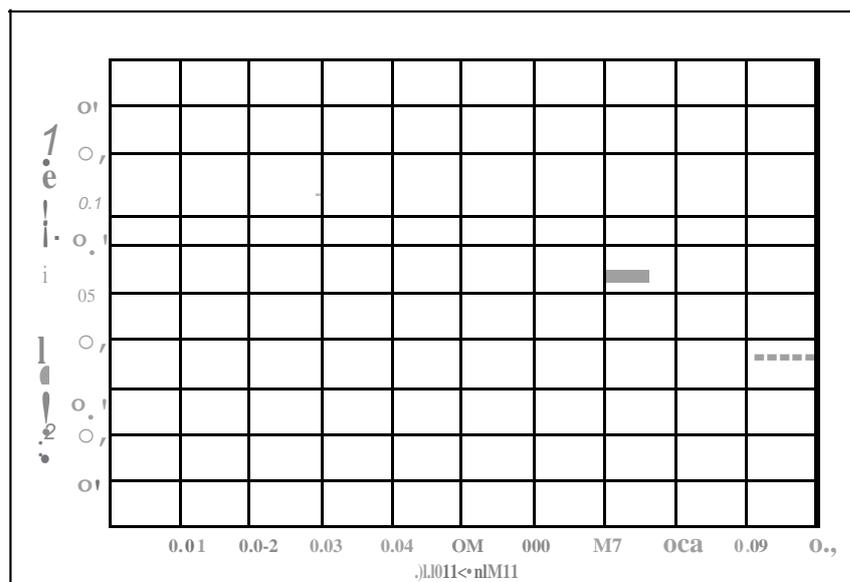
Los colectores solares térmicos de Grupo 2M son acreditados por los laboratorios del SPF (Instituto para la técnica solar) y se caracterizan además por tener la curva de rendimiento muy alta según los estándares europeos.

Las 3 variables que representan las prestaciones de los colectores son (según el documento n.º C762 del SPF:)

Rendimiento óptico del captador: $\eta_0 = 0,734$ (0,850 Por área de Absorción)

Coefficiente lineal de pérdidas térmicas: $a_1 = 1,529$ (1,771 Por área de Absorción) $W/(m^2K)$

Coefficiente cuadrático de pérdidas térmicas: $a_2 = 0,0166$ (0,0192 Por área de Absorción) $W/(m^2K^2)$



A Factor de ángulo

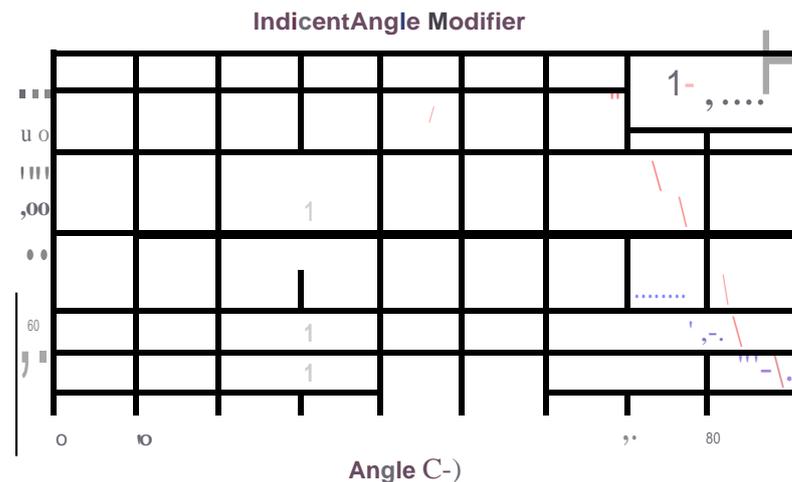
El sol no siempre se encuentra en un plano vertical hacia el colector; el ángulo cambia durante el día y en diferentes épocas del año. Así cambia también la capacidad de transmisión de la cubierta del colector.

Los paneles de tubo de vacío, por ser cilíndricos, reciben la radiación perpendicular durante muchas más horas a lo largo del día de manera que incrementan la energía generada del orden de un 20% sobre la que generaría un captador de absorbedor plano que tuviera la misma curva de rendimiento y área útil.

Como norma general, la curva de rendimiento que se da para todos los captadores es con la radiación incidente en perpendicular que en realidad solo ocurre en las horas centrales del día y por tanto no es del todo fiable. El parámetro IAM (modificador del ángulo de incidencia) es el que mide como cambia la capacidad de captación del captador con el ángulo con que incide la radiación y hay que multiplicarlo con los coeficientes de ganancia para obtener un valor más real del rendimiento de los paneles.

