



**FACULTAD DE INGENIERÍA, ARQUITECTURA Y
URBANISMO**

**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA
ELÉCTRICA.**

TESIS

**DISEÑO DE UN SISTEMA AEROTÉRMICO PARA
OPTIMIZAR LA REFRIGERACIÓN Y EL
CALENTAMIENTO DE AGUA SANITARIA EN EL
CENTRO DE PRÁCTICAS PRE CLÍNICO Y
CLÍNICO DE ESTOMATOLOGÍA DE LA
UNIVERSIDAD SEÑOR DE SIPAN**

**PARA OPTAR POR EL TÍTULO PROFESIONAL DE
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA**

Autor

Bach. Barrantes Tito, Marco Cástulo

<https://orcid.org/0000-0002-6622-458X>

Asesor

Mg. Vives Garnique, Juan Carlos

<https://orcid.org/0000-0003-0988-9881>

Línea de investigación:

Infraestructura, Tecnología y medio ambiente

Pimentel – Perú

2021

**DISEÑO DE UN SISTEMA AEROTÉRMICO PARA OPTIMIZAR LA
REFRIGERACIÓN Y EL CALENTAMIENTO DE AGUA
SANITARIA EN EL CENTRO DE PRÁCTICAS PRE CLÍNICO Y
CLÍNICO DE ESTOMATOLOGÍA DE LA UNIVERSIDAD SEÑOR
DE SIPAN**

Aprobación del Jurado

Mg. Vives Garnique Juan Carlos

Asesor

Mg. Gastiaburu Morales Silvia Yvone

Presidente del jurado de tesis

Mg. Alvarado Silva Carlos Alexis

Secretario del jurado de tesis

Mg. Vives Garnique Juan Carlos

Vocal del jurado de tesis

DEDICATORIA

A Dios por darme la bendición y protección, por llenarme de sabiduría y entendimiento. A mis padres y hermano por motivarme y darme su confianza que me impulsó a llevar a cabo la culminación de mi carrera profesional, a los que siempre confiaron en mí y muy especial dedicatoria a mi mentor, consejero y gran amigo, Ingeniero Mecánico Electricista Juan O. Gonzales Penas. Q.E.P.D

AGRADECIMIENTOS

A Dios por abrir mi entendimiento, a los docentes de la universidad señor de Sipán y asesor metodológico Mg. Juan Carlos Vives Garnique por sus conocimientos impartidos, a mis padres en especial por su constante apoyo y confianza incondicional, al Dr. Roberto C. Ojeda Gomez, por permitirme realizar mi investigación en el centro de prácticas pre clínico y clínico de la escuela profesional de estomatología y a mí gran amigo compañero de clases M.A.D.C.

DISEÑO DE UN SISTEMA AEROTÉRMICO PARA OPTIMIZAR LA REFRIGERACIÓN Y EL CALENTAMIENTO DE AGUA SANITARIA EN EL CENTRO DE PRÁCTICAS PRE CLÍNICO Y CLÍNICO DE ESTOMATOLOGÍA DE LA UNIVERSIDAD SEÑOR DE SIPÁN

Marco Cástulo Barrantes Tito^e

Resumen

El proyecto de investigación propone un nuevo diseño de bomba aerotérmica para cubrir el requerimiento de consumo de agua caliente y refrigeración de la Clínica de la Universidad Señor de Sipán. En primer lugar, se analiza la demanda energética tanto para producir agua caliente como para refrigerar los diversos ambientes de la Clínica. Como resultado se tiene que la potencia demandada para refrigeración es de 14.73 kW, y para la generación de agua caliente es de 0.48 kW, lo que hace un total de 15.21 kW.

En un segundo momento se realiza el dimensionamiento y selección de los elementos del sistema aerotérmico, a partir de la cuantificación de la demanda energética vista anteriormente. Este procedimiento también se apoya en un análisis fluidotérmico empleando un software CFD, es decir, se observa en un entorno gráfico el comportamiento de la bomba aerotérmica en términos de temperatura, flujos másicos, energía, entre otros aspectos.

A continuación, se definen los parámetros más resaltantes y que influyen en el comportamiento del sistema diseñado, para proceder a la optimización de potencia, tamaño y consumo energético.

Finalmente, mediante un análisis técnico-económico se evalúa la viabilidad de su construcción y puesta en marcha.

Como conclusión, se destaca que la mayor parte de la potencia entregada por la bomba aerotérmica se aprovechará para satisfacer el requerimiento de refrigeración, con un porcentaje de 96.8%. Asimismo, se recomienda analizar el comportamiento de la bomba diseñada en modo de calefacción y dimensionando un sistema de generación eléctrica renovable para su suministro de energía.

Palabras clave: Bomba aerotérmica, sistema aerotérmico, análisis fluidotérmico, agua caliente sanitaria, refrigeración.

^e Adscrito a la escuela Académica profesional de Ingeniería mecánica eléctrica, Pregrado. Universidad señor de Sipán, Pimentel, Perú, email: btitomarco@crece.uss.edu.pe Código ORCID <https://orcid.org/0000-0002-6622-458X>

Abstract

This research project proposes a new design about a aerothermal pump to cover the requirement of hot water consumption and cooling of the Universidad Señor de Sipan Clinic. First, it's analyzed the energy demand as to producing hot water as cooling the different environments of the Clinic. As a result, the demanded power to cooling is 14.73 kW, to generating hot water is 0.48 kW, which makes a total power of 15.21 kW.

