

UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN

Facultad de Ingeniería

Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica

**DISEÑO DE UN SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO
CLIMÁTICO DE UNA VIVIENDA UNIFAMILIAR
USANDO LA ENERGÍA SOLAR EN LA
CIUDAD DE TACNA**

TESIS

Presentada por:

Bach. Piero Rodolfo Liendo Alvarez

Para optar el Título Profesional de:

INGENIERO MECÁNICO

TACNA- PERU

2022



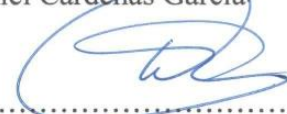
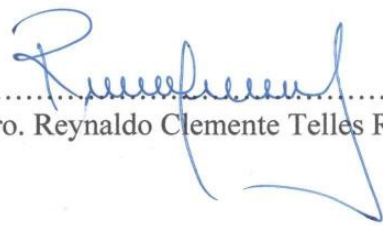
**UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN –
TACNA**

Facultad de Ingeniería

Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica

**DISEÑO DE UN SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO
CLIMATICO DE UNA VIVIENDA UNIFAMILIAR
USANDO LA ENEGRIA SOLAR EN LA
CIUDAD DE TACNA**

Tesis sustentada por el Bach. Piero Rodolfo Liendo Alvarez, aprobada el 29 de diciembre del 2021, el Jurado Calificador estuvo integrado por:

PRESIDENTE	:	 Dr. Jesús Plácido Medina Salas
SECRETARIO	:	 Ing. Daniel Cardenas García
VOCAL	:	 Dr. Avelino Godofredo Pari Pinto
ASESOR	:	 Mtro. Reynaldo Clemente Telles Ríos

DEDICATORIA

A mis queridos padres, Victor y Yenny, a mi hermano Diego y todas las personas que me han apoyado y han sido el motivo de mi crecimiento profesional.

A mis profesores de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica, quienes me forjaron en base a sus conocimientos.

AGRADECIMIENTO

A Dios, por darme una buena familia, que me forjó en base a valores.

A mis padres, por brindarme una educación y formación en valores, ya mis maestros, quienes me brindaron una mayor formación, por darme consejos y brindarme las herramientas esenciales para el crecimiento de mi carrera.

CONTENIDO

DEDICATORIA	i
AGRADECIMIENTO	ii
CONTENIDO	iii
ÍNDICE DE TABLAS	xii
ÍNDICE DE FIGURAS	xiii
RESUMEN	xiv
ABSTRACT	xv
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO I	
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	
1.1. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA	2
1.1.1. Antecedentes del problema	2
1.1.2. Identificación y formulación del problema de investigación	4
1.2. JUSTIFICACIÓN DEL PROBLEMA	4
1.3. ALCANCES Y LIMITACIONES	4

1.4. OBJETIVOS	5
1.4.1. Objetivo general	5
1.4.2. Objetivos específicos	5
CAPÍTULO II	
MARCO TEÓRICO	
2.1. ANTECEDENTES DEL ESTUDIO BASES TEÓRICAS	6
2.2. BASES TEÓRICAS	6
2.2.1. Aire acondicionado	6
2.2.2. Ciclo Inverso de Carnot	7
2.2.3. Ciclos de refrigeración por compresión de vapor	10
2.2.4. Balance térmico	10
2.2.4.1. Ganancia de calor	10
2.2.4.2. Pérdidas de calor	10
2.2.4.3. Cargas térmicas	11
2.2.5.1. Coeficiente de radiación de superficie (Hr)	13
2.2.5.2. Factor de temperatura (At)	13
2.2.5.3. Coeficiente de radiación (Cr)	14

2.2.5.4. Coeficiente superficial debido a convección (h_{cv})	14
2.2.6. Ganancia interior del calor	15
2.2.6.1. Ganancia de calor de las personas	15
2.2.6.2. Ganancia de calor por alumbrado	16
2.2.6.3. Ganancia de calor debido a los equipos	17
2.2.6.4. Carga transmitida por ventilación e infiltración de aire exterior	18
2.2.6.5. Carga latente por ventilación e infiltración del aire exterior	18
2.2.6.6. Caudal de ventilación	19
2.2.7. Coeficiente de eficiencia energética (COP)	19
2.2.8. Flujo másico del refrigerante	20
2.2.9. Refrigerante R410a	21
2.2.10. Potencia del compresor	21
2.2.11. Dimensionamiento del diámetro de las tuberías	22
2.2.12. Flujo volumétrico del refrigerante R410a	22
2.2.13. Sección de la tubería	22
2.2.14. Diámetro de la tubería de cobre para la línea de succión de líquido respectivamente	23

2.2.15. Selección de equipos de climatización	23
2.2.15.1. Tipos de sistemas de aire acondicionado	23
2.2.15.1.1. Sistema de aire tipo Split	23
2.2.15.1.2. Sistema central separado	24
2.2.15.1.3. Sistema de tipo paquete	24
2.2.15.2. Conductor eléctrico para los equipos de aire acondicionado	24
2.2.15.3. Flujo nominal	25
2.2.15.4. Corriente de diseño	26
2.2.15.5. Corrección de conductores por agrupación	26
2.2.15.6. Factor de corrección por temperatura	27
2.2.15.7. Selección de conductores eléctricos	27
2.2.16. Selección del kit fotovoltaico	28
2.2.16.1. Número de módulos solares	29
2.2.16.2. Batería de almacenamiento	30
2.2.16.3. Regulador de carga	31
2.3. DEFINICIONES DE TÉRMINOS	32

2.3.1. Climatización	32
2.3.2. Aire	32
2.3.3. Temperatura	33
2.3.4. Convección	33
2.3.5. Evaporación	34
2.3.6. Radiación	34
2.3.7. Energía fotovoltaica	35

CAPÍTULO III

MARCO METODOLÓGICO

3.1. TIPO Y DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN	36
3.2. POBLACIÓN Y MUESTRA	36
3.3. OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES	36
3.3.1. Identificación de las variables	36
3.3.2. Definición operacional de las variables	37
3.4. TÉCNICAS E INSTRUMENTOS PARA RECOLECCIÓN DE DATOS	38
3.5. PROCESAMIENTO Y ANÁLISIS DE DATOS	38

CAPÍTULO IV

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1. RESULTADOS	39
4.1.2. Descripción general	39
4.1.2.1. Condiciones del diseño de climatización	39
4.1.2.2. Ubicación y localización geográfica	39
4.1.2.3. Parámetros climáticos en el exterior del edificio	40
4.1.2.4. Tipo de luminarias	41
4.1.2.5. Cantidad de ocupantes	41
4.1.3. Cálculo de cargas térmicas en la sala comedor	41
4.1.3.1. Cálculo del área del ambiente de la sala comedor	41
4.1.3.1.2. Cálculo de diferencia de temperatura	42
4.1.3.1.3. Cálculo de cargas térmicas por paredes, techos y pisos en la sala comedor	42
A) Calculando el coeficiente de superficie (Hr) para techo	42

B) Coeficiente global de transferencia de calor (U) en techo	46
C) Cálculo del coeficiente de superficie (Hr) para pared	47
D) Coeficiente global de transferencia de calor en pared	50
E) Coeficiente global de transferencia de calor (U) en piso	51
F) Ganancia de calor en techo	52
G) Ganancia de calor a través de las paredes	52
H) Ganancia de calor a través de pisos	55
I) Cálculos ganancia de calor por ocupantes	56
4.1.3.1.4. Ganancia de calor por alumbrado	57
4.1.3.1.5. Ganancia de calor debido a los equipos	57
4.1.3.1.6. Carga transmitida por infiltraciones de aire exterior	58
4.1.3.1.7. Carga latente por infiltraciones de aire exterior	58
4.1.4. Refrigerante	59
4.1.4.1. Refrigerante para la habitación sala comedor	60
4.1.4.2. Flujo másico del refrigerante de la habitación sala comedor	61
4.1.5. Potencia del compresor	61

4.1.5.1. Potencia del compresor para la habitación sala comedor	61
4.1.6. Selección de equipos	63
4.1.6.1. Plan de mantenimiento de los equipos de aire acondicionado	64
4.1.6.2. Cálculo del conductor	65
4.1.7. Cálculos del ambiente de sala de reposo	67
4.1.7.1. Cálculos del área del ambiente de sala de reposo	67
4.1.7.2. Ganancia de calor en techo	68
4.1.7.3. Ganancia de calor a través de las paredes	68
4.1.7.4. Ganancia de calor a través de pisos	71
4.1.7.5. Cálculo de ganancia de calor por ocupantes	72
4.1.7.6. Ganancia de calor por alumbrado	72
4.1.7.7. Ganancia de calor debido a los equipos	73
4.1.7.8. Carga transmitida por infiltraciones de aire exterior	73
4.1.7.9. Carga latente por infiltraciones de aire exterior	74
4.1.7.10. Refrigerante para la habitación sala reposo	74
4.1.7.11. Flujo másico del refrigerante de la habitación sala reposo	75
4.1.7.12. Potencia del compresor	76

4.1.7.12.1. Potencia del compresor de la habitación sala de reposo	76
4.1.7.13. Plan de mantenimiento para equipos de aire acondicionado	78
4.1.7.14. Cálculo del conductor	79
4.1.8. Cálculo para la selección del kit fotovoltaico	81
4.1.8.1. Cantidad de paneles a instalar	82
4.1.8.2. Batería de almacenamiento	82
4.1.8.3. Regulador de carga	83
4.1.8.4. Selección de kit solar fotovoltaico	83
4.1.8.5. Plan de mantenimiento de kit solar fotovoltaico	84
4.2. PRESUPUESTO REFERENCIAL	86
4.3. DISCUSIONES	88
CONCLUSIONES	91
RECOMENDACIONES	93
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	94
ANEXOS	

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Corrección de conductores por agrupación	26
Tabla 2. Factor de corrección por temperatura	27
Tabla 3. Selección de conductor	28
Tabla 4. Cálculo de la radiación de la zona de ubicación	29
Tabla 5. Área y volumen de la habitación sala comedor	41
Tabla 6. Diferencia de temperatura	42
Tabla 7. Cálculo de ganancias por transmisión	55
Tabla 8. Consumo de aparatos eléctricos	57
Tabla 9. Balance térmico	59
Tabla 10. Cálculo de entalpías	59
Tabla 11. Medidas del ambiente de sala de reposo	67
Tabla 12. Cálculo de ganancias por transmisión	71
Tabla 13. Consumo de aparatos eléctricos	73
Tabla 14. Balance térmico	74
Tabla 15. Presupuesto referencial	87

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Ciclo de Carnot inverso	7
Figura 2. Diagrama Ts de Carnot	8
Figura 3. Ciclo de refrigeración	9
Figura 4. Ubicación geográfica de la vivienda	40
Figura 5. Entalpia del refrigerante	60

RESUMEN

El presente trabajo de investigación, tiene como objetivo principal proporcionar un área y ambiente de confort para que las personas puedan tener un mejor espacio de descanso; para cuyo efecto, se diseñará un sistema de climatización. Se inició el estudio, con el análisis de las condiciones climáticas y demográficas de la ciudad de Tacna para poder verificar en qué condición se encuentra y con qué parámetros trabajar, de esta manera, se establecieron las cargas térmicas; el trabajo se desarrolló bajo el sustento de las normas establecidas por sistemas internacionales como la ASHRAE así como del aporte de bibliografía y manuales especializados, referidos al tema de aire acondicionado y energía solar. Durante la etapa de experimentación se evidenció los cambios de temperatura y calor que induce una adecuada utilización de la energía solar y para efectos de cálculos correspondientes, se trabajó con una carga de 6 377.198 watts para la habitación de la sala comedor y una carga de 2 732.198 watts para la habitación de reposo. Así mismo, se utilizó un refrigerante R410A que es un congelador no tóxico siendo este un preservante para mantener la capa de ozono limpia.

Palabras clave: Climatización, calor, temperatura, tóxico, preservante.

ABSTRACT

The main objective of this research work is to provide a comfortable area and environment so that people can have a better rest space; for which purpose, an air conditioning system will be designed. The study began with the climatic and demographic conditions of the city of Tacna in order to verify what condition it is in and with what parameters to work, in this way, the thermal loads were established; the work was developed under the support of the standards established by international systems such as ASHRAE as well the contribution of bibliography and specialized manuals, referring to the subject of air conditioning and solar energy. During the experimentation stage, the changes in temperature and heat that induce an adequate use of solar energy were evidenced and for the purposes of the corresponding calculations, a load of 6377.198 watts was used for the dining room and a load of 2732.198 watts for the rest room. Likewise, an R410A refrigerant was used, which is a non-toxic refrigerant, being this a preservative to keep the ozone layer clean.

Keywords: Air conditioning, heat, temperature, toxic, preservative.

INTRODUCCIÓN

Las personas se ven afectadas respectivamente por las actividades que realizan, uno de esos factores externos es la zona de confort, donde pueden relajarse y sentirse cómodos.

Se sabe que uno de los problemas que afectan a los vecinos de la localidad de Tacna es la alta temperatura que puede llegar al interior de casas, lugares de trabajo, etc. El objetivo de este proyecto es diseñar sistemas de aire acondicionado para una casa con energía solar para reducir los costos de equipos y otros consumos. Teniendo en cuenta el tamaño de las piezas, la reducción de costes y la tecnología actual, elegimos sistema Split y paneles solares con baterías. Este proyecto ha sido desarrollado de acuerdo a los estándares internacionales establecidos, para ser considerado como un manual de referencia y guía en el tema de climatización. Para realizar los cálculos de carga térmica, se obtuvieron datos climáticos de la ciudad de Tacna, junto con los datos de la fecha de enero, ya que este es el índice de temperatura pico.

CAPÍTULO I

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

1.1.1. Antecedentes del problema

En las viviendas unifamiliares de la localidad de Tacna, un gran número de vecinos se ven afectados por el cansancio provocado por el aumento de las temperaturas en la localidad, especialmente durante el verano; frente a ello, el presente trabajo plantea una iniciativa de aprovechar las condiciones climáticas para lograr un máximo confort con un mínimo gasto energético, en procura de reducir el calor.

En estos tiempos de creciente preocupación ambiental, es necesario que existan viviendas donde se utilice las condiciones climáticas de su entorno, donde se aprovechen las energías renovables, además porque aportan un desarrollo sostenible de la región.

Rosas Nole Anndy (2017) en su trabajo “Diseño de Sistema de Climatización para dos oficinas de la Empresa DC Construcciones SAC de 618 m² Lima, 2017” nos dice que hoy en la actualidad los sistemas de climatización están al alcance de toda persona; también en sus conclusiones con los cálculos de balance térmico total de 109686.17 btu/hr

podrá reducir costos en operaciones y mantenimiento, también asegura que tendrán un funcionamiento adecuado

Diego Araujo Dueñas (2010) “ Diseño del Sistema de Aire Acondicionado VRV para la Biblioteca de la Universidad San Francisco de Quito, 2010” nos indica en su trabajo de diseño que se debe emplear sistemas de volumen de refrigerante variable para poder acondicionar grandes áreas tales como 1500m² de superficie para así poder disminuir costos de operación y así brindar un mayor confort a los usuarios de la biblioteca.

Franco Rodas Gómez (2017) “ Diseño de Aire Acondicionado de Bajo Costo De Operación para las Oficinas Administrativas del Cuarto Piso del Edificio de Ingeniería USAT- Chiclayo, 2017” nos indica que es importante contar los detalles del lugar donde se va a instalar y realizar el proyecto, en su diseño llega a la conclusión que hay un ahorro en el consumo mediante un sistema de aire acondicionado por absorción; para el ahorro energético en los paneles solares se debe contar con paredes y techo con aislante térmico proponiendo el como material lana de fibra de vidrio.

1.1.2. Identificación y formulación del problema de investigación

Debido al calentamiento global por la coagulación de gases producidos por la emisión de gases como el CO₂, se prevé una variación máxima de temperatura de 278.15 K (5 °C) para los próximos años. El próximo año en Perú se realizan los estudios por el centro. Tacna es una ciudad ubicada en el desierto de Atacama y en el verano las altas temperaturas provocan olas de calor que aumentan el calor corporal de las personas y los equipos eléctricos y mecánicos en lugares cerrados. Por lo tanto, transfieren calor en el ambiente en el que está presente, provocando sensaciones desagradables en la persona; por lo tanto, busca la necesidad de enfriar o reducir las temperaturas ambientales existentes.

1.2. JUSTIFICACIÓN DEL PROBLEMA

La finalidad de este proyecto es utilizar energía solar para alimentar al sistema de aire acondicionado y reducir la temperatura ambiente y también para diseñar estos sistemas.

1.3. ALCANCES Y LIMITACIONES

Este proyecto se vio limitado por la falta de equipos especializados para realizar experimentos en el campo de la termografía, que se obtuvieron de Internet sobre el estado actual del clima.

1.4. OBJETIVOS

1.4.1. Objetivo general

Se diseñará un sistema de refrigeración para una vivienda unifamiliar siendo este alimentado por un sistema que emplea energía solar.

1.4.2. Objetivo específicos

- Verificación de la rentabilidad del sistema de paneles solares fotovoltaicos para alimentar sistemas de climatización.
- Se deducirá la carga térmica emitida y generada en la vivienda para una correcta instalación del equipo.
- Se determinará la clase y grado de refrigerante que se utilizará para el sistema de climatización.
- Se calculará el consumo de energía del equipo para instalar el sistema de paneles solares fotovoltaicos y ajustarlo al consumo requerido.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1. ANTECEDENTES DEL ESTUDIO

En los últimos tiempos ha ido en aumento el calentamiento global debido a los gases efecto invernadero, según estudios del Banco Central de Reserva del Perú se proyecta un aumento de la temperatura máxima en los próximos años en el Perú, cambios que repercutirán negativamente en el país, sobre todo en las actividades primarias como la agricultura, pesca, etc., y en la comodidad y estadía de los habitantes de una región provocándoles molestias entre ellas, cansancio.

Para poder lograr una zona de confort para las personas, se proyectará un diseño del sistema de climatización el cual podrá satisfacer la necesidad de calmar el calor de las personas una vivienda provocada por la temperatura ambiente, siendo este el problema en muchas de las viviendas en la ciudad se busca con este proyecto satisfacer esta demanda.

2.2. BASES TEÓRICAS

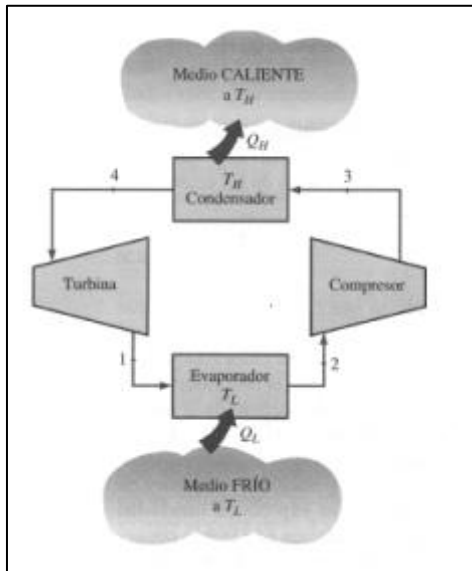
2.2.1. Aire Acondicionado

La principal función de un sistema de aire acondicionado es brindar comodidad a los ocupantes, por lo que, una de sus funciones es transferir calor ya sea disipando o aportando.