1AM es un valor numérico y alcanza su máximo ($1AM = 1$) cuando el colector es perpendicular a los rayos del sol y por tanto está recibiendo la radiación máxima.

Los colectores experimentarán los niveles de radiación disminuidos ($1AM < 1$) por la mañana y por la tarde cuando el sol no es perpendicular a la superficie del captador solar.

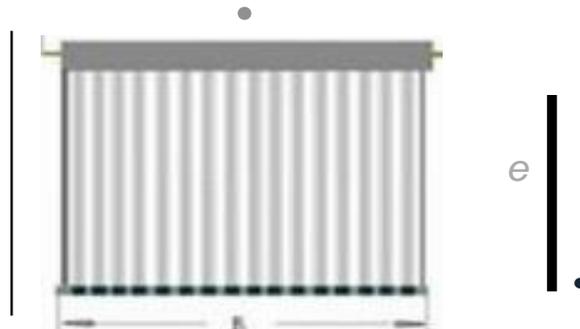


Como se puede ver en el gráfico arriba, el colector TUBOSOL de Grupo 2M tiene una curva que es completamente diferente a los otros colectores planos convencionales (FP) e incluso los paneles con reflectores. Esto es debido al área cilíndrica de los tubos, que continúan absorbiendo los rayos del sol a lo largo del día.

En un ángulo de 40-50° no hay pérdida de luz y ningún solapamiento entre los tubos. Esto es ideal ya que demuestra que durante este periodo (primeras horas de la mañana y mediados de la tarde) los mínimos niveles de radiación son aprovechados al máximo por los paneles TUBOSOL.

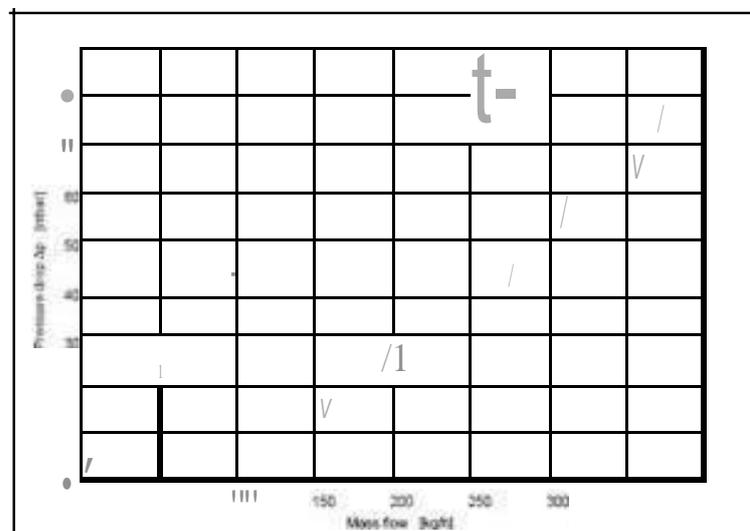
Por otro lado, en una placa plana, el valor de IAM caerá por debajo de 1 mientras que el ángulo de radiación aumentará (primeras horas de la mañana y mediados de la tarde) de tal forma que la eficacia de conversión solar ocurrirá solamente durante el mediodía.

A Instalaciones y referendos



Modelo	Nº de tubos	Altura/ O diametro de tubo osdi; vac10 (mm)	A,ea absorbente (M2)	Areade apertura (M2)	Area total	t·gl	A (mm)	B (mm)	C (mm)
ZM_Tubosol 3000-ISR	1S	IB00/58	U06	1395	2563	54,8	1308	U70	2010
2M_T1.lbosol 3000-20fl	20	IB00/58	1607	650	33 n	73	1698	1560	2010

i Curvos de ca rgo y pérdida de presión



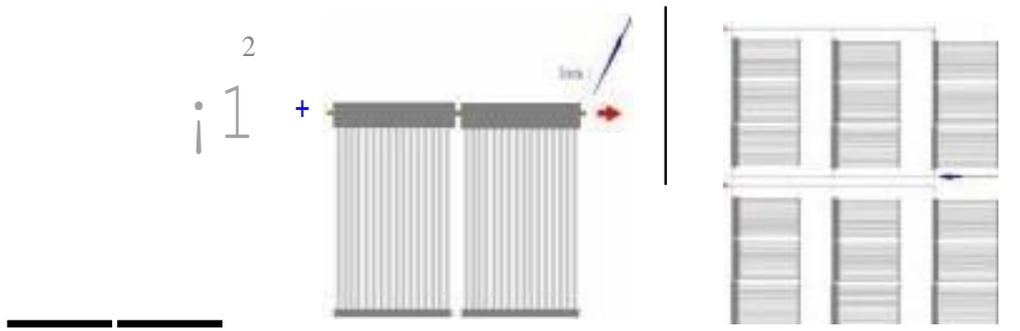
$$p = 0.0251825 \cdot x + 0.000440452 \cdot x^2 \quad \{X=Kg/h\}$$