On the second moment, it's made the measurement and selection of the aerothermal system's components based on the quantification of the energy demand saw previously. Also, this procedure is supported on a fluidthermal analysis using a CFD software, meaning, it's observed the performance of the aerothermal pump with respect to temperature, mass flow, energy, among others, inside a graphic environment.

Next, it's defined the most noticeable parameter that influences on the performance of the designed system, which leads to a procedure of optimization of power, size and energy consumption.

Finally, it's realized a technical-economy analysis in order to assess the viability of the building and the launch.

As conclusion, it's highlighted that the most part of the power provided by the aerothermal pump will be enjoyed to satisfy the cooling requirement, with 96.8% as percentage. Additionally, it's recommended to analyze the performance of the designed pump like heating mode, and sizing a system of renewable electric generation for its energy supply.

Key words: *Aerothermal pump, aerothermal system, fluidthermal analysis, sanitary hoy water, cooling.*

Índice

DEDICATORIA	iii
AGRADECIMIENTOS	iv
<i>Resumen</i>	v
<i>Abstract</i>	vii
ÍNDICE DE FIGURAS	x
ÍNDICE DE TABLAS	xi
ÍNDICE DE ECUACIONES	xiii
I. INTRODUCCIÓN	15
1.1. Realidad problemática	15
1.2. Antecedentes de estudio	17
1.2.1. A nivel Mundial.	17
1.2.2. A nivel Nacional	19
1.2.3. A nivel local	20
1.3. Teorías relacionadas al tema	20
1.3.1. Ciclos de refrigeración	20
1.3.2. Energía aerotérmica	25
1.3.3. Transferencia de calor	26
1.3.4. Flow Simulation Solidworks	34
1.3.5. Materiales	34
1.4. Formulación del problema	35
1.5. Justificación e importancia del estudio	36
1.5.1. Justificación tecnológica	36
1.5.2. Justificación económica	36
1.5.3. Justificación social	36
1.5.4. Justificación ambiental	37
1.6. Hipótesis	37
1.7. Objetivos	37
1.7.1. Objetivo general	37
1.7.2. Objetivos específicos	37
II. MATERIAL Y MÉTODO	40
2.1. Tipo y diseño de investigación	40
2.2. Variables y operacionalización	40
2.3. Población y muestra	41

2.4.	Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad	41
2.5.	Métodos de Análisis de datos	41
2.6.	Criterios éticos	42
III.	RESULTADOS	45
3.1.	Resultados en tablas y figuras	45
3.2.	Discusión de resultados	81
	CONCLUSIONES	83
	RECOMENDACIONES	84
	Bibliografía	85
	ANEXOS	88
	ANEXO N° 1 Ficha de entrevista	89
	ANEXO N° 2 Ficha de entrevista	90
	ANEXO N° 3 Carta de Aceptación de Investigación por parte de la escuela de estomatología.	91
	ANEXO N° 4 Análisis documental al personal responsable de la Clínica de la Universidad Señor de Sipán.	92
	ANEXO N°5. Guía de observación	94
	ANEXO N° 6. Código de Ética del Colegio de Ingenieros del Perú (CIP).....	95
	ANEXO N° 7. Código de Ética de Investigación de la USS –.....	96
	ANEXO N° 8. Ficha de análisis y referencias bibliográficas.....	97
	ANEXO N° 9. Ficha técnica de bomba de calor Platinum BC Max 22W	100
	ANEXO N°10. Características climáticas de cada zona bioclimática del Perú.....	104
	ANEXO N°11 Planos de Clínica de Universidad Señor de Sipán	105

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Esquema de funcionamiento de un sistema de refrigeración.	20
Figura 2. Esquema del ciclo de refrigeración por vapor.	21
Figura 3. Diagrama T-s de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor.	21
Figura 4. Esquema de funcionamiento de una bomba de calor.	23
Figura 5. Esquema de la carta psicrométrica.	25
Figura 6. Esquema de funcionamiento de una bomba de calor aerotérmica.	26
Figura 7. Unidad de bomba de calor ECOFOREST.	26
Figura 8. Esquema del principio de la transferencia de calor por conducción.	27
Figura 9. Transferencia de calor por: A) Convección forzada. B) Convección natural. C) Ebullición. D) Condensación.	27
Figura 10. A) Banco de tubos alineados. B) Banco de tubos escalonados.	30
Figura 11. Esquemas de intercambiador de calor: A) de flujo paralelo. B) de contraflujo.	31
Figura 12. Resistencias térmicas en un intercambiador de calor.	31
Figura 13. Esquema del diferencial de potencia térmica transferido en un intercambiador de calor.	33
Figura 14. Variación de las temperaturas de los fluidos en un intercambiador de calor.	33
Figura 15. Esquema de la transferencia de calor por radiación: A) Desde un cuerpo. B) Hacia los alrededores.	33
Figura 16. Simulación de un aerovelo para mejorar su aerodinámica con mayores velocidades.	34
Figura 17. Curvas características de temperatura (°C) – Costa Norte.	51
Figura 18. Temperaturas de entrada y salida.	59
Figura 19. Distancias entre unidad exterior e interior.	64
Figura 20. Unidad exterior de ACS y climatización AI20.	65
Figura 21. Fancoils Cassette Top Line.	66
Figura 22. Bomba de ACS EH260.	67
Figura 23. Análisis fluidotérmico de una tubería con accesorios CPVC en Flow Simulation. ...	68
Figura 24. Análisis de velocidad de fluido en una tubería con accesorios CPVC en Flow Simulation.	69
Figura 25. Análisis de presión en una tubería con accesorios CPVC en Flow Simulation.	69
Figura 26. Ensamblaje de los equipos de Refrigeración del sistema aerotérmico en el 2do piso de la Clínica de la Universidad Señor de Sipán.	70
Figura 27. Análisis aerotérmico en el 2do piso de la Clínica de la Universidad Señor de Sipán.	71
Figura 28. Análisis aerotérmico en el 2do piso de la Clínica de la Universidad Señor de Sipán	71
Figura 29. Gráfica de la potencia según área del sistema de refrigeración.	72
Figura 30. Gráfica de la potencia según los meses del sistema de ACS.	73
Figura 31. Esquema técnico de conexión del sistema aerotérmico.	74
Figura 32. Esquema técnico de conexión de un equipo Fancoils.	76