2.2.2. Ciclo inverso de Carnot

En el ciclo inverso de Carnot, se invierte los cuatro procesos que componen el ciclo normal de Carnot. El producto es un ciclo que funciona en dirección inversa.

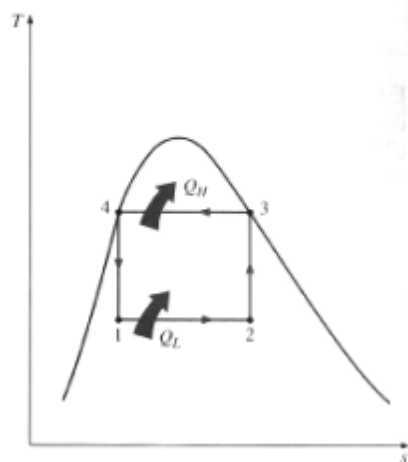
Figura 1.
Ciclo de Carnot inverso



Nota: Cengal Y. y M. Boles, "Termodinámica".

Figura 2.

Diagrama Ts de Carnot



Nota: Cengel Y. y M. Boles, "Termodinámica".

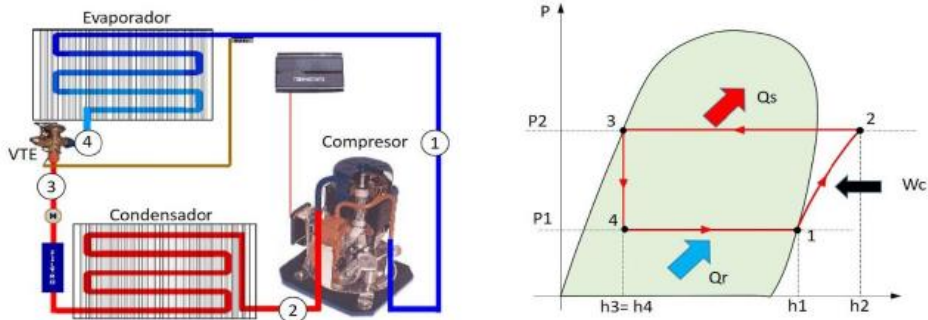
El calor reversible se transfiere (absorbe) desde la región fría TL, isoterma donde el refrigerante sufre un cambio de fase.

Se presuriza el refrigerante, hasta que alcanza la temperatura máxima TH.

El calor se transfiere reversiblemente a la zona caliente en TH isotérmico, donde el refrigerante sufre un cambio de fase (vapor a líquido).

El refrigerante se expande isotrópico hasta que se alcanza la temperatura mínima TL. Ciclos de refrigeración por compresión de vapor

Figura 3.
Ciclo de refrigeración



Nota: Cengal Y. y M. Boles, "Termodinámica".

En el ciclo de refrigeración por compresión, se tendrá en cuenta las siguientes observaciones:

- Durante la compresión, el líquido con el que se está trabajando debe estar en la fase de vapor.
- La temperatura en la condensación no debe estar solo dentro de la región de saturación.
- Este ciclo se usa más comúnmente para sistemas de refrigeración.

Este sistema consta de cuatro procesos:

- a. Compresión isostática adiabática en compresor
- b. Eliminación de calor a presión constante en condensador
- c. Estrangulamiento isostático en válvula de expansión isotérmica

d. Absorción de calor a presión constante en evaporador

2.2.3. Ciclos de refrigeración por compresión de vapor

Trabajando con este ciclo podemos encontrar el factor de eficiencia energética, que es la relación de energía distribuida entre trabajos para producir frío.

2.2.4. Balance térmico

La igualdad térmica o balance térmico está dado por el equilibrio de calor entre la ganancia de calor y la pérdida manteniendo un calor constante.

2.2.4.1. Ganancia de calor

El aumento de calor se debe a muchos factores. Uno de los principales culpables es la radiación solar que penetra paredes y techos. Otro de los actores clave que colaboran en las adquisiciones son los ocupantes de estas viviendas, que emiten calor regularmente; otros medios serán equipos activos y dispositivos de iluminación artificial.

2.2.4.2. Perdidas de calor

La disminución de calor es ofrecida por la variación que existe o por la diferencia que existe en temperaturas del interior y el exterior o entre ambientes contiguos.

2.2.4.3. Cargas térmicas

La carga térmica se define como la energía que se extrae o suministra, enfriando o calentando, que es fundamental para proporcionar un ambiente saludable.

Para llevar a cabo este proceso es necesario tener en cuenta la diferencia de temperatura existente dentro y fuera de las habitaciones.

Existen una serie de materiales que se utilizan para construir viviendas como ladrillos, vidrios, estructuras metálicas que, entre otros, tienen propiedades térmicas que pueden facilitar o evitar la transferencia de calor de un lugar a otro. Esta propiedad se conoce como conductividad térmica o conductividad eléctrica.

Este es un valor más específico para cada aplicación y material. Este valor toma el valor basado en el espesor del material y el tipo de material.

El termistor siempre va de la mano de la conductividad, siendo esta última la suma de todas las capas de la estructura creando la resistencia total del elemento.

La transferencia de calor se calcula a partir del factor U que es la conductividad total, según la ecuación de conducción:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T \quad [1]$$

Q = Calor transmitido (Btu/h)

U = Conductividad total del material $\left(\frac{Btu}{h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F}\right)$

A = Área de transmisión(ft²)

ΔT = Diferencia de temperatura entre 2 ambiente

La transmisión superficial del calor interior y exterior se representa por la fórmula:

$$h = h_r + h_{cv} \quad [2]$$

Donde:

Hr = Parte radiativa del coeficiente de superficie

Hcv = Parte convectiva del coeficiente de superficie

Según la guía técnica (I DAE), nos dice que la h interior se puede obtener a partir de la resistencia a la convección en una estructura o un muro plano como se menciona en el Instituto de Diversificación y Eficiencia Energética. Cantidad (IDAE) es el valor de $R_{conv} = 0.130$

$$R_{conv} = \frac{1}{h_{conv}} \quad [3]$$

Donde el coeficiente global de transferencia de calor está dado por:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{int}} + \sum \frac{e}{k} + \frac{1}{h_{ext}}} \quad [4]$$

Donde:

Hint = Coeficiente de convección interior

Hext = Coeficiente de convección exterior

e = Espesor del material

k = Conductividad térmica

2.2.5.1. Coeficiente de radiación de superficie (Hr)

El coeficiente radiante de la superficie Hr depende de la temperatura de acabado externa del material y su emisividad.

$$h_r = a_t \times c_r \quad [5]$$

Donde:

a_t = Factor de temperatura

c_r = Coeficiente de radiación

2.2.5.2. Factor de temperatura (At):

El factor de temperatura está representado por:

$$a_t = \frac{T_1^4 - T_2^4}{T_1 - T_2} \quad [6]$$

Donde:

a_t = Factor de temperatura

$(T_1 - T_2)$ = Diferencia de temperatura

2.2.5.3. Coeficiente de radiación (Cr)

El coeficiente de radiación está representado por:

$$c_r = \varepsilon \cdot \sigma \quad [7]$$

Donde:

ε = Emisividad del material

σ = Valor dado $5.67 \times 10^{-8} \text{ w/m}^2\text{°K}$ (coeficiente de Stefan Bolzman)

2.2.5.4. Coeficiente superficial debido a convección (h_{cv})

Este factor depende de la velocidad aerodinámica, la orientación de la superficie, el tipo de material, etc. que muestra 2 fórmulas para cada tipo diferente de flujo.

Si la velocidad del aire es menor que 8, entonces se considera flujo laminar y se tomará la siguiente ecuación:

$$h_{cv} = 3.96 \sqrt{\frac{v}{H}} \quad [8]$$

Si la velocidad del aire es más de 8, esto se considera flujo turbulento y se resolverá la siguiente ecuación:

$$h_{cv} = 5.76 \sqrt{\frac{v}{H}} \quad [9]$$

Donde:

V = Velocidad del viento

H = Altura de la pared

2.2.6. Ganancia interior del calor

Según Carrier, precisó que el beneficio interior es la cantidad de calor latente y percibido que se genera en el interior de las instalaciones con aire acondicionado, emitido por los ocupantes, iluminación, electrodomésticos diversos, motores, tuberías, etc. de modo que determina el beneficio instantáneo de estas distintas fuentes.

2.2.6.1. Ganancia de calor de las personas

La cantidad de calor que generan las personas varía según el entorno en el que se encuentran y las actividades que realizan allí.

El calor percibido se calcula mediante la fórmula:

$$Q_s = q_s \times n \quad [10]$$

Donde:

Q_s = Ganancia de calor sensible

q_s = Ganancia de calor sensible por persona

n = Número de personas

El calor latente es proporcionado por la siguiente fórmula:

$$Q_l = q_l \times n \quad [11]$$

Donde:

Q_l = Ganancia de calor sensible

q_l = Ganancia de calor sensible por persona

n = Número de personas

Ofrecidas estas ecuaciones para calcular la ganancia de calor debido a las personas se tomará la tabla de calor latente y sensible desprendido por persona.

2.2.6.2. Ganancia de calor por alumbrado

Carrier (2009) en Manual de aire acondicionado, afirma que la luz es una fuente razonable de calor. Este calor se emite por radiación, convección y conducción. Porcentaje del calor radiante que absorben las partículas que lo rodean. Las lámparas incandescentes se convierten el 10% de la energía absorbida en luz, mientras que el resto se convierte en calor que se disipa y difunde por radiación, convección y conducción; 80% de la potencia absorbida se disipa por radiación, y solo el 10% queda por convección y conducción. El calor suministrado es igual a la potencia eléctrica de la lámpara.

Los tubos fluorescentes convierten en luz el 25% de la energía absorbida, mientras que otro 25% se disipa por la radiación que llega a las

paredes de la habitación y el resto por conducción y convección. Dado que hay que tener en cuenta el calor reactivo, la capacidad calorífica producida por cada punto de luz será igual a la potencia eléctrica multiplicada por 1,20.

$$Q = 3.4 \times W \times FB \times FCE \quad [12]$$

Donde:

Q = Ganancia neta de calor debido al alumbrado

3.4 = Número de conversión watts a BTU/h

W = Capacidad de alumbrado

FB = Factor de balastro

FCE = Factor de carga de enfriamiento para el alumbrado

2.2.6.3. Ganancia de calor debido a los equipos

Carrier (2009) afirma que la mayoría de los dispositivos son fuentes de calor tanto percibidas como latentes. Los aparatos eléctricos solo consiguen emitir calor latente en función de su uso (cocción, secado, etc.) mientras que los aparatos de gas, por combustión, generan calor latente adicional. En la mayoría de los casos, los ingresos se reducen

significativamente, tanto justificados como potenciales, gracias a campanas y ventilación mecánica bien diseñadas.

2.2.6.4. Carga transferidas por ventilación e infiltración de aire exterior

Se determina a través de:

$$Q_{si} = v \cdot \rho \cdot C_{e,aire} \cdot \Delta T \quad [13]$$

Donde:

Q_{si} = Carga térmica por ventilación e infiltración de aire exterior

V = Caudal de aire ventilación e infiltración

P = Densidad del aire

$C_{e,aire}$ = Calor específico del aire

ΔT = Diferencia de temperatura entre la interior y exterior.

2.2.6.5. Carga latente por ventilación e infiltración del aire exterior

$$Q_{li} = v \cdot \rho \cdot C_{l,agua} \cdot \Delta w \quad [14]$$

Donde:

Q_{li} = Carga térmica por ventilación e infiltración de aire exterior

V = Ventilación e infiltración

P = Densidad del aire

Cl, agua = Calor específico del agua

Δw = Diferencia de la humedad absoluta en el interior y exterior

2.2.6.6. Caudal de ventilación

Está representado por la siguiente fórmula:

$$Q = V \cdot N \quad [15]$$

Donde:

Q = Caudal mínimo existente de ventilación

V = Volumen de la habitación

N = Número de renovaciones

Para calcular el número de renovaciones tomamos en cuenta la tabla de renovaciones de aire por hora.

2.2.7. Coeficiente de eficiencia energética (COP)

COP es la relación entre la capacidad frigorífica y la energía consumida para conseguirla.

El factor de eficiencia energética (COP) está representado por:

$$QA = h2 - h3 \quad [16]$$

$$QB = h1 - h4 \quad [17]$$

$$QC = h2 - h1 \quad [18]$$

$$COP = WB/WC$$

Donde:

WB = Potencia que sale (Kw)

WC = Potencia que se suministra (Kw)

2.2.8. Flujo másico del refrigerante

Durante el ciclo de refrigeración de la unidad de aire acondicionado, se hace circular gas refrigerante para reducir o mantener la temperatura del refrigerante por debajo de la temperatura del refrigerante (para esto, el calor debe ser exterior a cero), temperatura más baja que el espacio que se está enfriando.

Para calcular el caudal másico del refrigerante usaremos:

$$m = \frac{\text{carga termica total}}{(h_1 - h_4)} \left(\frac{kg}{s} \right) \quad [19]$$

Donde:

m = Flujo másico del refrigerante

Q = Carga térmica total

$(h_1 - h_4)$ = Diferencia de temperatura en el evaporador

2.2.9. Refrigerante R410a

Este refrigerante sustituye al R22 más utilizado en este tipo de instalaciones; el R410A tiene algunas características como:

- Tiene bajo efecto invernadero
- No daña la capa de ozono
- No es tóxico ni inflamable
- Estable a temperatura y presión normales
- Ahorro de energía

2.2.10. Potencia del compresor

Carrier explica que la función del compresor es aumentar la presión del fluido; Durante este proceso, su temperatura aumenta y su consumo de energía también aumenta. Está representado por la siguiente fórmula:

$$P_t = m \times (h_2 - h_1) \quad KW \quad [20]$$

P_t = Potencia teórica del compresor

M = Flujo másico del refrigerante

$h_2 - h_1$ = Compresión adiabática isoentrópica en el compresor

2.2.11. Dimensionamiento del diámetro de las tuberías

Al dimensionar los diámetros de las tuberías, las líneas deben instalarse con cuidado para que no interfieran con el acceso de servicio de las bobinas de filtro internas o las unidades de aire.

2.2.12. Flujo volumétrico del refrigerante R410a

El flujo volumétrico es la cantidad de líquido que pasa por una superficie, en este caso conduce todo en un tiempo determinado. Para encontrar el flujo de refrigerante, tenemos la siguiente ecuación:

$$V = mxv_{esp} \quad [21]$$

Donde:

V = Flujo volumétrico

M = Flujo másico del refrigerante

v_{esp} = Volumen específico

2.2.13. Sección de la tubería

Para la sección de la tubería tenemos la siguiente ecuación:

$$A = V/v \quad [22]$$

A= Área de sección

V = Flujo volumétrico

v = Velocidad

2.2.14. Diámetro de la tubería de cobre para la línea de succión de líquido respectivamente

Se considera que la recogida de datos para el refrigerante R 410a tiene una velocidad de aspiración de 5,08 m / sy para líquidos es de 15,2 m / s respectivamente.

$$D = \sqrt{\frac{4(A)}{\pi}} \quad [23]$$

Donde:

D= Diámetro

A= Área

2.2.15. Selección de equipos de climatización

2.2.15.1. Tipos de sistemas de aire acondicionado

2.2.15.1.1. Sistema de aire tipo Split

Estos son dispositivos de emisión directa, se dice que son jerárquicos.

Sus principales ventajas son:

- Instalación sencilla
- Muy silencioso
- Brinda ahorro energético

2.2.15.1.2. Sistema central separado

Se denominan emisores indirectos, todo su caudal pasa por conductos para llegar a la zona requerida por difusor.

Sus ventajas son:

- Hacen menos ruido
- Pueden enfriar una mayor cantidad de espacio

2.2.15.1.3. Sistema Tipo de paquete

Se trata de una unidad única que controla la temperatura en varias habitaciones mediante un solo termostato, lo que tiene un alto costo de instalación.

2.2.15.2. Conductor eléctrico para los equipos de aire acondicionado

Un conductor es un medio en el que circulan electrones, lo que permite la conducción de una corriente eléctrica. Uno de los materiales más

utilizados es el cobre porque es muy económico y tiene una amplia gama de propiedades como la ductilidad y la conductividad eléctrica.

2.2.15.3. Flujo nominal

Se utilizará la siguiente ecuación para calcular el flujo nominal o corriente nominal.

$$In_{COND} = \frac{P_e}{\sqrt{3} \times UV \times \text{COS}\phi \times n} \quad [24]$$

Donde:

In_{COND} = corriente nominal en el condensador

P_e = Potencia del compresor

UV = Voltaje

$\text{COS}\phi$ = Factor de seguridad

n = Eficiencia

$$In_{EVAP} = \frac{P_e}{UV \times \text{COS}\phi \times n} \quad [25]$$

Donde:

In_{EVAP} = corrientes nominal en el evaporador

P_e = Potencia del compresor

UV = Voltaje

COS ϕ = Factor de seguridad

n = Eficiencia

2.2.15.4. Corriente de diseño

Está representada por la siguiente ecuación:

$$ID_{COND} = 1.25 \times In_{COND} \quad [26]$$

ID_{COND} = corrientes de diseño

In_{COND} = corrientes nominal en el condensador

2.2.15.5. Corrección de conductores por agrupación

El Reglamento Eléctrico nacional indica que cuando hay más de 3 conductores en una misma tubería, se debe sumar el factor de corrección agrupando.

Tabla 1.

Corrección de conductores por agrupación Kn

Cantidad de conductores	Factor Kn
4 a 6	0,8

2.2.15.6. Factor de corrección por temperatura K_{TP}

El coeficiente de temperatura se aplica cuando la temperatura es superior a 303,15 K (30 °C).

Tabla 2.

Factor de corrección por temperatura

Temperatura de ambiente	K_{TP} para la temperatura máxima de operación del conductor TW 333,15 K	K_{TP} para la temperatura máxima de operación del conductor TW 348,15 K
31 a 40	0.82	0.88

2.2.15.7. Selección de conductores eléctricos

El controlador se selecciona en base a cálculos previos y de acuerdo con los estándares de normalización CNE del PERÚ y tomando en cuenta la siguiente tabla seleccionamos el controlador.

Tabla 3.