Condiciones

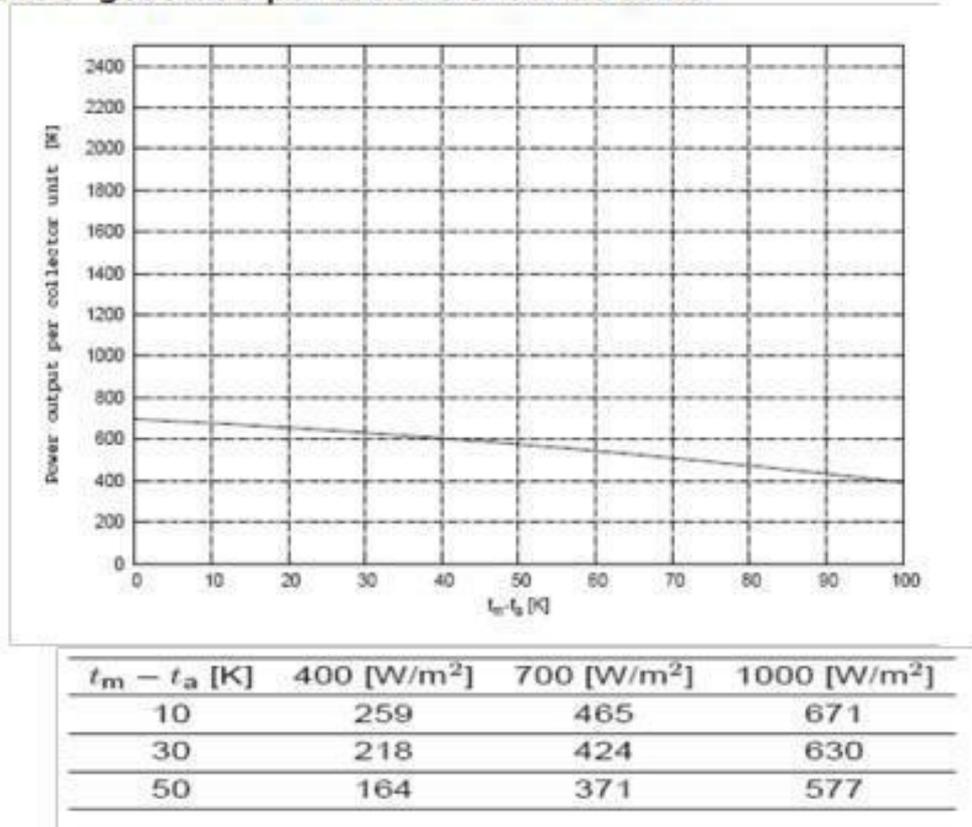
Máxima presión del líquido	1000KPa
Presión líquido recomendada	600KPa
Temperatura máxima funcional	
Temperatura estancamiento	200.1•C
Inclinación recomendada	15 •- 75•
Caudal recomendado	20 -30 l/ m2h
Instalaciones en serie	Se pondrán colocar un máximo de 200 tubos en serie (Ejemplo: 10X2M-Tubosol de 20 tubos)

Para las instalaciones en paralelo, el caudal total recomendado se calculará multiplicando el caudal recomendado en serie por el número de grupos en paralelo. Para conocer el diámetro de las tuberías en los grupos en paralelo, es necesario consultar el ÁBACO DE CÁLCULO PARA TUBERÍA LISA.