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Valores usuales de coeficientes de transferencia de calor según su mecanismo.	28
Tabla 2. Correlaciones para número de Nusselt para diversas configuraciones geométricas.	29
Tabla 3. Valores de parámetros para el cálculo de Nusselt en banco de tubos.....	30
Tabla 4. Valores usuales para el coeficiente global de transferencia de calor en un intercambiador.....	32
Tabla 5. Variables del proyecto.....	40
Tabla 6 Promedio de temperaturas en el interior de la clínica de la USS	46
Tabla 7 Potencia de refrigeración de cada área seleccionada de la clínica de la USS.....	46
Tabla 8. Potencia de ventilación de cada área seleccionada de la clínica de la USS.....	47
Tabla 9. Potencia total para el sistema de refrigeración de la clínica de la USS	47
Tabla 10. Valores mínimos de ocupación de cálculo.....	48
Tabla 11. Demanda de referencia de agua sanitaria a 60°C.....	49
Tabla 12. Demanda de ACS por mes para la clínica de la Universidad Señor de Sipán.	49
Tabla 13. Potencia total del sistema aerotérmico de la clínica de la Universidad Señor de Sipán	50
Tabla 14. Temperaturas promedio para periodo cálido y frío – Zona climática: Costa Norte	52
Tabla 15. Ganancia de calor por conducción a través de materiales. – Periodo cálido	53
Tabla 16. Ganancia de calor por conducción a través de materiales. – Periodo frío.....	53
Tabla 17. Conductancia de cámaras de aire.....	54
Tabla 18. Conductividad (W/m°C), conductancia (W/m ² °C), y/o espesor de materiales de la envolvente	55
Tabla 19. Transmitancias térmicas	56
Tabla 20. Tasa de desprendimiento calorífico en exceso del cuerpo humano para diversas actividades.....	57
Tabla 21. Aforo según planos de la clínica de la Universidad Señor de Sipán.	57
Tabla 22. Listado promedio del personal y estudiantes en clínica de la Universidad Señor de Sipán	57
Tabla 23. Listado de luminarias y potencias de la Clínica de la Universidad Señor de Sipán	58
Tabla 24. Listado de equipos y potencias de la Clínica de la Universidad Señor de Sipán.....	58
Tabla 25. Áreas de la clínica que necesitan refrigeración.	60
Tabla 26. Orientación de las áreas de la clínica.....	60
Tabla 27. Potencia calorífica necesaria en cada área de la clínica	61
Tabla 28. Características de los distintos modelos de radiadores Ferroli.....	62
Tabla 29. Numero de radiadores por área de la clínica.....	62
Tabla 30. Distancias mínimas y máximas entre la unidad exterior e interior.....	63
Tabla 31. Potencia del Fancoils para cada área de la clínica.	65
Tabla 32. Especificaciones técnicas del acumulador ACS AS 300-2E.....	66
Tabla 33. Resultados del análisis del fluido por las tuberías CPVC.	69
Tabla 34. Áreas de la clínica y demanda de potencia de refrigeración.	72
Tabla 35. Meses y demanda de potencia de ACS.	72
Tabla 36. Especificaciones técnicas del sistema de ACS y refrigeración.	75
Tabla 37. Especificaciones técnicas del equipo FANCOILS modelo CASSETTE TOP LINE ..	75
Tabla 38. Especificaciones técnicas de la tubería de ACS.....	76
Tabla 39. Costos directos de inversión de los elementos que constituyen el Sistema Aerotérmico	77
Tabla 40. Costos indirectos de inversión.....	77
Tabla 41. Costos totales de inversión.	78
Tabla 42. Gastos de operación mensual y anual del Sistema Aerotérmico	79

Tabla 43. Porcentaje de depreciación anual de bienes.	79
Tabla 44. VAN y TIR del Sistema Aerotérmico.....	80