Selección de conductor

Sección AWG	Sección (mm)	Corriente (Amp)
20	0.5	3
18	1	7
16	1.5	10
14	2.5	15
12	4	20
10	6	30
8	10	40
6	16	55
4	25	70

2.2.16. Selección del kit fotovoltaico

El consumo de energía diario de la unidad de aire acondicionado se calcula de acuerdo con la siguiente fórmula:

$$\text{Energía del Equipo} = \text{Potencia unitaria} \times \text{número de horas en uso} \quad [27]$$

Tabla 4.

Cálculo de la radiación de la zona de ubicación

Mes	10°	30°	45°	60°
Enero	220.8	166.12	151.05	161.7
Febrero	188.64	134.21	115.92	118.84
Marzo	197.9	126.35	96.38	88.41
Abril	159.15	86.33	52.2	40.08
Mayo	1366.45	58.94	26.14	27.03
Junio	115.17	42.90	28.06	23.11
Julio	127.77	50.77	21.36	25.05
Agosto	151.65	74.8	39.97	30.92
Setiembre	167.7	99.14	69.95	58.77
Octubre	219.17	147.76	122.13	120.19
Noviembre	231.05	168.51	150.49	159.53
Diciembre	234.46	178.4	164.08	177.85

Fuente: Tomado de Photovoltaic Geographical Information System (2021).

Así se podrá seleccionar la inclinación que recibirán los paneles solares.

2.2.16.1. Número de módulos solares

Para calcular la cantidad de paneles solares, tenemos la siguiente fórmula

$$N_T = \frac{L_{medido}}{P_{MPP} \times HPS_{crit} \times PR} \quad [28]$$

Donde:

N_T = Número de módulos solares requeridos

P_{MPP} = La potencia pico del módulo en condiciones estándar

HPS_{crit} = Horas de sol pico del mes crítico

PR = El factor global de funcionamiento varía 0.65 y 0.90

2.2.16.2. Batería de almacenamiento

Se deben tener en cuenta los siguientes datos:

- Profundidad máxima de descarga estacional (PDmax, e)
- Profundidad máxima de descarga diaria (PDmax, d)
- Número de días automáticos (N)

Se calcula la capacidad de la batería. Se basa en el máximo flujo diario (C_{nd}), tanto estacional como diario.

$$C_{nd}(Wh) = \frac{L_{medido}}{PD_{max} \times Fct} \quad [29]$$

$$C_{nd}(Ah) = \frac{C_{nd}}{V_{batería}} \quad [30]$$

Donde:

PDmax = Profundidad de descarga máxima estacional

V. Batería = Voltaje de la batería

2.2.16.3. Regulador de carga

Ahora procedemos a calcular la corriente de entrada del regulador de carga usando la siguiente ecuación:

$$I_{entrada} = 1.25 \times I_{MOD} \times N_P \quad [31]$$

Donde:

$I_{entrada}$ = Corriente entrada al regulador

I_{MOD} = Corriente unitaria del módulo fotovoltaico

N_P = El número de ramas en paralelo

Procedemos a calcular la corriente de salida al regulador de carga tomando la siguiente ecuación

$$I_{salida} = \frac{1.25 \times (P_{DC} + \frac{P_{AC}}{n_{inv}})}{V_{bateria}} \quad [32]$$

Donde:

P_{DC} = Potencia de las cargas en continua

P_{AC} = Potencia de las cargas en alterna

n_{inv} = Rendimiento del inversor el cual varía entre 90 a 95%

V. batería = Voltaje de la batería

Procede a hacer el cálculo del inversor fotovoltaico

$$P_{inv} = 1.2xP_{AC} \quad [33]$$

2.3. DEFINICIONES DE TÉRMINOS

2.3.1. Climatización

El aire acondicionado es un proceso de tratamiento del aire que se lleva a cabo durante todo el año, controlando medidas como la temperatura, la humedad, la pureza y la velocidad del aire en los espacios interiores, para crear las condiciones adecuadas para el confort de los ocupantes y realizar el intercambio de flujo de aire para los espacios que no se puede ventilar naturalmente o requieren condiciones específicas para que se controle la temperatura.

2.3.2. Aire

El aire es un gas incoloro, insípido e inodoro que es una mezcla de muchos gases diferentes. Se divide en aire seco y aire húmedo. Seco es la falta de humedad, mojado, ocurre en la humedad. El aire tiene la propiedad de ser un conductor eléctrico que puede transportar frío, calor, humo, vapores, suciedad, polvo, olores e incluso sonido.

2.3.3. Temperatura

La temperatura es una escala que se utiliza para medir la intensidad del calor en diferentes ambientes, también se puede definir como el grado de calor percibido que exhibe un objeto en relación con otro objeto. Entre las escalas de temperatura, las dos escalas de temperatura más utilizadas en el mundo son Kelvin y Celsius. En el primer caso, el valor de 273 K está marcado por el punto de congelación del agua, y el valor de 373 K corresponde al valor del punto de ebullición (dependiendo de la presión atmosférica este punto puede variar). En el segundo, el punto de congelación corresponde a 305 K y el punto de ebullición es 85 K.

2.3.4. Convección

La convección se puede definir como un proceso de climatización, porque su función es preparar y calentar el aire. Este proceso ocurre de forma natural en nuestro planeta, pero también se puede encontrar de forma artificial gracias a los equipos de aire acondicionado.

Es una de las tres formas principales en que el calor se puede transferir de forma natural, el sol es responsable de calentar el agua, después de absorber este calor, el estado cambia rápidamente, pasando de líquido a gas en forma de vapor. A partir de este método se lleva a cabo

el proceso de climatización natural, para realizar el proceso de climatización en un espacio se debe realizar convección forzada. En el caso de países con climas fríos se debe realizar este proceso, absorbiendo el aire, filtrándolo y luego poniéndolo en el ambiente a una temperatura más alta y en el caso de los países de clima cálido hace lo contrario, es decir absorbiendo el aire caliente, filtrándolo y enviándolo al espacio, pero, a una temperatura más baja.

2.3.5. Evaporación

La evaporación es el proceso, por el cual, una sustancia en estado líquido cambia a estado gaseoso. Los equipos de aire acondicionado evaporan el agua a alta temperatura, convirtiéndola en estado gaseoso por evaporación, con el objetivo de llevarlo al espacio a menor temperatura.

2.3.6. Radiación

La radiación es un proceso de transferencia de calor desde una fuente generadora de calor, que puede ser el sol, el fuego, para emitir rayos de calor a otros objetos. Se basa en el hecho de que el calor se transfiere de una superficie caliente a una fría.

2.3.7. Energía fotovoltaica

La energía fotovoltaica es la conversión de la radiación producida por el sol en electricidad. Esta transformación es posible gracias a los paneles solares. En estos, la radiación solar excita los electrodos del dispositivo semiconductor, creando una pequeña diferencia de potencia. La distribución de masa de estas placas permite obtener mayores diferencias de potencial.

CAPÍTULO III

MARCO METODOLÓGICO

3.1. TIPO Y DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN

El tipo de investigación es cuantitativa aplicada. Debido al cálculo que se realizará para resolver el problema y brindar una satisfacción a las personas, siendo aplicado para que pueda servir y brindar conocimiento del proceso de diseño de un sistema de climatización y para la adquisición de un sistema de energía fotovoltaica. Analizando de esta forma, los cálculos y escogiendo los equipos más adecuados.

3.2. POBLACIÓN Y MUESTRA

3.2.1. Población: Viviendas unifamiliares.

3.2.2. Muestra: Habitaciones de una vivienda unifamiliar.

3.3. OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES

3.3.1. Identificación de las variables

- Número de personas: Cantidad de personas presentes en la vivienda.
- Área del lugar de la investigación: Lugar donde se realizará la instalación de los equipos.

- Temperatura deseada: Temperatura requerida para la satisfacción de las personas.
- Tipo de refrigerante: Sustancia que actúa como un medio de enfriamiento y que cumpla con ciertas propiedades.
- Potencia de compresor: Equipo o máquina cuya función es aumentar la presión del fluido.
- Características técnicas del equipo de climatización: Conjunto de equipos que brindan control sobre los distintos niveles de temperatura.
- Consumo eléctrico: Consumo requerido por un equipo para poder entrar en funcionamiento.
- Características técnicas del equipo del sistema de los paneles fotovoltaicos: Conjunto de equipos diseñados para poder producir energía eléctrica a través de la energía fotovoltaica.

3.3.2. Definición operacional de las variables

- Número de personas: personas que viven en la vivienda unifamiliar y los invitados a esta.
- Área del lugar de la investigación: habitaciones de una vivienda unifamiliar.
- Temperatura deseada: mantener una temperatura indicada para el confort y salud de las personas de la vivienda.

- Tipo de refrigerante: un refrigerante que provoque la menor contaminación posible y tenga una buena calidad en sus propiedades.
- Potencia de compresor: asegurar el ciclo frigorífico para poder disminuir la temperatura.
- Características técnicas del evaporador y compresor: equipo seleccionado para la vivienda.
- Características técnicas de los paneles fotovoltaicos y batería: equipo seleccionado para la vivienda.
- Consumo eléctrico: energía eléctrica requerida para que el equipo pueda operar.

3.4. TÉCNICAS E INSTRUMENTOS PARA RECOLECCIÓN DE DATOS

- Verificación de planos de la vivienda.
- Normas y especificaciones técnicas para el diseño y cálculo del proyecto.
- Recopilación de datos climatológicos de la ciudad de Tacna.

3.5. PROCESAMIENTO Y ANÁLISIS DE DATOS

Para la siguiente investigación se tomaron diferentes métodos de análisis de datos tomados de libros y manuales que hayan sido utilizados en esta investigación.

CAPÍTULO IV

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1. RESULTADOS

4.1.2. Descripción general

4.1.2.1. Condiciones del diseño de climatización

Las habitaciones de la vivienda están diseñadas para ser un área de descanso y actividades familiares. Para el siguiente proyecto se considerará la temperatura de diseño interior 297 K (24 °C) con humedad relativa de 70% estos datos son tomados de la tabla. Su diseño de construcción es de material noble, esto nos indica que las paredes de ladrillo cuentan con un espesor de 0.15 m, siendo el techo de concreto armado, contando con un espesor de 0.30 m.

4.1.2.2. Ubicación y localización geográfica

- Ubicación: Tacna-Tacna-Perú
- Latitud: 18.00°
- Longitud: 70.15°
- Altura: 567 msnm

Figura 4.
Ubicación geográfica de la vivienda



Nota: Tomado de Google Earth Pro.

4.1.2.3. Parámetros climáticos en el exterior del edificio

Estos parámetros han sido tomados de la información proporcionada por tabla tomando medidas con el psicrómetro y un anemómetro en el área exterior de la vivienda, siendo estos tomados por un periodo de 20 días, los cuales fueron registrados.

- Humedad relativa: 78.9%
- Temperatura bulbo seco: 300 K (27 °C)
- Velocidad máxima exterior del aire: 2.2 m/s

4.1.2.4. Tipo de luminarias

Luminarias tipo fluorescente 4 x 36 watts (distribuidos proporcionalmente en los distintos ambientes).

4.1.2.5. Cantidad de ocupantes

La cantidad será 15 personas tomando este valor promedio para cuando se realice alguna reunión.

4.1.3. Cálculo de cargas térmicas en la sala comedor

4.1.3.1. Cálculo del área del ambiente de la sala comedor

Para el cálculo de áreas se tomaron las medidas de las paredes, piso y techo del ambiente, lo que se ve reflejado en la tabla que a continuación se presenta.

Tabla 5.

Área y volumen de la habitación sala comedor

Ubicación	Medidas	Área	espesor
Pared S	8.20m x 2.50m	20.50 m ²	0.15 m
Pared N	8.20mx 2.50m	20.50 m ²	0.15 m
Pared E	4.30m x 2.50m	10.75 m ²	0.15 m
Pared W	4.30m x 2.50m	10.75 m ²	0.15 m
Techo	8.20m x 4.30m	35.26 m ²	0.30 m
Piso	8.20m x 4.30m	35.26 m ²	0.20 m

Fuente: Elaboración propia

Obteniendo así un volumen del área a trabajar de 88.15m³.

4.1.3.1.2. Cálculo de diferencia de temperatura

Para la evaluación del cálculo de diferencia de temperatura se está tomando como temperatura de diseño y como temperatura exterior 302 K (29 °C) datos proporcionados por el SENAMHI (Servicio Nacional de Meteorología e Hidrología del Perú), ente que registra la temperatura en la ciudad de Tacna.

Teniendo la diferencia con la temperatura exterior con la interior ya tomada anteriormente

Tabla 6.

Diferencia de temperatura

TEMPERATURA EXTERIOR	TEMPERATURA INTERIOR
302.15 K (29 °C)	297.15 K (24 °C)

Estableciendo una diferencia de 5 K.

4.1.3.1.3. Cálculo de cargas térmicas por paredes, techos y pisos en la sala comedor

a) Calculando el coeficiente de superficie (Hr) para techo

Se debe tomar en cuenta los siguientes datos para así poder dar inicio a los cálculos.

$$T1 = (24+273.15) = 297.15 \text{ K (temperatura interior de diseño)}$$

$$T_2 = (29+273.15) = 302.15 \text{ K (temperatura exterior)}$$

$$\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ (coeficiente de Stefan Boltzman)}$$

$$\varepsilon = 0.93 \text{ emisividad del material.}$$

$$v = \text{Velocidad del viento} = 2.2 \text{ m/s seg\u00fan datos obtenidos}$$

$$H = \text{Altura de techo} = 2.50 \text{ m}$$

Teniendo ya esos datos podemos calcular el coeficiente de superficie (h_r), utilizando la ecuaci\u00f3n [5] que nos dice:

$$h_r = a_r \times c_r$$

Sabemos que el coeficiente de radiaci\u00f3n (C_r) se puede calcular conociendo la emisividad del material y el coeficiente de Stefan Boltzman.

$$c_r = 0.93 \times 5.67 \times 10^{-8}$$

$$c_r = 5.2731 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2} \text{ } ^\circ K$$

Ahora se calcula el factor de temperatura se obtiene por la diferencia de temperatura interior de dise\u00f1o y la temperatura exterior el cual es:

$$a_t = \frac{297.15^4 - 302.15^4}{297.15 - 302.15}$$

$$a_t = \frac{297.15^4 - 302.15^4}{297.15 - 302.15}$$

$$a_t = 107629932.07 \text{ } ^\circ K$$

Conociendo el coeficiente de radiación y el factor de temperatura podemos encontrar el coeficiente de superficie

$$h_r = 107629932.07 \times 5.2731 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2} \text{ } ^\circ K$$

$$h_r = 5.6754 \frac{W}{m^2} \text{ } ^\circ K$$

Una vez hallado el coeficiente debido a radiación, empezamos a calcular el coeficiente debido a convección aquí tenemos una condición que nos dice si la velocidad del viento es menor que 8 es flujo laminar y si es mayor que 8 es turbulento y se calcula con:

V = Velocidad del viento

H = Altura del ambiente

VXH

$$2.2 \times 2.50 = 5.5 \text{ m}^2/s$$

Se realizó el cálculo y se obtiene que es laminar, entonces tomamos la ecuación para coeficiente por convección.

$$h_{cv} = 3.96 \sqrt{\frac{v}{H}}$$

$$h_{cv} = 3.96 \sqrt{\frac{2.2}{2.5}}$$

$$h_{cv} = 3.715 \text{ w/m}$$

Una vez obtenido los coeficientes por radiación y por convección se formula la suma y se obtiene el h exterior y se representa de la siguiente manera utilizando la siguiente ecuación [2]

$$h_{ext} = h_r + h_{cv}$$

$$h_{ext} = 5.67 + 3.715$$

$$h_{ext} = 9.385$$

En consecuencia, se procede a encontrar el h interior tomando en cuenta los datos del Instituto para la Diversificación y Ahorro de Energía (IDAE) que nos sugiere la siguiente ecuación [3] teniendo como dato $R_{conv} = 0.130$ al ser esta una pared plana.

$$R_{conv} = \frac{1}{h_{conv}}$$

$$h_{conv} = \frac{1}{R_{conv}}$$

$$h_{conv} = \frac{1}{0.130}$$

$$h_{conv} = 7.69$$

b) Coeficiente global de transferencia de calor (U) en techo

Una vez conocido el coeficiente global (h_{ext}), el espesor del material, la conductividad térmica del material y el h_{int} de la habitación se podrá hallar el coeficiente global de transferencia de calor mediante la ecuación [4]:

$K = 0.8$ (conductividad térmica del material)

$e = 0.30$ m (espesor del material)

$$h_{ext} = 9.385 \frac{W}{m^2} \cdot ^\circ K$$

$$h_{int} = 7.7 \frac{W}{m^2} \cdot ^\circ K$$

Sabiendo que:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{int}} + \sum \frac{e}{k} + \frac{1}{h_{ext}}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{7.7} + \sum \frac{0.3}{0.8} + \frac{1}{9.385}}$$

$$U = \frac{1}{0.129 + 0.375 + 0.106}$$

$$U = 1.639 \frac{W}{m^2} \cdot ^\circ C$$

c) Cálculo del coeficiente de superficie (Hr) para pared

Para empezar a desarrollar el cálculo para pared, primero debemos de tener en cuenta:

$$T1 = (24+273.15) = 297.15 \text{ K (temperatura interior de diseño)}$$

$$T2 = (29+273.15) = 302.15 \text{ K (temperatura exterior)}$$

$$\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ (coeficiente de Stefan Bolzman)}$$

$$\varepsilon = 0.93 \text{ emisividad del material}$$

$$v = \text{velocidad del viento} = 2.2 \text{ m/s según datos obtenidos}$$

$$H = \text{altura de techo} = 2.50 \text{ m}$$

Contando con estos datos se puede calcular el coeficiente de superficie (hr); utilizando la ecuación [5] que dice:

$$h_r = a_r \times c_r$$

Es así, que el coeficiente de radiación (Cr) se calculará conociendo la emisividad del material y el coeficiente de Stefan Bolzman.

$$c_r = 0.93 \times 5.67 \times 10^{-8}$$

$$c_r = 5.2731 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2} \text{ } ^\circ K$$

Ahora se calculará el factor de temperatura, que se obtiene por la diferencia de temperatura interior de diseño y la temperatura exterior, que está representado por la ecuación [6].

$$a_t = \frac{297.15^4 - 302.15^4}{297.15 - 302.15}$$

$$a_t = \frac{297.15^4 - 302.15^4}{297.15 - 302.15}$$

$$a_t = 107629932.07 \text{ k}^3$$

Conociendo el coeficiente de radiación y el factor de temperatura podemos encontrar el coeficiente de superficie.

$$h_r = 107629932.07 \times 5.2731 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2} \text{ } ^\circ K$$

$$h_r = 5.6754 \frac{W}{m^2} \text{ } ^\circ K$$

Una vez hallado el coeficiente debido a radiación, empezamos a calcular el coeficiente debido a convección aquí tenemos una condición que establece, si la velocidad del viento es menor que 8 es flujo laminar y si es mayor que 8 es turbulento y se calcula con:

V = Velocidad del viento

H = Altura del ambiente

VXH

$$2.2 \times 2.50 = 5.5 \text{ m}^2/s$$

Efectuando el cálculo, el resultado dispone que es laminar entonces se opta por la ecuación para coeficiente por convección, que es la ecuación [9] para resolverlo.

$$h_{cv} = 3.96 \sqrt{\frac{\nu}{H}}$$

$$h_{cv} = 3.96 \sqrt{\frac{2.2}{2.5}}$$

$$h_{cv} = 3.715 \text{ w/m}$$

Una vez obtenido los coeficientes por radiación y por convección se perfila la suma y se obtiene el h exterior y se representa de la siguiente manera utilizando la siguiente ecuación [3]:

$$h_{ext} = h_r + h_{cv}$$

$$h_{ext} = 5.67 + 3.715$$

$$h_{ext} = 9.385$$

Ahora se procede a encontrar el h interior tomando en cuenta los datos del Instituto para la Diversificación y Ahorro de Energía (IDAE) que sugiere la siguiente ecuación [3] teniendo como dato $R_{conv} = 0.130$ al ser esta una pared plana.

$$R_{conv} = \frac{1}{h_{conv}}$$

$$h_{conv} = \frac{1}{R_{conv}}$$

$$h_{conv} = \frac{1}{0.130}$$

$$h_{conv} = 7.69$$

d) Coeficiente global de transferencia de calor en pared

Una vez conocido el coeficiente global (h_{ext}), el espesor del material, la conductividad térmica del material y el hint de la habitación se podrá hallar el coeficiente global de transferencia de calor mediante la ecuación [4].