A Esquema de conexiones

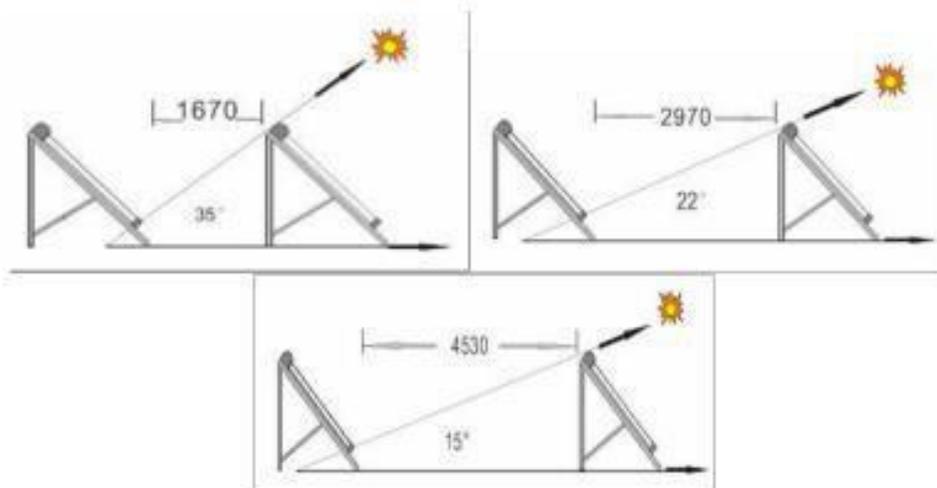


▲ Potencia generada por cada 10 tubos de vacío.



• Ejemplo: Para un Captador de 20 tubos hay que multiplicar el valor 671 W/m² por 2

▲ Distancia recomendada entre los paneles



Fuente: Ficha técnica TUBOSOL GRUPO2M alternativas sostenibles.

Anexo 26: Ficha técnica de torre de enfriamiento tipo botella FTB-N-15

Friotek

FRIOTEK
REFRIGERACION INDUSTRIAL

Torres de Enfriamiento de agua tipo botella: Un medio eficiente y económico para enfriar agua en aplicaciones de Refrigeración, Aire Acondicionado e Industriales.

(CONTAMOS CON STOCK PERMANENTE EN LIMA Y EN DIVERSAS CAPACIDADES)

Características:

- La carcasa de la Torre de Enfriamiento (TE) y el reservorio inferior son fabricados en base de fibra de vidrio y componentes en acero galvanizado en caliente, con ello se obtiene una alta resistencia a la intemperie y es suficientemente fuerte como para resistir las altas velocidades del viento en instalaciones de altura, movimientos telúricos ó vibraciones.
- Su forma constructiva permite una operación con una mínima cantidad de agua en el reservorio y facilita los trabajos de limpieza de la TE.
- El sistema distribuidor de agua consta de un cabezal rociador auto-giratorio con tubos rociadores que distribuyen de manera uniforme y constantemente el agua hacia el "relleno" o Fill donde se produce el intercambio de calor con el aire en contra-corriente para el enfriamiento del agua.
- La forma de campana con tobera extendida del ventilador provee un movimiento suave del aire al interior de la torre y ayuda a obtener una mejor performance.
- Las TE incorporan un ventilador de Aluminio ó PVC rígido con regulación del ángulo de inclinación y aspas ajustables accionado por un motor tipo cerrado (IP55) en una amplia gama de voltajes (220/380/440Vac-3ph-60Hz). Todos los ventiladores son probados antes del despacho.
- El diseño tipo circular permite el ingreso del aire alrededor de los 360° de la TE, teniendo como ventaja que independientemente de la dirección del aire y limitaciones de ubicación, la torre de enfriamiento siempre obtiene un óptimo rendimiento.



Modelo	Capacidad*	Flujo Agua l/min	Dimensiones (mm)		Ventilador		Conexiones In/Out(mm)	Peso (Kg)	
	Kcal/h		Diámetro	Altura	HP	Ø (mm)		Vacio	Operativo
FTB-N-05	19,500	65	750	1318	1/6	500	40	35	85
FTB-N-10	39,000	130	860	1563	1/4	500	40	45	130
FTB-N-15	58,500	195	1165	1773	1/4	600	50	66	210
FTB-N-20	78,000	260	1165	1773	1/2	600	50	90	260
FTB-N-25	97,500	325	1440	1795	1	700	65	137	505
FTB-N-30	117,000	390	1440	1795	1	700	65	144	522
FTB-N-40	156,000	520	1560	1775	1	700	65	185	577
FTB-N-50	195,000	650	1800	1845	2	900	80	228	650
FTB-N-60	234,000	780	1800	1845	2	900	80	277	719
FTB-N-70	273,000	910	1900	2140	2	1200	80	337	798
FTB-N-80	312,000	1040	2140	1980	2	1200	100	352	982
FTB-N-100	390,000	1300	2410	2365	3	1500	125	474	1205

Para capacidades mayores favor solicitar información

* Capacidad indicada en base a una temperatura de ingreso del agua de 37°C, salida 32°C y con un bulbo húmedo de 27°C

Para mayor información y/o consultas sobre este producto u otro de refrigeración industrial sírvase contactarnos.