ÍNDICE DE ECUACIONES

$COPR = QLW_{neto}, ent = QLQH - QL$	Ecuación 1	21
$COPBC = QHW_{neto}, ent = QHQH - QL$	Ecuación 2	21
$qL = h1 - h4$	Ecuación 3	22
$qH = h2 - h3$	Ecuación 4	22
$went = h2 - h1$	Ecuación 5	22
$\omega = mvma = Pvv/RvTPav/RaT = Pv/RvPa/Ra = 0.622PvPa = 0.622PvP - Pv$	Ecuación 6	24
$\phi = mvmg = Pvv/RvTPgv/RvT = PvPg$	Ecuación 7	24
$Pg = Psat@T$	Ecuación 8	24
$\phi = \omega P0.622 + \omega Pg$	Ecuación 9	24
$\omega = 0.622\phi PgP - \phi Pg$	Ecuación 10	24
$Tpr = Tsat@Pv$	Ecuación 11	25
$Qcond = k\Delta TL$	Ecuación 12	27
$Qconv = h\Delta T$	Ecuación 13	28
$hconv = kf \cdot NuLd$	Ecuación 14	28
$Nu = 0.023 \cdot Re^{4/5} \cdot Pr^n$	Ecuación 15	28
$Nu = 0.664 \cdot Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3}$	Ecuación 16	29
$Nu = 0.037 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{1/3}$	Ecuación 17	29
$Re = \rho V D \mu$	Ecuación 18	29
$Nu = C \cdot Rem \cdot Pr^{0.36} Pr^{1/4}$	Ecuación 19	30
$R = 1U \cdot As = 1Ui \cdot Ai = 1Uo \cdot Ao = 1hi \cdot Ai + Rf, iAi + \ln Do/Di 2\pi k \cdot L + Rf, oAo + 1ho \cdot Ao$	Ecuación 20	32
$\Delta Tm = \Delta T1 - \Delta T2 \ln \Delta T1 / \Delta T2$	Ecuación 21	32
$Q = U \cdot As \cdot \Delta Tm$	Ecuación 22	32
$Qrad = \epsilon \sigma AT^{14} - T^4$	Ecuación 23	33
$Q = mCp\Delta T$	Ecuación 24	34
$P = K x S x (\Delta T)$	Ecuación 25	46
$P_{ventilación} = \gamma x Ce 0.86x ACH x \Delta T$	Ecuación 26	47
$Qa = Ce \times C \times (Ta - Tr) \times N$	Ecuación 27	48
$PACS = V x Ce x \rho agua x (Ta - Tr)t$	Ecuación 28	50
$Qc = A.U. (Texterna - Tinterna)$	Ecuación 29	52
$U = 1R$	Ecuación 30	53
$R = Rsi + Rse + Rca + R1 + R2 + \dots + Rn$	Ecuación 31	54
$U = 11fi + b1k1 + \dots + 1Rc + b2k2 + \dots + 1fe$	Ecuación 32	54
$\Delta T = Ti + Tr2 - Ta$	Ecuación 33	59
$P = A x B x C x D x 85$	Ecuación 34	60
N° de Radiadores =		
$Potencia\ calorifica\ de\ la\ estancia = Potencia\ calorifica\ del\ radiador$	Ecuación 35	62
$VAN = t = 0nFt(1 + r)t - I$	Ecuación 36	80
$VAN = t = 0nFt(1 + TIR)t - I = 0$	Ecuación 37	80

CAPITULO I

INTRODUCCIÓN

I. INTRODUCCIÓN

1.1. Realidad problemática

A nivel mundial se hace cada vez más necesario contar con sistemas energéticos (calefacción, refrigeración, agua caliente sanitaria) más eficientes y amigables con el medio ambiente, que permitan ahorrar dinero, que eviten la quema de combustibles fósiles y que generen bajas emisiones de gases de efecto invernadero.

El cambio climático es una realidad que se aprecia con mayor frecuencia en los medios de comunicación: climas extremos, temporadas atípicas, etc. Por ejemplo, el 26 de agosto del 2018, 18 provincias de España sufrieron temperaturas de hasta 41°C. (Cerrillo, 2018)

Otros estudios señalan que el mes de agosto del 2018, ha sido el más cálido de Europa desde que se tienen registros del clima, trayendo consigo pérdida de vidas humanas, grandes sequías, fuertes lluvias, incendios forestales, entre otras consecuencias. Se ha proyectado un aumento entre 3% y 6% de las muertes por calor en España. (Europapress, 2018)

En Siberia se registró un récord en el incremento de temperatura entre invierno y verano, con una variación de 90°C (desde -50°C hasta 40°C). Situaciones similares se repitieron en Estados Unidos de América, donde Nueva York llega a una sensación térmica de 40°C; en el Norte de África, y otras zonas del mundo. (Fundación We are Water, 2018)

Por el otro lado, también hay nuevos récords en cuanto a temperaturas bajas: en Minnesota (EEUU) a fines del año 2017 se llegó a -38.3°C, en Mount Washington se llegó a -36.6°C, ambos casos superan los registros de los últimos 90 años. Nueva York acumuló 1.5 metros de nieve. (BBC Mundo, 2017)

Por su parte, Europa contabilizó más de 50 muertes en la última ola de frío que vivió (hasta marzo de este año), con temperaturas promedio de -24°C.

Los problemas ambientales se acentúan si se tiene en cuenta la pobreza y desigualdad energética que se vive en muchos países. En España, por ejemplo, según un estudio de la Asociación de Ciencias Ambientales (2014), al año 2012 el 9% de los habitantes, es decir 4 millones de personas, no pueden mantener su domicilio a una temperatura apropiada en épocas de frío, siendo el cuarto país de Europa con mayor cantidad de ciudadanos con esta carencia.

Según datos del Banco Mundial, en la población mundial existen más de 1000 millones de personas que viven sin energía eléctrica y otros 3000 millones de personas que emplean combustibles altamente contaminantes, como la leña, para la calefacción de su vivienda. (Banco Mundial, 2018)

En Latinoamérica y el Caribe existen entre 26 y 30 millones de personas sin acceso a energía eléctrica, y otros 87 millones de personas que carecen de acceso a combustibles y/o formas de combustión modernas. En Chile, país que ha realizado muchos estudios sobre su pobreza energética, el 15.7% de la población destina más del 10% de sus ingresos en climatización, iluminación y cocina, y, además, el 94% de los hogares chilenos tienen una temperatura por debajo de los 20°C, y el 24% de la energía es producida por la quema de madera, para fines de calefacción y cocción.