$K = 0.8$ (conductividad térmica del material)

$e = 0.15$ m (espesor del material)

$$h_{ext} = 9.385 \frac{W}{m^2} \cdot ^\circ K$$

$$h_{int} = 7.7 \frac{W}{m^2} \cdot ^\circ K$$

Sabiendo que:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{int}} + \sum \frac{e}{k} + \frac{1}{h_{ext}}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{7.7} + \sum \frac{0.15}{0.8} + \frac{1}{9.385}}$$

$$U = \frac{1}{0.129 + 0.187 + 0.106}$$

$$U = 2.369 \frac{w}{m^2} \text{ } ^\circ C$$

e) Coeficiente global de transferencia de calor (U) en piso

Conocida la conductividad del material y el espesor del piso se podrá hallar el coeficiente global de transferencia de calor mediante la ecuación [4].

K= 0.8 (conductividad térmica del material)

e = 0.20 m (espesor del material)

$$h_{int} = 7.7 \frac{w}{m^2} \cdot ^\circ k$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{int}} + \sum \frac{e}{k} + \frac{1}{h_{ext}}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{7.7} + \sum \frac{0.20}{0.8}}$$

$$U = 2.63 \frac{w}{m^2} \text{ } ^\circ K$$

f) Ganancia de calor en techo

Calculado los coeficientes globales de transferencia de calor para el techo se realizará el cálculo para hallar la carga ganada, y sabemos que:

$$U \text{ en techo } 1.639 \frac{W}{m^2} \text{ } ^\circ K$$

$$A = 35.26 \text{ m}^2$$

$$\text{Variación de la temperatura} = 5 \text{ K}$$

Utilizando la ecuación 1.1

$$Q = U \times A \times DT$$

$$Q = 1.639 \times 35.26 \times 5$$

$$Q = 288.95 \text{ W}$$

g) Ganancia de calor a través de las paredes

Para la pared con orientación sur:

Conociendo el coeficiente global U, el área de la habitación y la diferencia de temperatura se podrá hallar la ganancia de calor Q:

$$U \text{ en pared } 2.369 \frac{W}{m^2} \text{ } ^\circ K$$

$$A = 20.5 \text{ m}^2$$

Variación de la temperatura = 5 K

$$Q = UxAxDT$$

$$Q = 2.369x20.5x5$$

$$Q = 242.822 \text{ W}$$

Para la pared con orientación norte:

Conociendo el coeficiente global U, el área de la habitación y la diferencia de temperatura se obtendrá la ganancia de calor Q:

$$U \text{ en pared } 2.369 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$A = 20.5 \text{ m}^2$$

Variación de la temperatura = 5 K

$$Q = UxAxDT$$

$$Q = 2.369x20.5x5$$

$$Q = 242.822 \text{ W}$$

Para la pared con orientación oeste:

Conociendo el coeficiente global U, el área de la habitación y la diferencia de temperatura se podrá hallar la ganancia de calor Q:

$$U \text{ en pared } 2.369 \frac{W}{m^2} \text{ } ^\circ K$$

$$A=10.75 \text{ m}^2$$

$$\text{Variación de la temperatura} = 5 \text{ K}$$

$$Q = U \times A \times DT$$

$$Q = 2.369 \times 10.75 \times 5$$

$$Q = 127.333 \text{ W}$$

Para la pared con orientación este:

Conociendo el coeficiente global U, el área de la habitación y la diferencia de temperatura se obtendrá la ganancia de calor Q:

$$U \text{ en techo } 2.369 \frac{W}{m^2} \text{ } ^\circ K$$

$$A=10.75 \text{ m}^2$$

$$\text{Variación de la temperatura} = 5 \text{ K}$$

$$Q = U \times A \times DT$$

$$Q = 2.369 \times 10.75 \times 5$$

$$Q = 127.333 \text{ W}$$

h) Ganancia de calor a través de pisos

Una vez calculado los coeficientes globales de transferencia de calor para el piso se realizará el cálculo para hallar la carga ganada, al saber que:

$$U \text{ en techo } 2.63 \frac{W}{m^2} \text{ } ^\circ K$$

$$A = 35.26 \text{ m}^2$$

Variación de la temperatura = 5 K

$$Q = U \times A \times DT$$

$$Q = 2.63 \times 35.26 \times 5$$

$$Q = 463.669 \text{ W}$$

Tabla 7.

Cálculo de ganancias por transmisión

Ubicación	DT	Área	U	Q
Pared S	5	20.50 m ²	2.369	242.822 W
Pared N	5	20.50 m ²	2.369	242.822 W
Pared E	5	10.75 m ²	2.369	127.333 W
Pared W	5	10.75 m ²	2.369	127.333 W
Techo	5	35.26 m ²	1.639	288.950 W
Piso	5	35.26 m ²	2.630	463.669 W

Con los datos mencionados nos da un Q total de 1492.959 w

i) Cálculos ganancia de calor por ocupantes

Según la ganancia de calor debido a los ocupantes.

Procedemos a calcular:

Calor sensible dado por la ecuación [10]

$$Q_s = 71 \times 15$$

$$Q_s = 1065 \text{ w}$$

Calor latente dado por la ecuación [11]

$$Q_l = 60 \times 15$$

$$Q_l = 900 \text{ w}$$

Ahora se calcula el calor por ocupantes que resulta entre la suma de calor sensible y calor latente.

$$Q_{ocupante} = Q_s + Q_l$$

$$Q_{ocupante} = 1965 \text{ w}$$

4.1.3.1.4. Ganancia de calor por alumbrado

Considerando la ecuación [12]

$$Q = 3.4 \times W \times FB \times FCE$$

$$Q = 3.4 \times 144 \times 1.25 \times 1$$

$$Q = 612 \text{ Watts}$$

4.1.3.1.5. Ganancia de calor debido a los equipos

En la siguiente tabla se indica la potencia consumida de cada artefacto.

Tabla 8.

Consumo de aparatos eléctricos

Nombre del equipo	cantidad	Potencia (watts)
Microondas	1	1200
Televisor	1	200
Equipo de sonido	1	120
Bluray	1	200

Donde se obtiene un total de consumo de 1720 watts.

4.1.3.1.6. Carga transmitida por infiltraciones de aire exterior

Para calcular la carga transmitida por infiltración en exteriores primero se debe calcular el caudal utilizando valores de la tabla de renovaciones de aire por hora.

$$Q = 2.5 \times 8.2 \times 4.3 \times 4$$

$$Q = 352.6 \text{ m}^3/h$$

$$Q = 0.098 \text{ m}^3/s$$

Teniendo el caudal podemos hallar el calor sensible por infiltración y ventilación del aire exterior utilizando la ecuación [13].

$$Q_{si} = 0.098 \times 1.18 \times 1012 (29 - 24)$$

$$Q_{si} = 585.138 \text{ w}$$

4.1.3.1.7. Carga latente por infiltraciones de aire exterior

Del mismo modo, que el caudal obtenido se hallará el calor latente por infiltración y ventilación de aire exterior utilizando la ecuación [4].

$$Q_{li} = 0.098 \times 1.18 \times 2257 (0.017 - 0.0088)$$

$$Q_{li} = 2.140 \text{ w}$$

Tabla 9.
Balance térmico

Concepto	Qs en watts	QI en watts
Transmisión de pisos, muros y techos	1 492.92	
Ocupantes	1 065	900
Iluminación	612	
Equipos y aparatos	1 720	
Infiltración por aire exterior	585.13	2.14

Dando una Q TOTAL = 6 377.198 watts

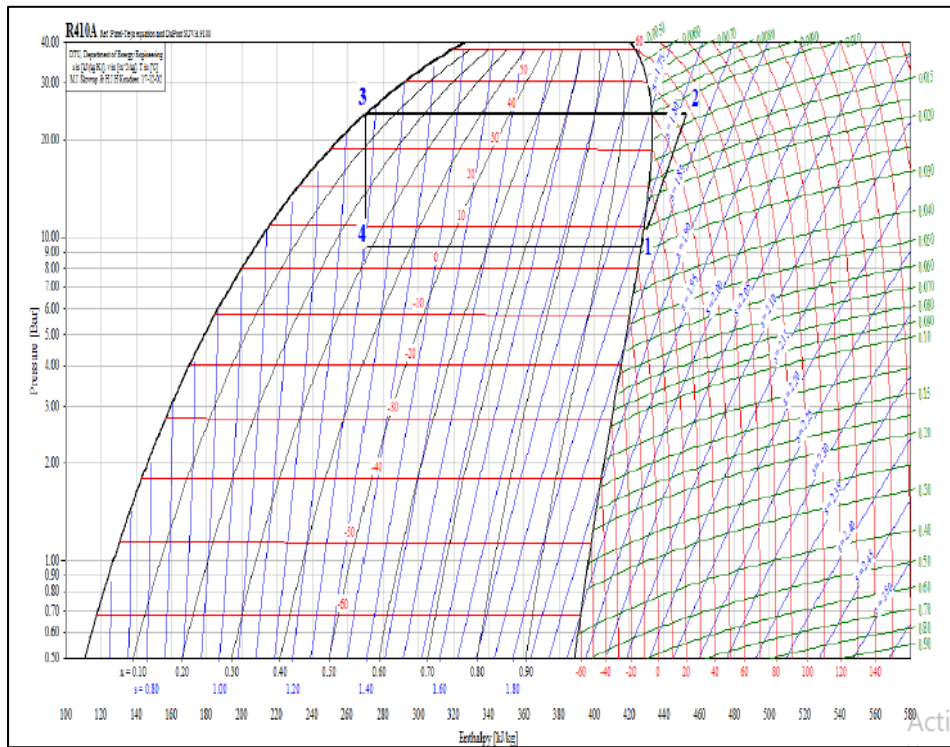
4.1.4. Refrigerante

Cuadro del refrigerante R410A para hallar la entalpia

Tabla 10.
Cálculo de entalpias

Entalpia en el punto 1	428.31 ki/kg
Entalpia en el punto 2	453.24 ki/kg
Entalpia en el punto 3	280.73 ki/kg
Entalpia en el punto 4	280.73 ki/kg

Figura 5.
Entalpia del refrigerante



Nota: Stoecker, W. (1978), Funcionamiento del ciclo de refrigeración.

4.1.4.1. Refrigerante para la habitación sala comedor

El R410A tiene mayor capacidad y mejores propiedades para el almacenamiento de equipos que requieren temperaturas muy bajas. No produce CO₂ y no contiene cloro, lo que es muy respetuoso con el medio ambiente y la capa de ozono.

4.1.4.2. Flujo másico del refrigerante para la habitación sala comedor

Para realizar el cálculo de las entalpías (h) se está tomando las temperaturas: evaporación (9 K) condensación (45 K)

Para determinar el flujo másico empleamos la siguiente ecuación [19]. La carga térmica total del ambiente fue 21 741.99 btu/hr. Seleccionamos un equipo de 24 000 btu/hr para el cálculo del flujo másico. Se ha tomado el equipo de:

$$24\ 000\ \text{btu/hr} = 7.03\ \text{kJ/s} = 7.03\ \text{kw}$$

Efecto frigorífico:

$$h_1 - h_4 = 147.58\ \text{kJ/kg}$$

Flujo másico:

$$m = \frac{7.03}{(428.31 - 280.74)}$$

$$m = 0.0476\ \text{kg/s}$$

4.1.5. Potencia del compresor

4.1.5.1. Potencia del compresor para la habitación sala comedor

Para encontrar la potencia teórica del compresor considerando que 24000 btu/hr se utilizó la ecuación [20].

$$P_t = 0.0476 \times (453.24 - 428.31)$$

$$P_t = 1.186 \text{ KW}$$

Para encontrar el coeficiente de eficiencia energética COP, se utilizará las siguientes ecuaciones:

$$QA = 453.24 - 280.73 = 172.51 \text{ Kj/kg}$$

$$QB = 428.31 - 280.73 = 147.58 \text{ Kj/kg}$$

$$QC = 453.24 - 428.31 = 24.93 \text{ Kj/kg}$$

$$\text{COP} = 147.58/24.93 = 5.91 \text{ Kj/kg}$$

Dimensionamiento de la línea de vapor y de líquido. Del diagrama de Mollier, se conoce que:

$$h1 = 428.31 \text{ Kj/kg}$$

$$h2 = 453.24 \text{ Kj/kg}$$

$$\text{Presión del evaporador} = 927.3 \text{ kpa}$$

$$\text{Presión del condensador} = 2407 \text{ kpa}$$

Se procede a calcular el caudal (v) del refrigerante, que está dada por:

$$v_{r,1} = 0.0476 \times 0.02872 = 1.36 \times 10^{-3}$$

$$v_{r,1} = 0.0476 \times 0.00913 = 4.34 \times 10^{-4}$$

Cálculo de diámetro de la tubería de cobre para línea de succión y líquido respectivamente.

Para realizar este cálculo tomaremos como velocidad del refrigerante para succión 5.08 m/s y para líquido 15.24 m/s respectivamente utilizando la ecuación [23].

$$D_{suc} = \sqrt{\frac{4(1.36 \times 10^{-3})}{\pi \times 5.08}} = 0.018$$

$$D_{liq} = \sqrt{\frac{4(4.34 \times 10^{-3})}{\pi \times 15.24}} = 0.006$$

4.1.6. Selección de equipos

Para la selección de equipos tenemos en cuenta las siguientes características del equipo seleccionado:

Marca: York

Línea: Inverter

Tipo: Mini Split

Capacidad: 24000 Btu/h

Refrigerante: R-410A

Voltaje: 220 V

Purificador de Aire: Filtro aire 80%

4.1.6.1. Plan de mantenimiento para los equipos de aire acondicionado

Para preservar la infraestructura y los equipos, equipos de aire acondicionado tipo Split, se requiere lo siguiente: Planificación, organización, dirección y control.

Utilizar técnicas y métodos de conservación para reducir la tasa de fallas imprevistas, con el fin de mantener un alto nivel de disponibilidad de capacidad instalada, asegurando condiciones óptimas de bienestar para los usuarios.

Por estas razones y según lo recomendado por los manuales de HVAC en todo el mundo, se debe implementar un plan de mantenimiento de la unidad de aire acondicionado tipo Split de acuerdo con el uso y la aplicación. En el caso de equipos de oficina (equipos de división decorativos), se recomienda realizar un mantenimiento mensual o trimestral debido al tiempo de funcionamiento del equipo y este debe ser realizado por personal calificado, incluye:

- Limpiar el filtro de aire
- Limpiar el armario
- Controlar el sistema de drenaje

- Controlar la presión del sistema de refrigeración
- Controlar los parámetros del sistema de control y la fuerza del sistema dispositivo.
- Lubrica sus partes móviles
- Ensayo de resistencia del motor del compresor y del motor eléctrico
- Ensayos y normativas generales

4.1.6.2. Cálculo del conductor

Para calcular el conductor eléctrico necesitamos los datos de la unidad de aire acondicionado, se usará la unidad de 2 000 btu / h retorno 2 TR, una vez seleccionado podemos obtener los datos como motor compresor, motor del ventilador y motor del ventilador del evaporador y del condensador.

Características técnicas:

Motor del compresor 2.1TR

Motor ventilador del condensador 0.25 hp

Voltaje de suministro = 220 V

No de fases = 1 Ph

Frecuencia = 60 Hz

1HP =746 W (potencia eléctrica) = 1TR = 3000 Frig = 12000BTU (potencia térmica)

Motor compresor 3357 watts

Motor ventilador del condensador 186 watts

Para hallar la corriente nominal se utilizará la siguiente ecuación para el condensador y el evaporador utilizando la ecuación [24] y [25].

$$I_{n_{COND}} = \frac{P_e}{\sqrt{3} \times UV \times \text{COS}\phi \times n}$$

$$I_{n_{COND}} = \frac{3357}{\sqrt{3} \times 220 \times 0.85 \times 0.80} = 12.97 \text{ amp}$$

$$I_{n_{EVAP}} = \frac{P_e}{UV \times \text{COS}\phi \times n}$$

$$I_{n_{EVAP}} = \frac{186}{220 \times 0.85 \times 0.80} = 1.24 \text{ amp}$$

Para hallar la corriente de diseño sabemos por la ecuación [26]:

$$ID_{COND} = 1.25 \times 12.97 = 16.2125 \text{ amp}$$

$$ID_{EVAP} = 1.25 \times 1.24 = 1.55 \text{ amp}$$

Ahora se procede a hacer la corrección de conductor por agrupación:

$$I_{corregida_{COND}} = \frac{16.21}{0.88 * 0.8} = 22.95 \text{ amp}$$

$$I_{\text{corregida}_{EVAP}} = \frac{1.55}{0.88 * 0.8} = 2.20 \text{ amp}$$

Una vez que se ha calculado la corriente de diseño correcta, el conductor se seleccionará de acuerdo con la tabla de cableado de CNE, tomando el siguiente más alto, para 22.95 amperios se seleccionará un metro para 30 amperios por cable de 6 mm² y para 3 amperios, un cable de 20 awg por selección de conductor

4.1.7. Cálculos del ambiente de sala de reposo

4.1.7.1. Cálculo del área del ambiente de sala de reposo

Para el cálculo de áreas se tomó las medidas de las paredes, piso y techo del ambiente, el cual se ve reflejado en la tabla que a continuación se presenta.