FRIOTEK S.A.C.

Dirección: Av. El Zinc 183 - Urb. Industrial Infantas, Lima 39 (Los Olivos)
Teléfono: 528-0563 RPC Claro: 99 735 1200 Nextel: (94) 605*0488

rtn@friotek.com / htr@friotek.com
www.friotek.com

Fuente: FRIOTEK.com

Anexo 27: Ficha técnica de enfriadoras por absorción accionadas por agua caliente YAZAKI SERIE WFC SC10

DESCRIPCIÓN		Unidades	MODELOS
			WFC SC10
CAPACIDAD FRIGORÍFICA		TR	10
		kW	35,2
CIRCUITO AGUA REFRIGERADA	Caudal de agua	m ³ /h	5,5
	Temperatura entrada/salida	°C	12,5 / 7,0
	Diámetro conexión	DN	40
	Pérdida de carga evaporador	kPa	51,0
	Presión máxima admisible	kPa	588
	Volumen agua contenido	l	17
CIRCUITO AGUA DE ENFRIAMIENTO (TORRE)	Calor a disipar	kW	85,4
	Caudal de agua	m ³ /h	18,4
	Temperatura entrada/salida	°C	31,0 / 35,0
	Diámetro conexión	DN	50
	Pérdida de carga abs/cond	kPa	85,3
	Factor de ensuciamiento	kW/h/K/m ³	0,086
	Presión máxima admisible	kPa	588,0
Volumen agua contenido	l	66	
CIRCUITO AGUA CALIENTE	Potencia calorífica a la entrada	kW	50,2
	Caudal de agua	m ³ /h	8,64
	Temperatura entrada/salida	°C	88,0 / 83,0
	Rango de temperatura	°C	70,0 - 95,0
	Diámetro conexión	DN	40
	Pérdida de carga generador	kPa	82,2
	Presión máxima admisible	kPa	588,0
	Volumen agua contenido	l	21
DIMENSIONES Y PESOS	Ancho	mm	760
	Fondo	mm	970
	Alto (incluidas placas fijación)	mm	1.920
	Peso en funcionamiento	kg	600
	Peso en transporte	kg	500
DATOS ELÉCTRICOS Y CONTROL	Consumo eléctrico total	W	210
	Intensidad	A	0,43
	Potencia suministro		380V c.a. - III - 50Hz
	Control refrigeración		Todo - Nada
ACÚSTICA	Nivel sonoro	dB(A)	46

Envoltorio y acabado exterior: Envoltorio de chapa galvanizada y pintada en caliente de color metalizado plata, resistente al agua e instalable tanto en el interior como en el exterior.