En Tacna se registraron temperaturas más bajas a nivel nacional, llegando a -20°C según el Servicio Nacional de Meteorología e Hidrología (SENAMHI) y el Centro de Operaciones de Emergencia Nacional (COEN). En el otro extremo, en la Selva de Perú las temperaturas pueden llegar hasta los 38°C, y este verano la ciudad de Piura superó los 36°C. Un hecho inusual ocurrió la segunda semana del mes de setiembre del 2018 cuando en la ciudad de Tarapoto, San Martín se observó una caída de granizo, además de fuertes precipitaciones y vientos. Este acontecimiento grafica claramente los estragos del cambio climático en el país. (Diario Correo, 2018)

En cuanto al acceso a la energía en el Perú, según el Plan Energético Nacional 2014-2025, al año 2013 la cobertura eléctrica a nivel nacional llegó al 91%. Además, el 35% de la población no cuenta con combustibles modernos, utilizando mayormente leña, lo que conlleva un daño tanto a la salud de las familias como al medio ambiente. La carencia de recursos energéticos se aprecia más en las zonas rurales y en las zonas de extrema pobreza.

Por otro lado, en cuanto al caso específico de esta investigación, cabe mencionar que la temperatura adecuada para las áreas más críticas de un hospital es entre 22°C y 26°C según la norma UNE-100713:2005, y entre 20°C y 24°C según ASHRAE, Además, la humedad debe estar entre 45% y 55% para la norma UNE, y entre 30% y 60% para la norma ASHRAE. Fuera de estos rangos existe mayor riesgo de la presencia de bacterias

y virus, con la consecuente infección en los enfermos y pacientes. Por lo tanto, un sistema de climatización es fundamental en un hospital. (Revista Mundo HVACR, 2013).

Un sistema de climatización en hospitales, además de proporcionar confort a las personas, tiene como función eliminar o disminuir microorganismos y polvo, ayudar a la curación de ciertas enfermedades, como por ejemplo: ubicando a los enfermos del corazón en lugares frescos y bien ventilados, a los pacientes con artritis reumatoide en lugares cálidos, y a pacientes con quemaduras en ambientes de hasta 32°C (Ramírez, 2017). Asimismo, se debe ventilar los ambientes para evitar la dispersión de los microorganismos, removiendo grandes volúmenes de aire.

Si las temperaturas de los ambientes impactan directamente en el bienestar de los pacientes, es lógico pensar que la temperatura del agua también es fundamental en ciertas actividades humanas, como, por ejemplo: la ducha, la cual debe realizarse a una temperatura relativamente alta para ciertos tipos de pacientes.

Una bacteria con mayor presencia en las instalaciones de agua es la Legionella Pneumophila, la cual se prolifera a mayor velocidad en el rango de temperatura entre 20°C y 45°C. Existen diversas medidas para evitar el crecimiento de esta bacteria y la infección en personas (legionelosis), como por ejemplo: mantener el agua por encima de 50°C, evitar estancamientos de agua, recurrir a materiales que puedan ser desinfectados, evitar la recirculación del agua y su almacenamiento dentro del circuito durante un tiempo prolongado, entre otras acciones (Asociación Técnica Española de Climatización y Refrigeración, 2010).

1.2. Antecedentes de estudio

1.2.1. A nivel Mundial.

La tesis doctoral de Esther Jiménez (Jiménez E. , 2017) realizó un análisis energético, económico y ambiental del uso de sistemas aerotérmicos para la climatización de hogares. Se comparó con otras tecnologías convencionales diferentes índices para determinar factibilidad económica en cuanto a los costos de instalación, ahorro de energía durante la operación y, además, los impactos ambientales. Finalmente, concluyó que este sistema sí es factible como alternativa de climatización, reduce en 80% las emisiones de CO₂, y, además, puede significar un ahorro de 50% aproximadamente utilizando el suelo radiante.

Lisset Piedra Durand en su tesis doctoral analizó la combinación de dos tecnologías: bombas de calor (entre ellas la aerotérmica) y la energía solar térmica, en diversas configuraciones. Para su análisis utilizó los softwares Omnilus y TRANSYS. Se concluyó que en España la bomba aerotérmica tiene bajos costes energéticos y bajos costos de operación, en comparación con instalaciones de gas natural, gasoil y caldera de pellets (Piedra, 2014).

La Escuela Universitaria de Ingeniería Técnica Industrial de Barcelona comparó en 2015 cuatro tecnologías para climatización de viviendas: caldera de gas, caldera de gas de condensación, caldera de gasóleo C, y bomba de calor aerotérmica. Concluyó que el sistema aerotérmico es el que menos energía consume y el que tiene mayor rendimiento (Olmedo, Farrerons, & Prieto, 2015).

En su proyecto final de carrera, Juan Jiménez, comparó cuatro tecnologías para la climatización del edificio Can Marçet de Sabadell: bombas de calor aerotérmicas, energía geotérmica, energía fotovoltaica, y energía solar térmica. El trabajo concluyó que la aerotermia y la geotermia son las más eficientes, sin embargo, la aerotermia conlleva un menor costo de instalación y una menor área de captación (Jiménez J. F., 2009).