Tabla 11.

Medidas del ambiente de sala de reposo

Ubicación	Medidas	Área	Espesor
Pared S	4.3 m x 2.5 m	10.75 m ²	0.15 m
Pared N	4.5 m x 2.5 m	10.75 m ²	0.15 m
Pared E	4.5 m x 2.5 m	11.25 m ²	0.15 m
Pared W	4.5 m x 2.5 m	11.25 m ²	0.15 m
Techo	4.5 m x 4.3 m	19.35 m ²	0.30 m
Piso	4.5 m x 4.3 m	19.35 m ²	0.20 m

Dando un volumen del área de 48.375 m³

4.1.7.2. Ganancia de calor en techo

Una vez calculado los coeficientes globales de transferencia de calor para el techo se realizará el cálculo para hallar la carga ganada, sabemos que:

$$U \text{ en techo } 1.639 \frac{W}{m^2} K$$

$$A = 19.35 \text{ m}^2$$

$$\text{Variación de la temperatura} = 5 \text{ K}$$

Utilizando la ecuación [1]

$$Q = U \times A \times DT$$

$$Q = 1.639 \times 19.35 \times 5$$

$$Q = 158.57 \text{ W}$$

4.1.7.3. Ganancia de calor a través de las paredes

Pared con orientación sur:

Conociendo el coeficiente global U, el área de la habitación y la diferencia de temperatura se puede hallar la ganancia de calor Q:

$$U \text{ en pared } 2.369 \frac{W}{m^2} K$$

$$A = 10.75 \text{ m}^2$$

Variación de la temperatura = 5 K

$$Q = UxAxDT$$

$$Q = 2.369x10.75x5$$

$$Q = 127.33 W$$

Pared con orientación norte:

Conociendo el coeficiente global U, el área de la habitación y la diferencia de temperatura se podrá hallar la ganancia de calor Q.

$$U \text{ en pared } 2.369 \frac{W}{m^2} K$$

$$A = 10.75 m^2$$

Variación de la temperatura = 5 K

$$Q = UxAxDT$$

$$Q = 2.369x10.75x5$$

$$Q = 127.33 W$$

Pared con orientación oeste:

Conociendo el coeficiente global U, el área de la habitación y la diferencia de temperatura se puede hallar la ganancia de calor Q:

$$U \text{ en pared } 2.369 \frac{W}{m^2} K$$

$$A = 11.25 \text{ m}^2$$

Variación de la temperatura = 5 K

$$Q = UxAxDT$$

$$Q = 2.369x11.25x5$$

$$Q = 133.25 \text{ W}$$

Pared con orientación este:

Conociendo el coeficiente global U, el área de la habitación y la diferencia de temperatura podemos hallar la ganancia de calor Q:

$$U \text{ en } 2.369 \frac{W}{m^2} K$$

$$A=11.25 \text{ m}^2$$

Variación de la temperatura = 5 K

$$Q = UxAxDT$$

$$Q = 2.369x11.25x5$$

$$Q = 133.25 \text{ W}$$

4.1.7.4. Ganancia de calor a través de pisos

Una vez calculado los coeficientes globales de transferencia de calor para el piso, se realizará el cálculo para hallar la carga ganada, se sabe que:

$$U \text{ en techo } 2.63 \frac{W}{m^2} K$$

$$A = 19.35 \text{ m}^2$$

$$\text{Variación de la temperatura} = 5 \text{ K}$$

$$Q = U \times A \times DT$$

$$Q = 2.63 \times 19.35 \times 5$$

$$Q = 254.45 \text{ W}$$

Tabla 12.

Cálculo de ganancias por transmisión

Ubicación	Área	U	DT	Q
Pared S	10.75 m ²	2.369	5	0.15 m
Pared N	10.75 m ²	2.369	5	0.15 m
Pared E	11.25 m ²	2.369	5	0.15 m
Pared W	11.25 m ²	2.369	5	0.15 m
Techo	19.35 m ²	1.639	5	0.30 m
Piso	19.35 m ²	2.630	5	0.20 m

Teniendo un cálculo de ganancia por transmisión total de 934.18 W

4.1.7.5. Cálculo de ganancia de calor por ocupantes

Procedemos a calcular:

Calor sensible dado por la ecuación [10]

$$Q_s = 71 \times 5$$

$$Q_s = 355 \text{ w}$$

Calor latente dado por la ecuación [11]

$$Q_l = 60 \times 5$$

$$Q_l = 300 \text{ w}$$

Ahora se calcula el calor por ocupantes que resulta entre la suma de calor sensible y calor latente.

$$Q_{ocupante} = Q_s + Q_l$$

$$Q_{ocupante} = 655 \text{ w}$$

4.1.7.6. Ganancia de calor por alumbrado

Considerando la ecuación [12]

$$Q = 3.4 \times W \times FB \times FCE$$

$$Q = 3.4 \times 72 \times 1.25 \times 1$$

$$Q = 306 \text{ Watts}$$

4.1.3.7. Ganancia de calor debido a los equipos

En la siguiente tabla se indica la potencia consumida de cada artefacto.

Tabla 13.
Consumo de aparatos eléctricos

Nombre del equipo	Cantidad	Potencia en watts
Televisor	1	200
Equipo de sonido	1	120
Bluray	1	200

Total, de consumo de 520 watts

4.1.7.8. Carga transmitida por infiltraciones de aire exterior

Para calcular la carga transmitida por infiltración en exteriores primero se debe calcular el caudal, que por la tabla de renovación de aire por hora.

$$Q = 4.3 \times 4.5 \times 2.5 \times 4$$

$$Q = 193.5 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Q = 0.053 \text{ m}^3/\text{s}$$

Teniendo el caudal se puede hallar el calor sensible por infiltración y ventilación del aire exterior, utilizando la ecuación [13].

$$Q_{si} = 0.053 \times 1.18 \times 1012 (29 - 24)$$

$$Q_{si} = 316.45 \text{ w}$$

4.1.7.9. Carga latente por infiltraciones de aire exterior

Del mismo modo que el caudal obtenido se halla el calor latente por infiltración y ventilación de aire exterior utilizando la ecuación [14].

$$Q_{li} = 0.053 \times 1.18 \times 2257 (0.017 - 0.0088)$$

$$Q_{li} = 1.157 \text{ w}$$

Tabla 14.
Balance térmico

Concepto	Qs en watts	Qi en watts
Transmisión en pisos, muros y techos	934.18	
Ocupantes	355	300
Iluminación	306	
Equipos y aparatos	520	
Infiltración por aire Exterior	316.45	1.15

Dando un Q total de 2 732.198 watts

4.1.7.10. Refrigerante para la habitación sala reposo

El R410A tiene mayor capacidad y mejores características de conservación del equipo, soporta temperaturas muy bajas. No produce

CO₂ y no contiene cloro, lo que es muy respetuoso con el medio ambiente y la capa de ozono.

4.1.7.11. Flujo másico del refrigerante para la habitación sala reposo

Para calcular la entalpía (h), tomamos las temperaturas: evaporación (9 K) condensación (5 K).

Para determinar el caudal másico usamos la siguiente fórmula [19]. La carga de calor total al medio ambiente es de 9 328,99 btu / hora. Se ha elegido un dispositivo de 12.000 btu /h. Para calcular el caudal másico, el dispositivo de:

$$12\ 000\ \text{btu/hr} = 3.51\ \text{kJ/s} = 3.51\ \text{kw}$$

Efecto frigorífico:

$$h_1 - h_4 = 147.58\ \text{kJ/kg}$$

Flujo másico:

$$m = \frac{3.51}{(428.31 - 280.74)}$$

$$m = 0.0237\ \text{kg/s}$$

4.1.7.12. Potencia del compresor

4.1.7.12.1. Potencia del compresor para la habitación sala de reposo

Para desarrollar la potencia teórica del compresor se tomará 12 000 btu/hr se utilizó la siguiente ecuación [20].

$$P_t = 0.0237 \times (453.24 - 428.31)$$

$$P_t = 0.5908 \text{ KW}$$

Para encontrar el coeficiente de eficiencia energética COP, se utilizará las siguientes ecuaciones:

$$QA = 453.24 - 280.73 = 172.51 \text{ Kj/kg}$$

$$QB = 428.31 - 280.73 = 147.58 \text{ Kj/kg}$$

$$QC = 453.24 - 428.31 = 24.93 \text{ Kj/kg}$$

$$\text{COP} = 147.58 / 24.93 = 5.91 \text{ Kj/kg}$$

Dimensionamiento de la línea de vapor y de líquido.

Del diagrama de Mollier sabemos que:

$$h_1 = 428.31 \text{ Kj/kg}$$

$$h_2 = 453.24 \text{ Kj/kg}$$

$$\text{Presión del evaporador} = 927.3 \text{ kpa}$$

Presión del condensador = 2407 kpa

Se procede a calcular el caudal (v) del refrigerante

$$v_{r,1} = 0.0237 \times 0.02872 = 0.68 \times 10^{-3}$$

$$v_{l,1} = 0.0237 \times 0.00913 = 2.16 \times 10^{-4}$$

Cálculo de diámetro de la tubería de cobre para línea de succión y líquido respectivamente.

Para el siguiente cálculo, se tomará como velocidad del refrigerante para succión 5.08 m/s y para líquido 15.24 m/s respectivamente, utilizando la ecuación [23].

$$D_{suc} = \sqrt{\frac{4(0.68 \times 10^{-3})}{\pi \times 5.08}} = 0.013$$

$$D_{liq} = \sqrt{\frac{4(2.16 \times 10^{-4})}{\pi \times 15.24}} = 0.004$$

Para la selección de equipos tenemos en cuenta

Marca: York

Línea: Inverter

Tipo: Mini Split

Capacidad: 12 000 Btu/h

Refrigerante: R-410A

Voltaje: 220 V

Purificador de aire: Filtro aire 80%

4.1.7.13. Plan de mantenimiento para los equipos de aire acondicionado

Para conservar la infraestructura y el equipo, el equipo de aire acondicionado tipo Split requiere lo siguiente: planificación, organización, dirección y control.

Adoptar técnicas y métodos de conservación para minimizar fallas imprevistas con el fin de mantener una alta disponibilidad de capacidad instalada, asegurando condiciones óptimas de bienestar para los ocupantes.

Por estas razones y según lo recomendado por los manuales de HVAC en todo el mundo, se debe implementar un plan de mantenimiento separado para el equipo de aire acondicionado de acuerdo con su uso y aplicación previstos. En el caso de equipos de oficina (división decorativa), el mantenimiento periódico debe realizarse mensual o trimestralmente debido al tiempo de actividad del equipo y debe ser realizado por personal calificado, incluyendo:

- Limpiar el filtro
- Limpiar el gabinete
- Verificar el sistema de drenaje
- Verificar la presión del sistema de refrigeración
- Verificar los parámetros del sistema de control y la durabilidad del equipo
- Lubricar sus partes móviles
- Ensayo de resistencia del motor del compresor y del motor eléctrico
- Ensayos y normativas generales

4.1.7.14. Cálculo del conductor

Para calcular el cable de alimentación, se necesita los datos de la unidad de aire acondicionado que se usará, que es de 12 000 btu /h, retorno de la unidad 2 TR, cuando se selecciona, se puede obtener los materiales de datos como motores de compresor, motores de ventilador de compresor y motores de ventilador de evaporador y condensador.

Características técnicas:

Motor del compresor 1TR

Motor ventilador del condensador 0.25 hp

Voltaje de suministro = 220 v

No de fases = 1Ph

Frecuencia = 60 Hz

1HP = 746 W (potencia eléctrica) = 1TR = 3 000 Frig. = 12 000 BTU
(potencia térmica)

Motor compresor 3357 watts

Motor ventilador del condensador 186 watts

Para hallar la corriente nominal se utilizará la siguiente ecuación para el condensador y el evaporador utilizando las ecuaciones [24] y [25].

$$I_{n_{COND}} = \frac{P_e}{\sqrt{3} \times UV \times \text{COS}\phi \times n}$$

$$I_{n_{COND}} = \frac{3357}{\sqrt{3} \times 220 \times 0.85 \times 0.80} = 12.97 \text{ amp}$$

$$I_{n_{EVAP}} = \frac{P_e}{UV \times \text{COS}\phi \times n}$$

$$I_{n_{EVAP}} = \frac{186}{220 \times 0.85 \times 0.80} = 1.24 \text{ amp}$$

Para hallar la corriente de diseño, se sabe por la ecuación [26]:

$$I_{D_{COND}} = 1.25 \times 12.97 = 16.2125 \text{ amp}$$

$$I_{D_{EVAP}} = 1.25 \times 1.24 = 1.55 \text{ amp}$$

Ahora, se procede a hacer la corrección de conductor por agrupación:

$$I_{\text{corregida}_{COND}} = \frac{16.21}{0.88 * 0.8} = 22.95 \text{ amp}$$

$$I_{\text{corregida}_{EVAP}} = \frac{1.55}{0.88 * 0.8} = 2.20 \text{ amp}$$

Una vez, que se ha calculado la corriente de diseño corregida, el conductor de potencia se seleccionará de acuerdo con la tabla de cableado eléctrico de CNE, tomando el siguiente valor más alto para 22.95 amperios, se elegirá un calibre para 30 amperios para con cables de 6 mm² y 3 amperios para un cable de 20 awg, por panel de selección de conductores.

4.1.8. Cálculo para la selección del kit fotovoltaico

Se calcula el consumo energético diario de los equipos de aire acondicionado con la ecuación [27].

$$\text{Energía del equipo 1} = 1\ 613 \times 2.5 = 4\ 032$$

$$\text{Energía del equipo 2} = 1\ 013 \times 2 = 2\ 026$$

Consumo total de 6 058 watt/día

4.1.8.1. Cantidad de paneles a instalar

Se procede a calcular el número de paneles solares con la ecuación [28].

$$N_T = \frac{6058}{320 \times 5.2 \times 0.90}$$

$$N_T = 4$$

Se deberá considera 4 paneles para la obtención de energía.

4.1.8.2. Batería de almacenamiento

Sabemos por selección que las baterías:

- Profundidad de descarga máxima estacional (PD_{max,e}) = 70%
- Profundidad de descarga máxima diaria (PD_{max,d}) = 15 %
- Número de días de autonomía (N) = 6

Procedemos a calcular la capacidad de la batería con las ecuaciones [29] y [30].

$$C_{nd}(Wh) = \frac{6058}{0.7 \times 1} = 4240.6 \text{ Wh}$$

$$C_{nd}(Ah) = \frac{4240.6}{24} = 176.69 \text{ Ah}$$

4.1.8.3. Regulador de carga

Se procede ahora a calcular la corriente de entrada y la de salida con la ecuación [31] y [32], respectivamente.

$$I_{entrada} = 1.25 \times 5.30 \times 5 = 33.125 \text{ A}$$

$$I_{salida} = \frac{1.25 \times (0 + \frac{2626}{0.9})}{24} = 151.96 \text{ A}$$

4.1.8.4. Selección de kit solar fotovoltaico

Con los datos obtenidos se selecciona el kit solar fotovoltaico el que presenta las siguientes características:

- Garantía de la batería: 2 años
- Número de paneles solares del kit solar: 4
- Potencia de los paneles solares: 320 W
- Amperios del regulador de carga: 50 A
- Voltaje de trabajo de la batería: 24 V
- Voltaje de trabajo del inversor: 24 V
- Punta de arranque máxima admitida por el inversor: 4 500 W
- Garantía del Inversor del Kit Solar: 2 años
- Potencia generada al día: 6 400 Wh al día de media anual
- Voltaje del kit solar: 24 V

- Marca del panel solar del kit solar: Era solar
- Marca del regulador de carga: Must solar
- Tipo de batería: Plomo ácido tipo de batería
- Marca del inversor del kit solar: Must solar
- Potencia máxima del inversor: 3 000 W
- Garantía de paneles solares: 10 años
- Garantía reguladora de carga del kit solar: 2 años
- Capacidad de la batería: 260 Ah
- Energía útil almacenada: 3 120 Wh

4.1.8.5. Plan de mantenimiento del kit fotovoltaico

Para el conductor:

Comprobar el cableado, las conexiones, las placas, los terminales, etc. Es necesario demostrar su estado externo y detectar desgarros, marcas de fricción, etc. puede dañar el dispositivo a largo plazo.

Apretar todas las conexiones de cables, incluida la verificación de los terminales de la batería. La tuerca mal apretada generará calor y puede dañar la unidad.

Para paneles:

Para comprobar el estado de los paneles solares, observar por cualquier defecto, hinchazón externa, oscurecimiento, burbujas de agua, etc. Pruebas de estanqueidad de terminales de placa, cajas de conexiones, etc., es también muy importante.

La suciedad en los paneles solares puede reducir la producción de una instalación solar, los propietarios deben limpiar los paneles solares al menos una vez al año, especialmente durante los períodos de poca lluvia.

Para la batería:

Las baterías son la parte más cara y delicada de nuestra instalación, por lo que, el uso y el mantenimiento adecuados serán esenciales. Se debe realizar una inspección de apariencia externa anualmente y verificar que no esté hinchado ni sulfurado. Las juntas de los extremos deben estar limpias, sin polvo, secas y libres de corrosión. Si se observa líquido en la batería de gel o separador de fibra de vidrio absorbente (AGM), significa que la batería está sobrecargada y se reducirá su rendimiento y vida útil.

Verifique 3 o veces al año para asegurarse de que el nivel de agua requerido en la batería sea el correcto, si no, agregue agua destilada (solo en baterías con electrolito líquido).

Para inversores y reguladores de carga:

Para inversores solares y reguladores de carga, se deben realizar comprobaciones periódicas para asegurarse de que no están emitiendo una señal de sobretensión o advertencia de mal funcionamiento (para ello, se debe especificar en el manual). Se recomienda una inspección anual para asegurarse de que el cableado esté perfectamente fijado y no muestre signos de deterioro. También, es necesario verificar que el voltaje y la corriente que ingresa a los paneles y sale de la batería estén dentro de los límites correctos (para esto se puede llamar a los técnicos de Cambio de Energía, ellos indicarán cómo verificar).

En caso de acumulación excesiva de polvo en los dispositivos, se puede detectar el problema de sobrecalentamiento o cortocircuito provocado por los contactos en el circuito electrónico provocados por el polvo, por lo que, se limpiará la suciedad.

4.2. PRESUPUESTO REFERENCIAL

En el presupuesto referencial, se consideró el costo de los equipos y accesorios, así como el montaje de los mismos. En estos costos, se incluye transporte, mano de obra, materiales y equipos. Dando una inversión de S/ 22 000 nuevos soles.