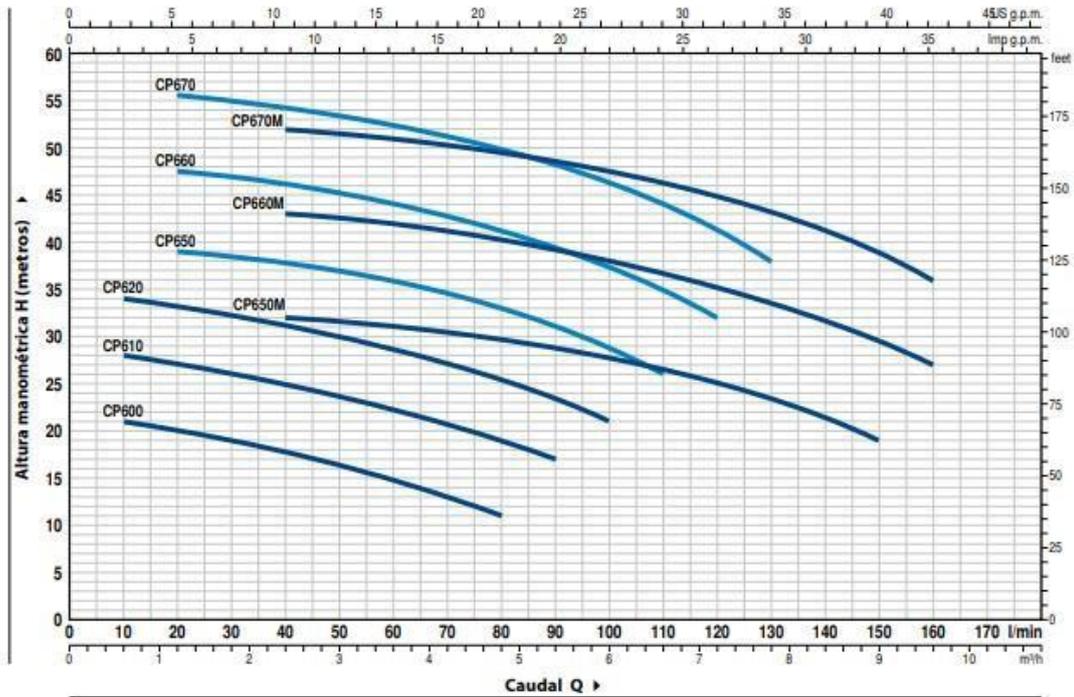
Fuente: www.absorbsystem.com

Anexo 28: Ficha técnica de bomba centrifuga Pedrollo CPm 650.



CURVAS Y DATOS DE PRESTACIONES

60 Hz n= 3450 min⁻¹ HS= 0 m



MODELO		POTENCIA (P ₂)		▲	Q	H metros															
Monofásica	Trifásica	kW	HP			m ³ /h	0	0.6	1.2	2.4	3.6	4.8	5.4	6.0	6.6	7.2	7.8	9.0	9.6		
					l/min	0	10	20	40	60	80	90	100	110	120	130	150	160			
CPm 600	CP 600	0.37	0.50	IE2	H metros	22	21	20	18	15	11										
CPm 610	CP 610	0.60	0.85			28.5	28	27	25	22	19	17									
CPm 620	CP 620	0.75	1	35		34	33	31	28.5	25.5	23.5	21									
CPm 650	CP 650	1.1	1.5	40		-	39	38	36	33.1	31.2	28.8	26								
CPm 660	CP 660	1.5	2	48		-	47.5	46	44	41	39.5	37.5	35	32							
CPm 670	CP 670	2.2	3	IE3		56	-	55.5	54.5	52.5	50	48.5	46.5	44	41.5	38					
CPm 650M	CP 650M	1.1	1.5			33	-	-	32	31	30	29	28	26.5	25	23	19				
CPm 660M	CP 660M	1.5	2			44	-	-	43	42	40	39	38	37	35.5	34	29.5	27			
CPm 670M	CP 670M	2.2	3			53	-	-	52	51	49.5	48.5	47.5	46.5	45	43.5	39	36			

Q = Caudal H = Altura manométrica total HS = Altura de aspiración

Tolerancia de las curvas de prestación según EN ISO9906 Grado 3B.

▲ Clase de rendimiento del motor trifásico (IEC 60034-30-1)

Fuente: perubombas.com

Anexo 29: Panel fotográfico de equipos actuales instalados.



Fuente: Fotos tomadas por el autor.

AUTORIZACIÓN DE USO DE INFORMACIÓN DE EMPRESA

Yo Marco Gozales Portillo Showing, identificado con DNI N°09881060, en mi calidad de Gerente General de la empresa INSTITUTO NEUROCIENCIAS DE LIMA con R.U.CN° 20252279050, ubicada en la ciudad de Lima.

OTORGO LA AUTORIZACIÓN ,

Al señor VICTOR HUGO AZAÑA BERNUY identificado con DNI N°70417081, de la Carrera profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica para que utilice la siguiente información de la empresa:

Nombre de la empresa, realizar trabajos de campo, utilizar planos de la edificación y acceso al inventario de equipos.

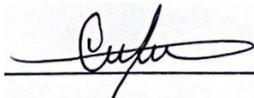
Con la finalidad de que pueda desarrollar su Tesis para optar el Título Profesional.

Publique los resultados de la investigación en el repositorio institucional de la UCV. Mantener en reserva el nombre o cualquier distintivo de la empresa; o Mencionar el nombre de la empresa.



Marco Gonzalez Portillo Showing
GER T GENERAL

El Estudiante declara que los datos emitidos en esta carta y en el Trabajo de Investigación, en la Tesis son auténticos. En caso de comprobarse la falsedad de datos, el Estudiante será sometido al inicio del procedimiento disciplinario correspondiente; asimismo, asumirá toda la responsabilidad ante posibles acciones legales que la empresa, otorgante de información, pueda ejecutar.



Firma del Estudiante

ONI: 70417081