López (2016) obtuvo conclusiones similares al comparar aspectos técnicos, económicos y ambientales de las siguientes tecnologías: la geotermia y la aerotermia, biomasa, instalación de gas natural, caldera de gas propano y caldera de gasoil, para estudiar el consumo final de energía de una vivienda unifamiliar. López se apoyó en el software ANSYS para su análisis. Esta tesis se analizó en tres partes: los materiales de la vivienda, consumo energético según cada tecnología y combinaciones de ellas, y la instalación de un muro Trombe, que es un captador de radiación solar. (López, 2016)

Prieto (2016) en su trabajo de fin de grado tuvo como objetivo diseñar un equipo reversible aire acondicionado/bomba de calor con una potencia de 3.5 kW. Empleó el software IMST-ART, desarrollado por la Universidad Politécnica de Valencia para el diseño de equipos de refrigeración basados en la compresión de vapor. Este software calcula el rendimiento global a partir de la evaluación de cada componente del equipo: evaporador, condensador, compresor, conexiones, etc. Logró diseñar un equipo de potencia mayor con un EER de 4.84 para el aire acondicionado y un COP de 5.08 para la calefacción. (Prieto, 2016)

En Latinoamérica también se han realizado estudios en este tema. En Ecuador en el año 2016, Alcívar y Yumaglla realizaron como trabajo final de graduación el diseño y la instalación de un sistema que combina aerotermia y geotermia para un proceso de secado. Para el diseño se apoyaron en el software Solidworks y lograron optimizar el dimensionamiento del sistema y obtener una eficiencia de 85%. Los resultados experimentales con relación a las simulaciones tuvieron un error de 15% (Alcívar & Yumaglla, 2016).

1.2.2. A nivel Nacional

En Perú, (Córdova, 2016) en su trabajo de tesis tuvo como objetivo optimizar un sistema de bomba de calor para el calentamiento de agua mediante la ejecución de diversas simulaciones en el software Matlab. Para el desarrollo de esta investigación, se tomaron datos reales de las condiciones ambientales de Huancayo. Finalmente, logró incrementar el valor del COP desde 2.34 a 2.74.

Novoa (2015) en su tesis para optar el título de ingeniero mecánico propuso el diseño de un sistema de producción y distribución de agua caliente para un hotel con categoría 5 estrellas. Comprendió tres aspectos de diseño: hidráulico (bomba y tuberías), térmico (equipo de calentamiento y tanque de almacenamiento) y mecánico (sistema de apoyos y resistencia de los materiales). Como resultado, obtuvo un sistema compuesto por una caldera de 200 HP, que produce 1 l/s de agua a una temperatura de 50°C, un tanque de almacenamiento de 5 m³, y tres bombas de 0.21, 0.13, y 4 HP. La inversión sería de más de S/. 1'300,000.00. (Novoa, 2015)

Olivarez (2014) en su proyecto de titulación como ingeniero sanitario ofreció un diseño para las instalaciones sanitarias (agua potable, agua caliente, desagüe y agua contraincendio) dentro de un edificio con oficinas. En cuanto al sistema de agua caliente, propuso el uso de calentadores eléctricos debido a que la demanda es baja: 206.14 l/h. La temperatura máxima es de 80°C. (Olivarez, 2014)

Gamboa (2009) en su tesis para obtener el título de ingeniero sanitario diseñó las diversas instalaciones de agua para el Hospital de Ventanilla (Callao), entre ellas la de agua caliente sanitaria. Mostró una metodología clara para el dimensionamiento del sistema de agua caliente, incluyendo un análisis del consumo y la adecuada selección de los equipos. El sistema es para un consumo de 2900 l/h y un almacenamiento de 2200 l. (Gamboa, 2009)

1.2.3. A nivel local

No se encuentran antecedentes a nivel local del tema.

1.3. Teorías relacionadas al tema

1.3.1. Ciclos de refrigeración

Unos de los puntos fundamentales a estudiar para el desarrollo de esta investigación es el de refrigeración: máquinas, ciclos, condiciones, etc. (Cengel & Boles, Termodinámica, 2012).

Compresión de vapor: Sistema de refrigeración de mayor uso que se caracteriza por la evaporación del refrigerante aprovechando el calor del ambiente a refrigerar. El vapor saturado producido pasa por un compresor para aumentarle la presión y la temperatura, obteniéndose vapor sobrecalentado. Este vapor pasa por un condensador y se genera líquido saturado cediendo su calor al exterior. Este refrigerante líquido disminuye su presión haciéndose fluir por una válvula de expansión, y además, disminuye su temperatura por debajo del ambiente refrigerado.

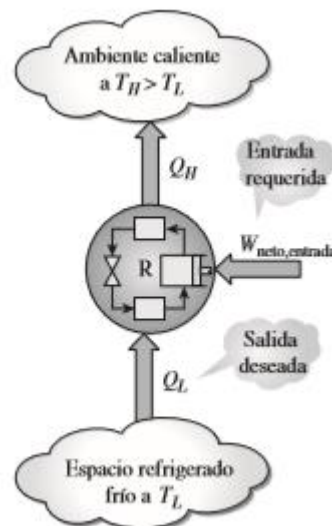


Figura 1. Esquema de funcionamiento de un sistema de refrigeración.
Fuente: (Cengel & Boles, Termodinámica, 2012)