Tabla 15.*Presupuesto referencial*

DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO S/
Unidad exterior de 24 000 btu/h	ud.	1	1 800
Unidad exterior de 12 000 btu/h	ud.	1	1 000
Unidad interior de 24 000 btu/h	ud.	1	1 200
Unidad interior de 12 000 btu/h	ud.	1	800
Conductor eléctrico de cobre de 0.5 mm ²	m	3	200
Panel solar de 320 w	ud.	4	1 500
Batería de almacenamiento de 24 v	ud.	1	2 000
Regulador de carga	ud.	1	500
Inversor de 24 v	ud.	1	4 000
Supervisión y montaje	ud.	1	4 500

4.3. DISCUSIONES

Las condiciones de verano al aire libre se tienen en cuenta como temperatura, humedad, altitud, velocidad del viento (Carrier, 2009). “El procedimiento nos dice que la temperatura se establece en diferentes porcentajes; estos niveles indican el porcentaje de horas en los meses considerados para este estudio, donde la temperatura indicada fue mayor o igual a la máxima diaria” (p.13) teniendo en cuenta estas indicaciones, y tener el espacio acondicionado en condiciones óptimas según el marco normativo. El estudio climático se realizó teniendo en cuenta la temperatura más alta de enero en Tacna.

La carga térmica máxima obtenida por habitación teniendo en cuenta las cargas transmitidas por luz, ocupantes, motores eléctricos y entrada de aire exterior al ambiente del comedor es de 6 377.198 vatios. Gutiérrez, Daniel (2011) en su tesis Sistema de climatización para un Hotel de Estrellas, afirma que para una superficie por m² se debe considerar entre 650 y 700 btu /h. El cálculo realizado está dentro de un rango mejor que la estimación de la tesis.

El refrigerante elegido para el sistema de aire acondicionado interior es R410A, que ASHRAE considera clasificación de seguridad A1, también tiene mayor capacidad y presión de descarga, y es una mezcla casi binaria. El

azeotrópico exhibe un cambio de temperatura de menos de 0.2 K. Sus propiedades termodinámicas superiores permiten el uso de compresores más compactos. Sin embargo, Gutiérrez (2011) utiliza el refrigerante R134 que también tiene clasificación de seguridad A1 por ASHRAE, que es un refrigerante tipo HFC (hidrofluorocarbono) que no daña la capa de ozono. Tiene baja toxicidad, no es inflamable en presencia de aire atmosférico a temperaturas inferiores a 373 K y presión atmosférica. No es corrosivo y es compatible con la mayoría de los materiales.

La capacidad del compresor en la sala de reuniones, sala de espera y sala de recepción es de 1,18 kW y 0,59 kW respectivamente. Se considera como motores de compresor Scroll porque son mucho más óptimos en términos de eficiencia y ahorro de energía para la unidad de alimentación. Sin embargo, Gutiérrez (2011) utilizó un enfriador de motor de tornillo con las mismas características que un Scroll en su tesis referida.

El equipo diseñado para ser instalado en pared o ventana para enfriar o calentar una habitación, sin o con ducto (hasta 1200 m.m). Su función básica es brindar confort enfriando, deshumidificando, filtrando o limpiando y recirculando el aire de la habitación. También puede proporcionar renovación de aire. Los más populares son mini Split o multi Split. Para enfriar, se puede incluir una bobina de calentamiento (HVACandR) con

base a estas recomendaciones, elegimos equipos decorativos de tipo Split porque son fáciles de mantener en equipos comerciales.

CONCLUSIONES

Para el diseño del sistema de climatización de una vivienda unifamiliar, se mantienen las condiciones más altas para que se pueda realizar un rango mayor, estas condiciones se obtienen a partir de los resultados. Las medidas de temperatura se realizaron con un psicrómetro y se ingresaron en una tabla con una temperatura de bulbo húmedo de 295.15 K (22 °C) y una temperatura de bulbo seco de 302.35 K (29.2 °C) y para el diseño de interiores, son tomados en cuenta por las normas ASHRAE que nos muestran que la temperatura de diseño interior es de 2 °C, con una humedad relativa del 50%.

Con datos meteorológicos claros, se realizó un balance de carga térmica que incluye carga por transmisión, ocupantes, iluminación, equipos, infiltración de aire exterior y ventanas. El resultado es 6 377,198 watts para el salón-comedor y 2 732.198 watts para el baño. Un total de 9,109,396 vatios.

Para la selección del refrigerante se seleccionó el r 10a, por su alta eficiencia en comparación con otros refrigerantes y por sus propiedades ecológicas, libres de cloro, no inflamables, no tóxicas y no dañinas de su ciclo de vida.

Después de realizar cálculos basados en el balance de cargas de calor, condiciones climáticas, selección de refrigerante y capacidad del compresor, se eligió la unidad tipo Split por su conveniencia y facilidad de instalación, con la característica de bajo ruido y sistema de bajo ruido. regulación.

La energía fotovoltaica es una buena alternativa a las fuentes de energía tradicionales, que además de limitada, también causa daños al medio ambiente.

RECOMENDACIONES

A medida que avanza la tecnología, se fomenta un sistema de aire acondicionado que pueda ser controlado por otros dispositivos electrónicos, ya sean teléfonos inteligentes, computadoras portátiles, sitios web, etc.

Realizar control en tiempo real de temperatura, humedad, etc. así como la función de encendido/apagado del dispositivo. Se recomienda desarrollar e implementar un programa de mantenimiento preventivo para aumentar la vida útil de los equipos y asegurar su correcto funcionamiento y buen estado.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Aire acondicionado. (2016). *Tipos de compresores de aire acondicionado*.

Recuperado de

http://www.aire-acondicionado.com.es/tipos-de-compresores_de_aire_acondicionado/.

Alvarado Ladrón de Guevara, Jorge (2016). *Diseño y cálculo de una instalación fotovoltaica aislada Termodinamica*. Recuperado de

<https://termodinamicaesimeazc.blogspot.pe/2016/05/refrigeración.html>.

Araujo Dueñas, Diego (2010). *Diseño de sistemas de aire acondicionado VRV para la Biblioteca de la Universidad San Francisco de Quito*. [Tesis de Pregrado] Universidad San Francisco de Quito, Ecuador

Recuperado de

<https://repositorio.usfq.edu.ec/handle/23000/813>

ASHRAE. (2007). *Normas - HVAC - Applications (SI)*. ASHRAE HANDBOOK - Capítulo 3. 2007. Recuperado de

<https://www.ashrae.org/professional-development/educator-resources>

Autosolar Energía del Perú. (2020). *Venta de equipos fotovoltaicos*.

Recuperado de

<https://autosolar.pe/>

Carrier. (2009). *Manual de aire acondicionado*. Ed. Marcombo S.A.,

Encuadernación: Soft cover.

Cengel, Yunus, Boles, Michael Boles. (2019). *Termodinámica*, Novena edición, Ed. Mc Graw Hill.

Construcciones Drywall. (2017). *Realidad Problemática*. Lima: s.n.

Contreras, Brito, E. (2011). *Manual básico de sistema de aire acondicionado y extracción mecánica de uso común en Arquitectura*. Antiguo

Cuscatlan: s.n.

Dowall, Robert. (2006). *Fundamentación HVAC Systems*. S.L: American Society of Heating, GA 30329.

Gutierrez Giraldo, Daniel. (2009). *Sistema de Climatización para Hotel Cuatro Estrellas*. Lima: s.n.

HVAC&R. (2008). *Guía de selección HVAC*. Recuperado de <https://www.mundohvacr.com.mx/mundo/2008/07>.

INGEMECANICA. (2013). *Guía para el cálculo de las cargas térmicas en*

edificios. Recuperado de

<http://www.ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn255.html>

Instituto para la Diversificación y Ahorro de energía. (2007). *Diseño de cálculo de aislamiento térmico de conducciones, aparatos y equipos*. IDAE. Madrid.

MINEM. (2019). *Guía de consumo de energía eléctrica*. Recuperado de <http://intranet.minem.gob.pe/AppWeb/DGE/CalculoConsumo>.

Moreno, A., Guerrero, J. (2011). *Instalación de equipos de aire acondicionado para oficinas*. México: s.n.

Pita, Edward. (1994). *Acondicionamiento de aire - Principios y fundamentos*. México: Compañía Editorial Continental S.A. CECSA.

Pita, Edward. (2009). *Acondicionamiento de aire: Principios y Sistemas*. 2a. ed. México: Compañía editorial Continental.

Rodas Gomez, Franco (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 Pregrado] Universidad Católica Santo Toribio de Mogrovejo, Perú*
Recuperado de

<https://hdl.handle.net/20.500.12423/1857>

Rosas Nole, Anndy (2017). *Diseño de sistemas de Climatizacion para dos oficinas de la empresa Dc Construcciones Sac de 618 m² Lima, 2017. [Tesis de Pregrado] Universidad Cesar Vallejo, Perú*
Recuperado de

<https://hdl.handle.net/20.500.12692/23069>

SENAMHI. (2020). *Verificación del clima*. Recuperado de
<http://www.senamhi.gob.pe/>.

Stoecker, Wilbert F. (1978). *Refrigeración y acondicionamiento de aire*.
México: Mc Graw Hill Book.

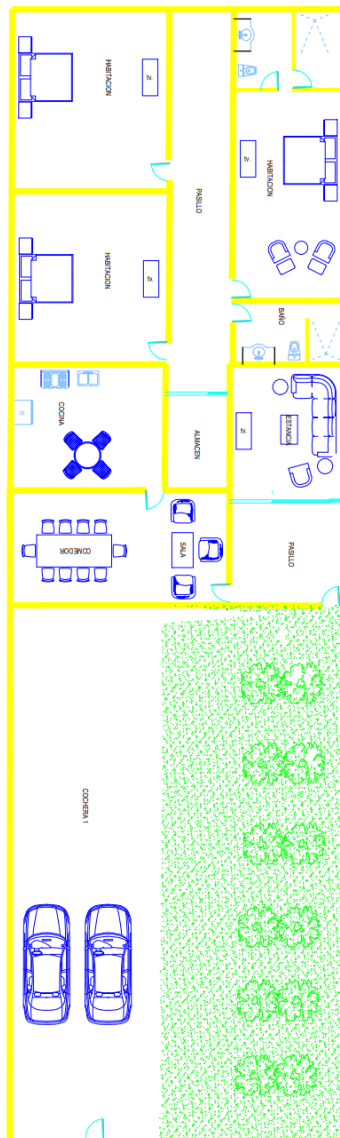
Tabjar, S., Rafíg, L., Sahar, B. (2021, 18 febrero), *Photovoltaic geographical information system module for the estimation of solar electricity generation: A comparative study in Khyber Pakhtunkhwa Pakistan*.
Journal of Energy.

Trejo, P. y Reyes, H. (2009). *Cálculo y selección del equipo de un sistema de aire acondicionado para un teatro*. México: s.n.

ANEXOS

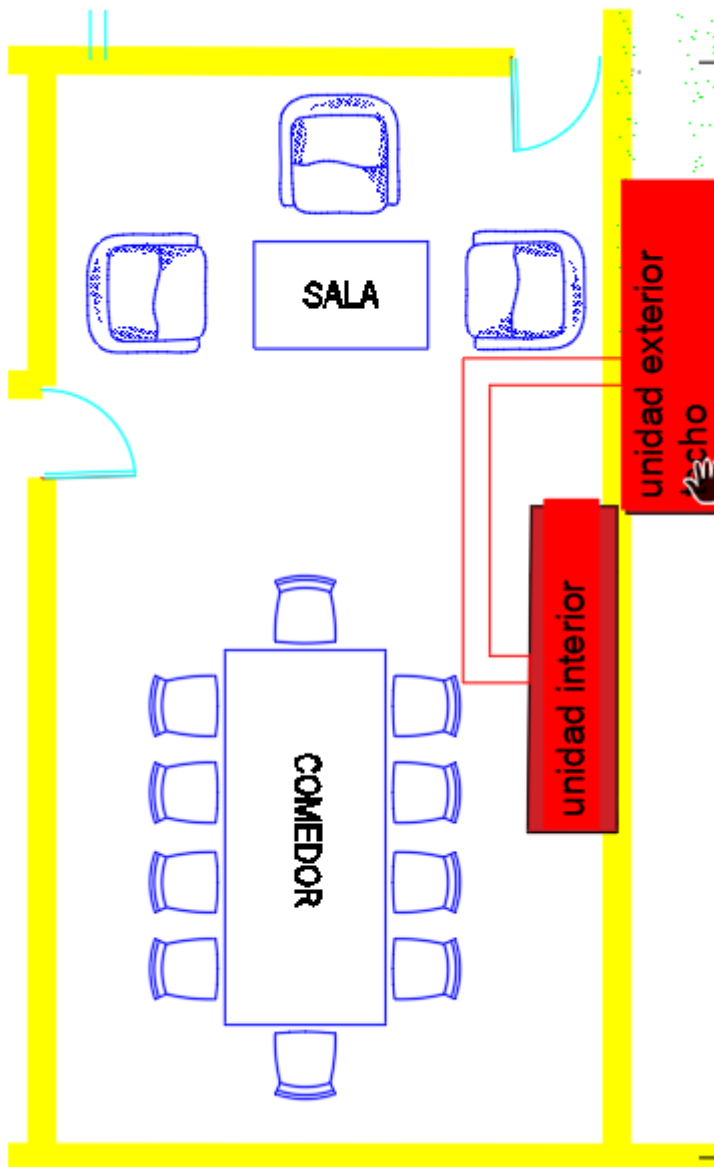
Anexo 1

Plano de Arquitectura de la vivienda



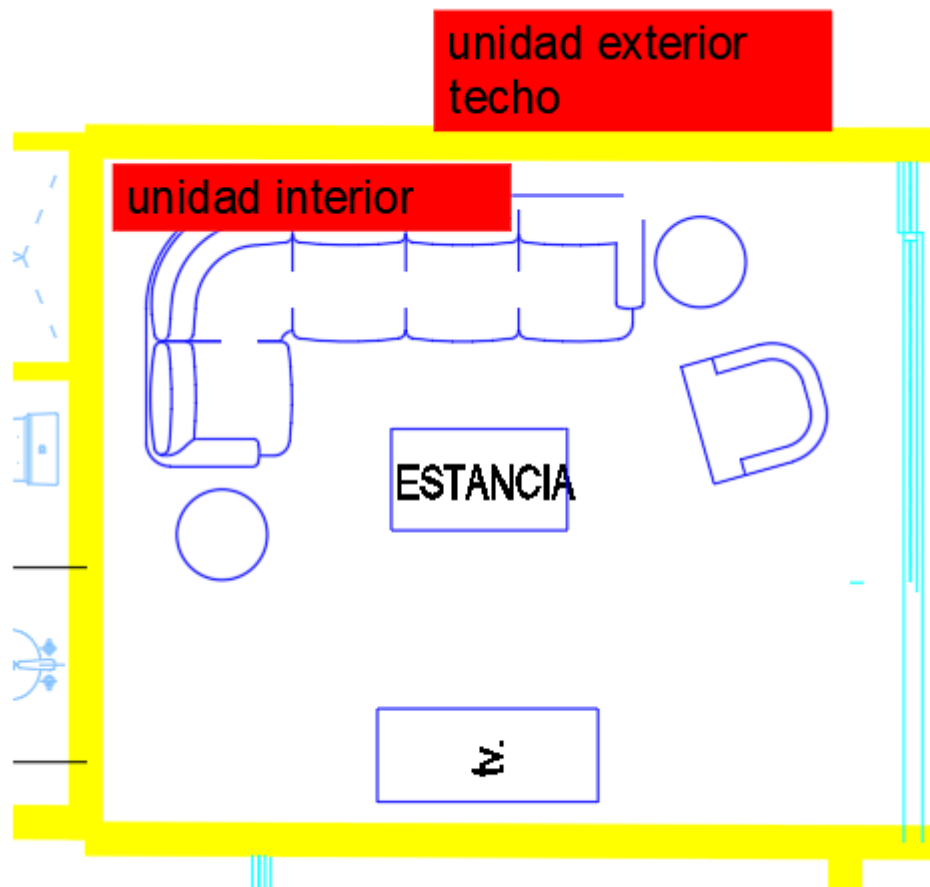
Anexo 2

Plano del área del ambiente de la sala comedor



Anexo 3

Plano del área del ambiente de sala de reposo



Anexo 04

Calor latente y sensible desprendido por persona

ACTIVIDAD REALIZADA	28 °C		27 °C		26 °C		24 °C	
	Sensible	Latente	Sensible	Latente	Sensible	Latente	Sensible	Latente
Sentado en reposo. Escuela.	45	45	50	40	55	35	60	30
Sentado trabajo ligero. Instituto.	45	55	50	50	55	45	60	40
Oficinista, actividad ligera.	45	70	50	65	55	60	60	50
Persona de pie. Tienda.	45	70	50	75	55	70	65	60
Persona que pasea. Banco.	45	80	50	75	55	70	65	60
Trabajo sedentario.	50	90	55	85	60	80	70	70
Trabajo ligero taller.	50	140	55	135	60	130	75	115
Persona que camina.	55	160	60	155	70	145	85	130
Persona que baila.	70	185	75	175	85	170	95	155
Persona en trabajo penoso.	115	250	120	250	125	245	130	230

Nota: Guía para el cálculo de cargas térmicas en edificios”.

Anexo 5

Consumo de aparatos eléctricos

Elemento	Potencia (W)	Potencia (Kw)
Foco incandescente 100 w	100	0.1
Foco ahorrador 20 w	20	0.02
Fluorescente circular 32 w	32	0.032
Foco incandescente 100 w	100	0.10
Televisor	100	0.10
Computadora	100	0.10
Terma eléctrica	1500	1.50
Refrigeradora	200	0.20
Olla arrocera	800	0.80
Horno de microondas	1200	1.20
Plancha eléctrica	1000	1.00
Lavadora	300	0.30
Equipo de sonido	25	0.02

Nota: Ministerio de Energía y Minas.

Anexo 6

Renovaciones de aire por hora

Tipo de local	Nro. Renovaciones de aire por hora
WC, inodoros	4-5
WC, inodoros	8-15
Aseos y baños	5-7
Duchas	15-25
Bibliotecas	4-5
Oficinas	4-8
Tintorerías	5-15
Cabinas de pintura	25-50
Garajes y parkings	5
Salas de decapado	5-15
Locales de acumuladores	5-10
Armarios roperos	4-6
Restaurantes y casinos	8-12
Industrias de fundiciones	8-15
Remojos	70-80
Auditorios	6-8
Salas de cines	5-8
Aulas	5-7
Salas de conferencias	6-8
Cocinas	25-25
Cocinas	25-30
Laboratorios	8-15
Locales de aerografías	10-20
Salas de fotocopias	10-15

Cuartos de maquinas	10-40
Talleres de montaje	4-8
Salas de laminación	8-12
Talleres de soldadura	20-30
Piscinas cubiertas	3-4
Despachos de reuniones	6-8
Cámaras blindadas	3-6
Vestuarios	6-8
Gimnasios	4-6
Tiendas y comercios	4-8
Salas de reuniones	5-10
Salas de espera	4-6
Lavanderías	10-20
Talleres	10-20
Talleres	3-6
Habitaciones(hoteles)	3-8
Iglesias modernas	1-2
Oficinas de bancos	3-4
Cantinas	4-6
Hospitales	5-6
Fábricas en general	5-10
Discotecas	10-12
Cafés	10-12
Restaurantes de comida	15-18
Obradores de panadería	25-35

Nota: Tabla renovaciones de aire en locales (INGEMECANICA).