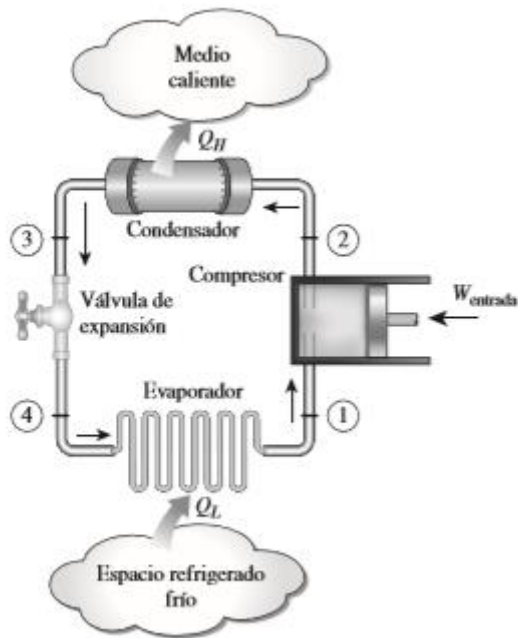


Figura 2. Esquema del ciclo de refrigeración por vapor.
Fuente: (Cengel & Boles, Termodinámica, 2012)

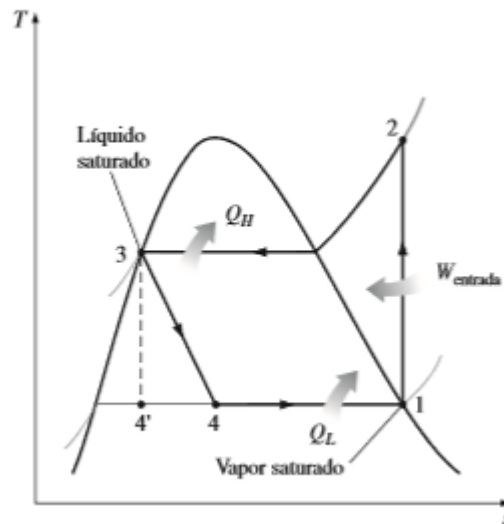


Figura 3. Diagrama T-s de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor.
Fuente: (Cengel & Boles, Termodinámica, 2012)

Coefficiente de desempeño: No es más que el valor de la eficiencia del sistema de refrigeración o de la bomba de calor.

$$COP_R = \frac{Q_L}{W_{neto,ent}} = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L} \quad \text{Ecuación 1}$$

$$COP_{BC} = \frac{Q_H}{W_{neto,ent}} = \frac{Q_H}{Q_H - Q_L} \quad \text{Ecuación 2}$$

Los valores, por unidad de masa, de calor de entrada q_L , calor de salida q_H , y trabajo de entrada $w_{entrada}$ se calculan mediante las diferencias de entalpía de cada punto del ciclo termodinámico:

$$q_L = h_1 - h_4 \quad \text{Ecuación 3}$$

$$q_H = h_2 - h_3 \quad \text{Ecuación 4}$$

$$w_{ent} = h_2 - h_1 \quad \text{Ecuación 5}$$

Ciclo de Carnot: Es un ciclo ideal o modelo para las máquinas térmicas, pues es de la mayor eficiencia posible al minimizar el trabajo requerido y maximizar el trabajo entregado por el fluido. Este ciclo ideal está conformado por procesos reversibles, que en la realidad no es posible obtenerlos.

Un proceso reversible es aquel que puede ejecutarse en sentido contrario garantizando que tanto el sistema como los alrededores vuelvan a su estado inicial.

La máquina térmica que operaría con este ciclo de Carnot sirve para evaluar las máquinas térmicas reales, es decir, para saber en cuánto se aproximan su eficiencia al valor máximo posible.

Ciclo de Carnot inverso: Es el mismo ciclo de Carnot, pero con la función de refrigerar, yendo los procesos en sentido contrario.

Refrigeración de gas: A diferencia del sistema a compresión de vapor, en este sistema el refrigerante permanece en estado gaseoso durante todo el ciclo, por lo tanto, se reemplazan el condensador y el evaporador por dos intercambiadores de calor.

Refrigeración en cascada: No es más que la implementación de dos o más sistemas simples de refrigeración en serie para lograr una gran variación de temperatura, la cual no se podría obtener de manera eficiente en un solo sistema.

Por absorción: Como su nombre lo indica, este sistema de refrigeración radica en la absorción de un refrigerante por un medio de transporte. El sistema más común es el conformado por NH_3 (amoníaco) como refrigerante y H_2O (agua) como medio de transporte. Este sistema es parecido al sistema por compresión de vapor, con la desigualdad que el aumento de presión del refrigerante gaseoso no lo efectúa un compresor sino un conjunto complejo de mecanismos mediante un proceso exotérmico al reaccionar el agua con el amoníaco.

Sistema Termoeléctrico: Este sistema aprovecha el efecto Peltier, que consiste en hacer transitar una corriente eléctrica por la unión de dos metales distintos, ésta se enfría.

Componentes de un sistema de refrigeración:

Evaporador: Es un intercambiador de calor que cambia el estado de un líquido a gas o vapor absorbiendo energía térmica de una determinada fuente que está a una temperatura mayor.

Compresor: Es una máquina rotativa (o turbomáquina) que eleva la presión de un gas o vapor.

Condensador: Es un intercambiador de calor que cambia el estado de un gas o vapor a líquido rechazando energía térmica hacia un sumidero que está a una temperatura menor.

Válvula de expansión: Es el elemento encargado de bajar la presión del refrigerante antes de su ingreso al evaporador. Para su función no requiere de algún intercambio de calor (adiabático).