Anexo 07

Tabla para el cálculo de la humedad relativa y punto de rocío

TABLA PARA EL CALCULO DE LA HUMEDAD RELATIVA Y EL PUNTO DE ROCIO												
PRESION = 1 atm ALTURA = 0 m												
T. BULBO SECO (°C)	DEPRESION DE LA TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO (°C)											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
5	85,8	2,8	72,0	0,4	58,6	-2,1	45,6	-5,1	32,9	-8,8		
6	86,3	3,9	73,1	1,5	60,2	-0,9	47,7	-3,7	35,6	-7,1		
7	86,8	4,9	74,1	2,7	61,7	0,1	49,7	-2,4	38,1	-5,5		
8	87,3	6,0	75,0	3,8	63,1	1,4	51,6	-1,1	40,4	-4,1		
9	87,7	7,1	75,9	5,0	64,4	2,6	53,3	0,0	42,5	-2,6		
10	88,2	8,1	76,7	6,1	65,7	3,9	55,0	1,3	44,6	-1,3		
11	88,5	9,2	77,5	7,2	66,8	5,1	56,5	2,7	46,5	0,0		
12	88,9	10,2	78,2	8,3	67,9	6,3	57,9	4,0	48,2	1,4		
13	89,3	11,3	78,9	9,4	68,9	7,4	59,2	5,2	49,9	2,8		
14	89,6	12,3	79,5	10,5	69,9	8,6	60,5	6,5	51,4	4,1		
15	89,9	13,3	80,1	11,6	70,8	9,7	61,7	7,7	52,9	5,5		
16	90,2	14,4	80,7	12,7	71,6	10,9	62,8	8,9	54,3	6,8		
17	90,4	15,4	81,2	13,8	72,4	12,0	63,8	10,1	55,5	8,0		
18	90,7	16,4	81,7	14,8	73,1	13,1	64,8	11,3	56,8	9,3		
19	90,9	17,5	82,2	15,9	73,8	14,2	65,7	12,4	57,9	10,5		
20	91,1	18,5	82,7	16,9	74,5	15,3	66,6	13,6	59,0	11,7		
21	91,4	19,5	83,1	18,0	75,1	16,4	67,4	14,7	60,0	12,9		
22	91,6	20,5	83,5	19,1	75,7	17,5	68,2	15,9	60,9	14,1		
23	91,7	21,6	83,8	20,1	76,2	18,6	68,9	17,0	61,8	15,3		
24	91,9	22,6	84,2	21,1	76,8	19,6	69,9	18,1	62,7	16,4		
25	92,1	23,6	84,5	22,2	77,3	20,7	70,2	19,2	63,5	17,6		
26	92,3	24,6	84,9	23,2	77,7	21,8	70,9	20,3	64,3	18,7		
27	92,4	25,6	85,2	24,3	78,2	22,8	71,5	21,4	65,0	19,8		
28	92,6	26,6	85,4	25,3	78,6	23,9	72,0	22,5	65,7	21,0		
29	92,7	27,6	85,7	26,3	79,0	25,0	72,5	23,5	66,3	22,1		
30	92,8	28,7	86,0	27,4	79,4	26,0	73,1	24,6	67,0	23,2		
31	93,0	29,7	86,2	28,4	79,8	27,0	73,5	25,7	67,6	24,3		
32	93,1	30,7	86,5	29,4	80,1	28,1	74,0	26,7	68,1	25,3		
33	93,2	31,7	86,7	30,4	80,4	29,1	74,4	27,8	68,7	26,4		
34	93,3	32,7	86,9	31,5	80,8	30,2	74,9	28,9	69,2	27,5		
35	93,4	33,7	87,1	32,5	81,1	31,2	75,3	29,9	69,7	28,6		
36	93,5	34,7	87,3	33,5	81,4	32,2	75,6	31,0	70,1	29,6		
37	93,6	35,7	87,5	34,5	81,7	33,3	76,0	32,0	70,6	30,7		
38	93,7	36,7	87,7	35,5	81,4	34,3	76,4	33,0	71,0	31,8		
39	93,8	37,7	87,9	36,6	82,2	35,3	76,7	34,1	71,4	32,8		
40	93,9	38,8	88,0	37,6	82,4	36,4	77,0	35,1	71,8	33,9		

Fuente: Correlación AHSRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers).
Para todo par de cifras, la primera es la humedad relativa (%HR) y la segunda es el punto de rocío (°C).

Anexo 8

Condiciones climáticas en la ciudad de Tacna

Condiciones climáticas de la Ciudad de Tacna							
Departamento:	Tacna			Provincia:	Tacna	Distrito:	Tacna
Latitud :	18.00°			Longitud	70.15°	Altitud:	567 m.s.n.m
Dia/mes/Año	Temperatura (°k)			Humedad	Lluvia	Presión	Velocidad del viento(m/s)
	Prom	Max	Min				
1-Ene-20	299.2	300.2	289.2	80.2	0	-999	3.2
2-Ene-20	299.2	300.2	289.2	78.5	0	-999	3
3-Ene-20	298.2	300.2	289.2	79.2	0	-999	2.7
4-Ene-20	299.2	300.2	289.2	78.8	0	-999	2.9
5-Ene-20	299.2	300.2	289.2	78.6	0	-999	2.8
6-Ene-20	300.2	300.2	289.2	78.9	0	-999	2.5
7-Ene-20	299.2	300.2	289.2	80.2	0	-999	2.8
8-Ene-20	299.2	300.2	289.2	79.4	0	-999	1.9
9-Ene-20	299.2	300.2	289.2	79.6	0	-999	3.5
10-Ene-20	297.2	300.2	289.2	78.7	0	-999	3.1
11-Ene-20	298.2	300.2	289.2	78.9	0	-999	2.6
12-Ene-20	298.2	300.2	289.2	80.1	0	-999	2.9
13-Ene-20	297.2	300.2	289.2	80.2	0	-999	3.3
14-Ene-20	298.2	300.2	289.2	79.7	0	-999	3.1
15-Ene-20	298.2	300.2	289.2	78.8	0	-999	2.8
16-Ene-20	298.2	300.2	289.2	78.6	0	-999	2.4
17-Ene-20	300.2	300.2	289.2	78.9	0	-999	2.9
18-Ene-20	298.2	300.2	289.2	79.2	0	-999	2.8
19-Ene-20	299.2	300.2	289.2	78.6	0	-999	3
20-Ene-20	299.2	300.2	289.2	78.8	0	-999	2.2

Anexo 9

Tabla de emisividad de materiales

Material	Temperatura	ϵ			
			Caucho gris blanco	23 °C	0,86
			Madera	70 °C	0,94
			Guljarro	90 °C	0,95
			Corcho	20 °C	0,70
Aluminio, laminado brillante	170 °C	0,04	Esmeril rojo (desigual)	80 °C	0,86
Asbestos	20 °C	0,96	Cámara calor, negra anodizada	50 °C	0,98
Asfalto	20 °C	0,93	Cobre, ligeramente mate	20 °C	0,04
Algodón	20 °C	0,77	Cobre, oxidado	130 °C	0,76
Hormigón	25 °C	0,93	Cobre, pulido	20 °C	0,03
Plomo, gris oxidado	20 °C	0,28	Cobre, negro oxidado	20 °C	0,78
Plomo, muy oxidado	20 °C	0,28	Plásticos (PE, PP, PVC)	20 °C	0,94
Techo de fieltro	20 °C	0,93	Hojas	20 °C	0,84
Hielo, brillante	0 °C	0,97	Mármol, blanco	20 °C	0,95
Hielo, irregular	0 °C	0,99	Recubrimiento de minio pintura	100 °C	0,93
Hierro, esmerinado	20 °C	0,24	Latón, oxidado	200 °C	0,61
Hierro brillante -grabado	150 °C	0,13	NATO-verde	50 °C	0,85
Hierro con cuero	100 °C	0,80	Papel	20 °C	0,97
Hierro con láminas de cuero	20 °C	0,77	Porcelana	20 °C	0,92
Hierro ligeramente oxidado	20 °C	0,61	Pizarra	25 °C	0,95
Hierro muy oxidado	20 °C	0,85	Pintura negra (mate)	80 °C	0,97
Tierra cultivada arada	20 °C	0,38	Seda	20 °C	0,78
Tierra, arcilla negra	20 °C	0,66	Plata	20 °C	0,02
Tejas	25 °C	0,93	Acero (superficie tratamiento calor)	200 °C	0,52
Yeso	20 °C	0,90	Acero oxidado	200 °C	0,79
Vidrio	90 °C	0,94	Arolla, cocida	70 °C	0,91
Oro, pulido	130 °C	0,02	Pintura transformadora	70 °C	0,94
Caucho duro	23 °C	0,94	Agua	36 °C	0,67
			Ladrillo, mortero, yeso	20 °C	0,93
			Zinc blanco (pintura)	20 °C	0,95

Anexo 10

Tabla de conductividad térmica

Material Conductividad Térmica (W/m.K)			
Acero	47-58	Hierro	1.7
Agua	0,58	Ladrillo	0.80
Aire	0,02	Ladrillo refractario	0.47-1.05
Alcohol	0,16	Latón	81-116
Alpaca	29,1	Litio	301.2
Aluminio	209,3	Madera	0,13
Amianto	0,04	Mercurio	83,7
Bronce	116-186	Mica Moscovita	0,72
Cinc	106-140	Níquel	52,3
Cobre	372.1-385.2	Oro	308,2
Concreto	0.80	Parafina	0,21
Corcho	0,04-0,30	Plata	406,1-418,7
Estaño	64,0	Plomo	35,0
Fibra de vidrio	0,03-0,07	Vidrio	0,6-1,0
Glicerina	0.29	Piel humana	0.37

Anexo 11

Condiciones de proyecto recomendado para ambientes interiores

TIPO DE APLICACIÓN	VERANO					INVIERNO				
	DE LUJO		PRÁCTICA COMERCIAL			CON HUMECTACIÓN			SIN HUMECTACIÓN	
	Temperatura seca (°C)	Hum. rel. %	Temperatura seca (°C)	Hum. rel. %	Variación de temperatura (°C)**	Temperatura seca (°C)	Hum. rel. %	Variación de temperatura (°C)***	Temperatura seca (°C)	Variación de temperatura (°C)***
CONFORT GENERAL Apartamento, Chalet hotel, Oficina, Colegio, Hospital, etc.	23-24	50-45	25-26	50-45	1 a 2	23-24	35-30	-1,5 a -2	24-25	-2
TIENDAS COMERCIALES (Ocupación de corta duración) Banco, Barbero y peluquería, Grandes almacenes, Supermercados, etc.	24-26	50-45	26-27	50-45	1 a 2	22-23	35-30****	-1,5 a -2	23-24	-2
APLICACIONES DE BAJO FACTOR DE CALOR SENSIBLE (Carga latente elevada) Auditorio, Iglesia, Bar, Restaurante, Cocina, etc.	24-26	55-50	26-27	60-50	0,5 a 1	22-23	40-35	-1 a -2	23-24	-2
CONFORT INDUSTRIAL Secciones de montaje, Salas de máquinas, etc.	25-27	65-45	26-29	60-50	2 a 3	20-22	35-30	-2 a -3	21-23	-3

Anexo 12

Coefficiente de conductividad térmica para el piso

Coeficientes de Conductividad Térmica de Diversos Materiales			
	Kg./m ²	K Watts/m ² °CM	K Watts/m ² °C
Varios Materiales			
Acabados			
Azulejos y mosaicos	2000	1.05	
Aplanado con mortero de cemento al exterior	2000	0.87	
Aplanado con mortero de cal al interior	1500	0.7	
Terrazos y pisos de mortero de cemento	2000	1.74	
Yeso	1500	0.7	
Mortero con vermiculita	500	0.18	
Encalado	1800	0.81	
Tabla roca (yeso-cartón)	950	0.16	
Cloruro de polivinilo expandido	25	0.04	
Coeficientes de Transmisión Pisos			
Piso o basamento (invierno-verano)			0.28
Ventanas y tragaluces			
Sencillos 6 mm Cs 0.94			6.4
Dobles 6 mm c/u Cs 0.80			3.49
Triples 6 mm c/u Cs 0.81			1.63
Blok de cristal de 20x20x10	2000		
Al exterior			2.79
Al interior			2.33
Coeficientes de Convección (f)			
Superficie al aire exterior (fe) Velocidad del viento 12Km/h o menos (3.33m/seg o menos)			23.3
Velocidad del viento 18Km/h o menos (5.0m/seg o menos)			29.1
Velocidad del viento 24Km/h o menos (6.67m/seg o menos)			34.9
Superficie vertical interior (fi)			9.3
Superficie horizontal interior (fi) Flujo hacia abajo			7
Superficie horizontal interior (fi) Flujo hacia arriba			10.5

(HVAC&R)

Anexo 13

Refrigerante R410A

TEMP. (°C)	PRESION ABSOLUTA (bar)		DENSIDAD (Kg/m ³)		ENTALPIA (kJ/Kg)		ENTROPIA (kJ/Kg.K)	
	BURBUJA	ROCIO	BURBUJA	ROCIO	BURBUJA	ROCIO	BURBUJA	ROCIO
-50	1.124	1.121	1339.59	4.54	136.46	406.37	0.8104	2.0201
-45	1.428	1.424	1323.93	5.67	143.01	409.29	0.8393	2.0066
-40	1.793	1.788	1308.01	7.02	149.62	412.14	0.8679	1.9941
-35	2.228	2.222	1291.79	8.62	156.31	414.92	0.8961	1.9823
-30	2.740	2.732	1275.24	10.48	163.07	417.62	0.9240	1.9712
-25	3.340	3.330	1258.34	12.65	169.91	420.23	0.9517	1.9607
-20	4.036	4.023	1241.03	15.15	176.83	422.74	0.9791	1.9508
-15	4.838	4.821	1223.28	18.04	183.83	425.13	1.0062	1.9413
-10	5.757	5.735	1205.04	21.35	190.92	427.40	1.0331	1.9321
-5	6.802	6.774	1186.27	25.13	198.11	429.52	1.0599	1.9233
0	7.984	7.950	1166.89	29.44	205.41	431.50	1.0864	1.9146
5	9.315	9.274	1146.86	34.34	212.81	433.31	1.1129	1.9061
10	10.805	10.756	1126.10	39.91	220.34	434.94	1.1392	1.8977
15	12.467	12.408	1104.53	46.22	228.00	436.38	1.1655	1.8892
20	14.312	14.241	1182.05	53.38	235.80	437.59	1.1918	1.8807
25	16.351	16.269	1158.55	61.50	243.77	438.56	1.2181	1.8720
30	18.598	18.502	1133.91	70.71	251.91	439.27	1.2445	1.8631
35	21.063	20.954	1107.95	81.18	260.26	439.68	1.2710	1.8538
40	23.760	23.636	980.48	93.12	268.84	439.76	1.2977	1.8442
45	26.701	26.563	951.26	106.79	277.69	439.46	1.3248	1.8339
50	29.899	29.745	919.95	122.55	286.87	438.72	1.3524	1.8229

Nota: Tabla de propiedades térmicas del refrigerante R410A. Funcionamiento del ciclo de refrigeración.

Anexo 14

Refrigerante R410A



FICHA TÉCNICA



R-410A

Características y aplicaciones

El R-410A es una mezcla casi azeotrópica compuesta de R-125 y R-32; actualmente se utiliza fundamentalmente en los nuevos equipos de aire acondicionado que van apareciendo en el mercado. Es un producto químicamente estable, con un bajo deslizamiento (Glide) de temperatura y baja toxicidad. A pesar del carácter inflamable del R-32, la formulación global del producto hace que este no sea inflamable, incluso en caso de fugas. Está clasificado como **A1** grupo **L1**.

Toxicidad y almacenamiento

El R-410A tiene muy baja toxicidad incluso después de repetidas exposiciones. El valor del AEL (Allowance Exposure Limit) es de 1000 ppm (8 horas TWA). Los envases que contengan R-410A deben almacenarse en áreas frías y ventiladas lejos de fuentes de calor. En el caso de fugas los vapores se concentrarán a nivel de suelo desplazando al oxígeno del aire ambiente; en tal caso hay que tomar precauciones a la hora de evacuar el área afectada.

Componentes

Nombre químico	% en peso	Nº CAS	Nº - CE
Pentafluoroetano (R-125)	50	354-33-6	206-557-8
Difluorometano (R-32)	50	75-10-5	200-839-4

Propiedades físicas

PROPIEDADES FÍSICAS	UNIDADES	R-410A
Peso molecular	(g/mol)	72,6
Temperatura ebullición (a 1,013 bar)	(°C)	-51,58
Deslizamiento temperatura de ebullición (a 1,013 bar)	(K)	0,1
Temperatura crítica	(°C)	72,13
Presión crítica	(bar abs)	49,26
Densidad crítica	(Kg/m³)	488,90
Densidad del líquido (25°C)	(Kg/m³)	1062
Densidad del líquido (-25°C)	(Kg/m³)	1273
Densidad del vapor saturado (25°C)	(Kg/m³)	4,12
Presión del vapor (25°C)	(bar abs)	16,5
Presión del vapor (-25°C)	(bar abs)	3,30
Calor de vaporización a punto de ebullición	(KJ/Kg)	276
Calor específico del líquido (25°C)	(KJ/Kg K)	1,84
Calor específico del vapor (25°C) (1 atm)	(KJ/Kg K)	0,83
Conductividad térmica del líquido (25°C)	(W/mK)	0,088
Conductividad térmica del vapor (25°C) (1 atm)	(W/mK)	0,013
Solubilidad con el agua (25°C)	ppm	despreciable
Límite de inflamabilidad	(% vol.)	Ninguno
Toxicidad (AEL)	ppm	1000
ODP	-	0
PCA (GWP)	-	2088*

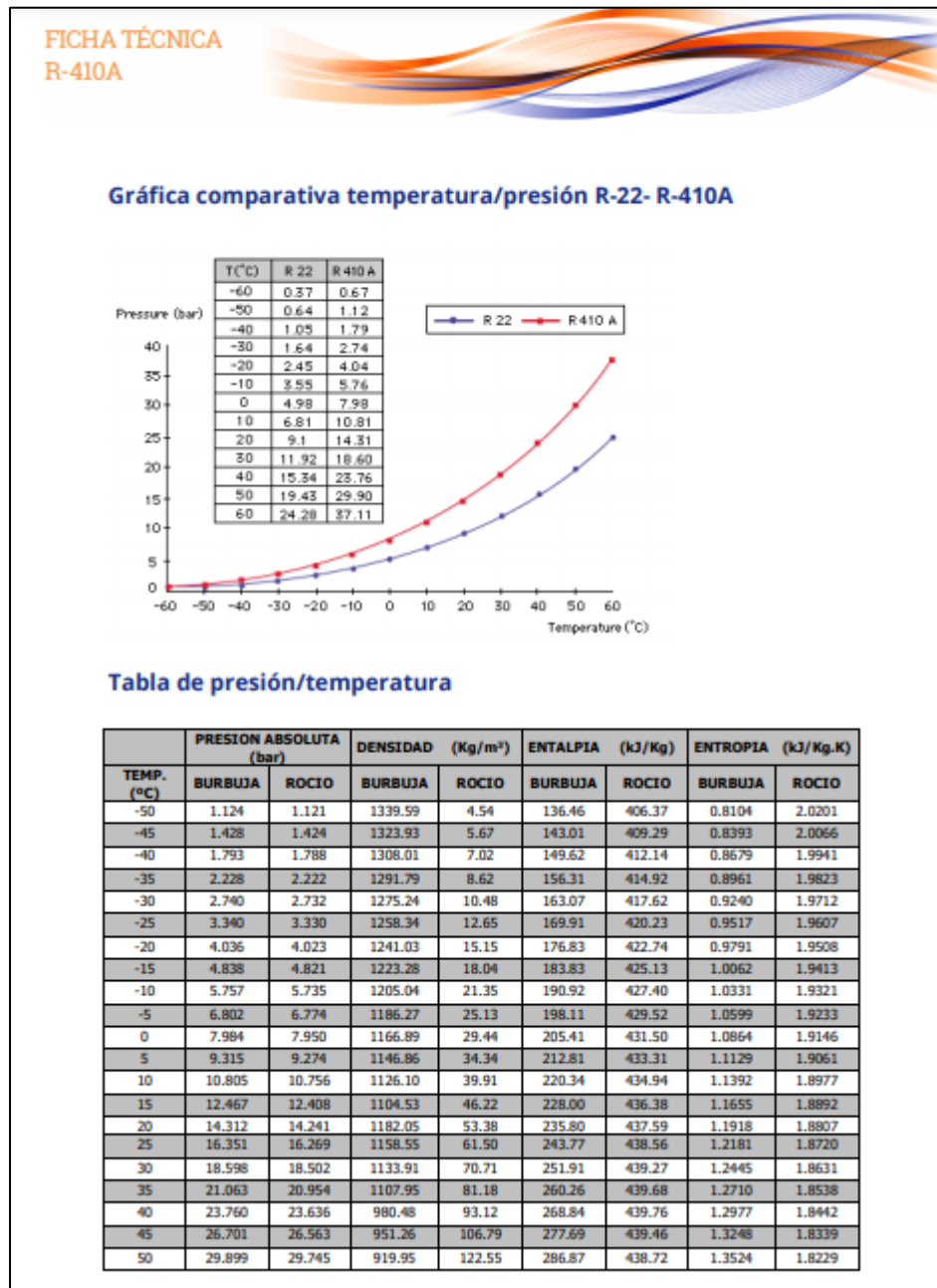
* De acuerdo con IPCC-AR4/CIE (Cuarto Informe de Evaluación del Grupo Intergubernamental de Expertos sobre Cambio Climático)-2007

www.gas-servei.com

Barcelona - Zaragoza - Madrid - México

Anexo 15

Tabla presión temperatura del refrigerante R410A



Anexo 17

Equipo tipo Split piso techo

Midea

Disfrute de un ambiente acogedor y de comfort

Aire 3D envolvente

17°C Super fresco

Frescura favorita

Dulces sueños

Enfriamiento sensible a tu entorno

2 AÑOS GARANTÍA EN EQUIPO

Activa
Ve a...

Split BLANCO II FRIO



Capacidad			MSAF-12CRN1	MSAF-16CRN1	MSAF-24CRN1
Alimentación	Suministro Eléctrico	Ph-V-Hz	220-230V - 60Hz - 1Ph	220-230V - 60Hz - 1Ph	220-230V - 60Hz - 1Ph
Enfriamiento	Capacidad	Btu/h	12000	18000	24000
	Potencia	W	1323	1880	2510
	Corriente	A	5,7	8,4	11,4
	EER	WW	2,7	2,8	2,8
Máxima Potencia		W	1850	2300	3500
Máxima Corriente		A	9	11,9	17

Unidad Evaporadora			MSAF-12CRN1	MSAF-16CRN1	MSAF-24CRN1
Ventilador	Potencia	W	47,4	58,5	89
	Capacitor	uF	1,5	1,5	3,0
	Velocidad (Alto/Medio/Bajo)	r/min	1150/950/800	1180/1000/800	1200/1000/900
Flujo de aire interior (Alto/Medio/Bajo)		m ³ /h	593/452/285	781/659/508	1000/800/750
Nivel de Sonido (Alto/Medio/Bajo)		dB(A)	52,2/34/29	53,5/37/33,5	58,4/42/34
Dimensiones (Largo/Ancho/Alto)		mm	805x194x285	957x213x302	1040x220x327
Empaque (Largo/Ancho/Alto)		mm	870x270x365	1035x285x385	1120x405x410
Peso Neto / Bruto		Kg	8,1 / 10,2	10,3 / 13,4	13 / 16

Unidad Condensadora			MSAF-12CRN1	MSAF-16CRN1	MSAF-24CRN1
Compresor	Tipo		ROTARY	ROTARY	ROTARY
	Potencia	W	1140/1140	1645/1680	2180/2240
	RLA	A	5,55/5,10	8,05/7,35	10,25/10,05
	LRA	A	28,5	41,9	58
	Protector Térmico		HPA -622	UPS-64	-
	Capacitor	uF	40,0	40,0	55,0
	Tipo Aceite / Carga Aceite	mL	VG74/300	VG74/420	ESTER OIL VG74/620
Ventilador	Modelo		YKT-21-8-10L	YKT-48-6-20E	YKT-63-6-20SL
	Potencia	W	55,5	103,8	136,0
	Capacitor	uF	1,5	3	3
	Velocidad (Alto/Medio/Bajo)	r/min	870	990/830	810/720
Nivel de Sonido (Alto/Medio/Bajo)		dB(A)	63,66	68,1	67,2
Dimensiones (Largo/Ancho/Alto)		mm	681x285x434	770x300x555	845x353x702
Empaque (Largo/Ancho/Alto)		mm	795x345x505	905x348x625	965x395x775
Peso Neto / Bruto		Kg	23,7 / 25,6	33,4 / 35,8	42,3 / 45,3

Datos de Operación			MSAF-12CRN1	MSAF-16CRN1	MSAF-24CRN1
Refrigerante		g	R410A / 460g	R410A / 560g	R410A / 910g
Presión Diseño		Mpa	1,5/4,2	1,5/4,2	1,5/4,2
Tubería	Líquido / Gas	mm	6,35/Ø9,52 (1/4" / 1/2")	6,35/Ø12,7 (1/4" / 1/2")	9,52/Ø15,88 (3/8" / 5/8")
	Más. Distancia Tubería	m	20	25	25
	Más. Diferencia Nivel	m	8	10	10
Conexión de Cableado			1.5x3	2.5x3	1.5x3
Tipo de enchufe			SP006	no-plug	no-plug
Tipo de termostato			Control Remoto	Control Remoto	Control Remoto
Temperatura de Operación		°C	17-30	17-30	17-30
Temperatura Evaporadora		°C	17-32	17-32	17-32
Temperatura Condensadora		°C	18~43	18~43	18~43

Anexo 18

Especificaciones técnicas de la unidad exterior

Unidad Exterior									
MODELO	YCJD18 S41S3	YCJD24 S41S3	YCJD36 S41S3	YCJD48 S41S3	YCJD60 S41S3	YCJD36 S43S3	YCJD48 S43S3	YCJD60 S43S3	
Voltaje	208 - 230V/ 1Ph/60Hz				208 - 230V/3Ph/60Hz				
Rango de Voltaje ¹	187 to 252								
Tipo de Compresor	Rotativo	Reciprocante			Scroll	Reciprocante		Scroll	
Amperaje de Compresor	Arranque	7.4	9.3	13.1	15.7	26.2	8.6	11.2	17.6
	Trabajo	40.0	43.0	74	84	150	68	88	120
Resistencia Eléctrica	No Incluye								
Amperaje de Motor Eléctrico	De Trabajo	0.5	0.8	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5
Diámetro de Hélice		17.5"	17.5"	22"	22"	24"	22"	22"	22"
Motor de Ventilador	HP	1/12	1/8	1/4	1/4	1/4	1/4	1/4	1/4
	RPM	1100	1075	850	850	850	850	850	850
	CFM	1400	1950	3200	2950	3600	3200	2950	1400
Línea de Líquido	3/8"								
Línea de Succión	5/8"	3/4"	3/4"	7/8"	7/8"	3/4"	7/8"	7/8"	
Carga de la Unidad (Lbs. - Oz) ⁴	3 - 3	3 - 3	4 - 9	4 - 9	5 - 6	4 - 9	4 - 9	5 - 6	
Carga por Pie, Oz.	0.58	0.62	0.62	0.67	0.67	0.62	0.67	0.67	
Peso de Operación Lbs.	97	129	145	173	195	145	173	195	

Clasificado de acuerdo con la gama estándar de utilización de ARI 1107A.
¹ La unidad viene pre cargada para una longitud de 15 pies.
 Para mayor o menor longitud sumar o restar la cantidad de refrigerante utilizando la longitud multiplicado por el valor de cada pie.

Unidad Interior

Anexo 19

Especificaciones técnicas de la unidad interior

Unidad Interior						
Modelo		AHP188**H21	AHP24B**H21	AHP36C**H21	AHP48D**H21	AHP60D**H21
Blower - Diámetro X Ancho		9" x 6"	10" x 6"	10" x 10"	10" x 10"	11" x 10"
Motor	HP	1/3 HP	1/4 HP	3/4 HP	3/4 HP	1 HP
	RPM	1075	1075	1075	1075	1050
Voltaje		208 - 230V/ 1Ph/60Hz				
Amperaje	Trabajo	1.9	1.5	3.6	3.8	7.6
	Tipo	Desechable o Permanente				
Filtro	Medidas en Pulg.	16 x 20 x 1	16 x 20 x 1	20 x 20 x 1	20 x 20 x 1	22 x 20 x 1
	Modelo de Filtro	1PF0601BK	1PF0601BK	1PF0602BK	1PF0603BK	1PF0603BK
Peso Bruto / Peso Neto (lbs)		131/125	135/129	165/159	190/179	193/182

Anexo 20

Paneles solares

ESPMC

Polycrystalline Solar Module

SPECIFICATIONS

Dimensions: 1956 x 992 x 30 mm
1956 x 992 x 40 mm
1956 x 992 x 45 mm

Weight: 25.9 kg

Frame: Anodized hollow-aluminum frame on each side

Glass: Low-iron and tempered glass 3.2 mm

Cells: 72 pcs multi-crystalline 6-cells (156 x 156 mm)

Cell Embedding: EVA

Back Sheet: TFC / PET / PVDF

Junction Box:

Cable: 4 mm² solar cable 2 x 900 mm

Temperature Range: -40°C ~ +85°C

Load Capacity: 5400 Pa

Application class: Class A


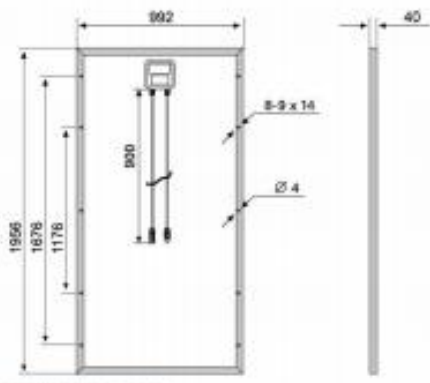
Electrical protection class: Class B

Fire safety class: Class C

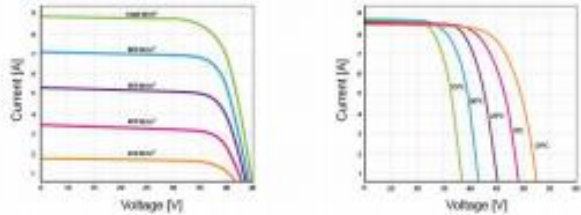
Product Warranty: 10 years

Power: 10 years 90%

Guarantee: 25 years 90%

CURRENT-VOLTAGE CURVES










Module characteristics at constant module temperatures (25°C) and different levels of irradiance.

Module characteristics at different module temperatures and constant module irradiance (1000 W/m²).

ESPMC TYPE	300	305	310	315	320	325
Power Class	300W	305W	310W	315W	320W	325W
Max. Power Voltage (V _{MPP}) [*] at STC ^{**}	37V	37.15V	37.3V	37.5V	37.65V	37.8V
Max. Power Current (I _{MPP}) [*] at STC	8.1A	8.21A	8.31A	8.4A	8.5A	8.6A
Open Circuit Voltage (V _{OC}) [*] at STC	44.0V	44.05V	44.1V	44.2V	44.3V	44.4V
Short Circuit Current (I _{SC}) [*] at STC	8.7A	8.8A	8.9A	9A	9.1A	9.2A
Module Efficiency	15.5 %	15.7 %	16 %	16.2 %	16.5 %	16.8 %

* MPP: Maximum Power Point
** STC (Standard Test Conditions): 1000W/m², 25°C, AM 1.5
*** Normal Operating Cell Temperature

CHARACTERISTICS

Max. System Voltage: 1000VDC

Temperature: +0.3800%/°K

Temperature: -0.2050%/°K

Temperature: -0.3800%/°K


NOCT^{*}:** 45°C

CERTIFICATES

IEC 61215 (MW 2 (10W/Module))
IEC 61730 (MCS - IAWP-TRO)
DTI OEC SALT MIST
PID Resistant

INSURANCE

ONKO



Anexo 21

Inversor

 **MUST SOLAR 3000W 24V MPPT 50A** P. Ind. El Bony, C/ 26 Nave 247, 46470 Catarroja, Valencia, España
☎ Teléfono: 961 430 113 ✉ eMail: autosolar@autosolar.es



CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

Regulador de Carga	Valor
Corriente Máxima Voltaje	50 A.
Máximo de Paneles	100 VOC
Rango operativo MPPT	30 - 80 VMP

Cargador de Batería

Voltaje de Batería	24 V
Voltaje en Flotación	27 VDC
Protección Sobrevoltaje	31 VDC
Corriente de Carga Máxima	30 A

Inversor

Voltaje de Salida (+/- 5%)	230 VAC
Potencia Pico (1 seg)	6000VA
Eficiencia	93%
Tipo de Onda	Senoidal Pura

Características Físicas

Dimensiones mm (Largo x Alto x Ancho)	272x355x125
Peso (Kg)	11.5
Temperatura Funcionamiento	0 a 55°C
Temperatura de Almacenamiento	-15 a 60°C

REQUISITOS INSTALACIÓN

1 - Será necesaria que la conexión de las baterías al inversor se efectúe antes que cualquier otra conexión, de lo contrario podría causar fallo en el mismo. Primero conectar el cable en el terminal del inversor y por último sobre el borne de batería.

2 - No deberemos superar el voltaje máximo de 100V en circuito abierto del regulador y deberemos conectar los paneles para que estén dentro del rango operativo, entre 30 y 80V a máxima potencia.

INTERIOR MUST SOLAR



Entrada y Salida 230V Alterna
Hay que respetar la serigrafía de los 3 conectores: tanto de la entrada (AC IN) como de la salida de potencia (AC OUT) y siempre con el inversor apagado.



Visión General de conexiones.
Aquí se muestran los bornes de baterías y la entrada PV de paneles, situadas entre los ventiladores.



Display para Control
El Inversor dispone de una pantalla donde poder visualizar a tiempo real lo que está ocurriendo en la instalación.

Anexo 22

Batería solar



FORMULA STAR MARINA | SOLAR

Formula Star MARINA

- Reducción auto-descarga
- Menor sensibilidad a las sobrecargas imprevistas
- Filtro antilama, desgasificación central

- Baterías selladas, Antiderames
- Tecnología Calcio-Calcio, Libre mantenimiento
- Placas y separadores especiales

Formula Star SOLAR

- Totalmente Libre de Mantenimiento
- Placas y separadores especiales
- Alta resistencia a profundos y continuos ciclos de carga y descarga

- Sistema de regulación por válvula con supresor de llama
- Larga Vida en servicio, Reducida auto-descarga
- Baterías Herméticas Estacionarias (diseñada para instalaciones fotovoltaicas)

FS MARINA	Modelo	V	Capacidad Ah (20°C)	Hermeticidad (PC/SE)	Medidas máx. (mm)			Precio BASE	Código RFP	Enero 2011	
					Largo	Ancho	Alto			AMP	FVP
Línea MARINA											
	FS 60 MARINA	12	60	531	242	175	290	82,30	G12C	9,50	91,80
	FS 75 MARINA	12	74	670	278	175	290	100,60	G12F	11,75	112,35
	FS 100 MARINA	12	96	790	352	175	290	131,20	G12H	15,75	146,95
	FS 145 MARINA	12	145	800	513	189	223	211,40	G12K	20,75	232,15
	FS 185 MARINA	12	185	1.080	513	223	223	243,20	G12L	28,25	271,45
FS 230 MARINA	12	230	1.100	518	276	242	305,60	G12M	36,25	341,85	
Línea SOLAR											
FS SOLAR	Modelo	V	Capacidad Ah (20°C)	Hermeticidad (PC/SE)	Medidas máx. (mm)			Precio BASE	Código RFP	Enero 2011	
					Largo	Ancho	Alto				AMP
	FS 70 SOLAR	12	66	531	242	175	190	82,90	G12F	11,75	94,65
	FS 80 SOLAR	12	80	670	278	175	190	102,60	G12G	14,00	116,60
	FS 110 SOLAR	12	110	790	352	175	190	133,70	G12H	15,75	149,45
	FS 155 SOLAR	12	155	800	513	189	203	215,50	G12J	20,75	236,25
	FS 200 SOLAR	12	200	1.080	513	223	223	249,20	G12L	28,25	277,45
	FS 260 SOLAR	12	260	1.100	518	276	242	311,50	G12M	36,25	347,75

El Ajuste de Materia Prima variará mensualmente.