Bomba de calor: Es un equipo que transporta la energía térmica de un medio (agua, aire, suelo) hacia otro medio utilizando las leyes de la termodinámica dentro de un proceso cíclico, a través de un conjunto de diversos componentes: compresor, condensador, válvula de expansión y evaporador. En otras palabras, es el mismo equipo que el sistema de compresión a vapor, pero funciona en el ciclo inverso, pues su objetivo es la calefacción y no la refrigeración.

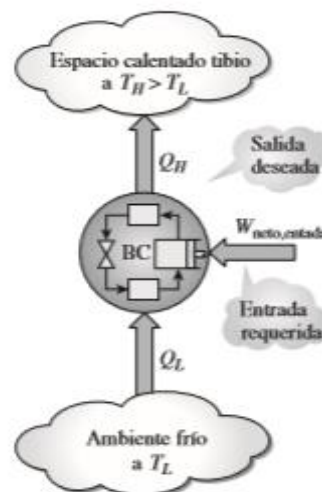


Figura 4. Esquema de funcionamiento de una bomba de calor.
Fuente: (Cengel & Boles, Termodinámica, 2012)

Acondicionamiento de aire

Para hablar de sistemas de acondicionamiento de aire, se debe tener en cuenta que el aire atmosférico es una mezcla aire-vapor de agua y que el confort de las personas dentro de un ambiente no solo depende de la temperatura, sino de otras variables como la presión, humedad relativa y humedad específica. Estas condiciones conforman la sensación térmica.

La humedad específica o absoluta es la relación entre la masa de vapor de agua y una unidad de masa de aire seco. Se determina así:

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = \frac{P_v v / R_v T}{P_a v / R_a T} = \frac{P_v / R_v}{P_a / R_a} = 0.622 \frac{P_v}{P_a} = \frac{0.622 P_v}{P - P_v} \quad \text{Ecuación 6}$$

Donde m_v es la masa del vapor de agua, m_a es la masa de aire seco, P_v es la presión parcial del vapor de agua, P_a es la presión parcial del aire seco, v es el volumen específico del aire atmosférico, R_v es la constante de gas para el vapor, R_a es la constante de gas para el aire seco, T es la temperatura del aire atmosférico, y P es la presión total del aire atmosférico.

La humedad relativa es la relación entre la cantidad de humedad del aire y la cantidad máxima de humedad que dicho aire puede contener. Dicho de otra forma, es la capacidad del aire para absorber vapor de agua del ambiente. Cuando un ambiente tiene una humedad relativa de 95% significa que no tiene mucho espacio para que el cuerpo de una persona pueda evaporar su sudor y dicho ambiente está próximo a saturarse.

$$\phi = \frac{m_v}{m_g} = \frac{P_v v / R_v T}{P_g v / R_v T} = \frac{P_v}{P_g} \quad \text{Ecuación 7}$$

Donde el subíndice g significa el parámetro en condición de saturación.

$$P_g = P_{sat@T} \quad \text{Ecuación 8}$$

La humedad relativa y la humedad específica se relacionan con las siguientes ecuaciones:

$$\phi = \frac{\omega P}{(0.622 + \omega) P_g} \quad \text{Ecuación 9}$$

$$\omega = \frac{0.622 \phi P_g}{P - \phi P_g} \quad \text{Ecuación 10}$$

Otro parámetro que determina el confort de las personas es la temperatura de rocío, la cual se define como la temperatura en la que se condensa el vapor presente en el aire cuando éste se enfría a una presión constante.

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

Ecuación 11

Debido a la gran cantidad de parámetros que intervienen en el acondicionamiento de un ambiente, es preciso contar con un gráfico donde se puedan relacionar dichas variables de manera rápida. Dicho diagrama es la carta psicrométrica.

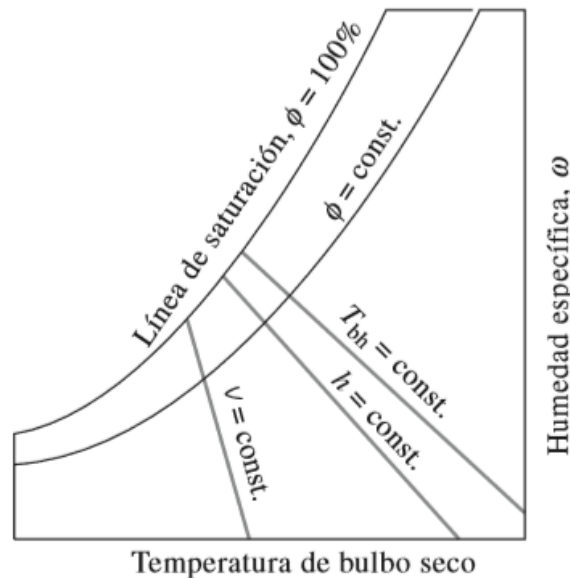


Figura 5. Esquema de la carta psicrométrica.
Fuente: (Cengel & Boles, Termodinámica, 2012)

1.3.2. Energía aerotérmica

Es la energía contenida en el aire, aun a bajas temperaturas, y que puede ser utilizada en sistemas de climatización. Dicho esto, la bomba de calor aerotérmica, que es de tipo aire-agua extrae esta energía del aire y la transfiere a otro ambiente utilizando un ciclo termodinámico. Estas bombas no solo pueden aprovechar la energía del aire, sino también del suelo radiante.

Estos equipos tienen una mayor eficiencia que los otros equipos de climatización, pues utilizan casi un 77% de energía del aire (Gómez, 2018).

Otra manera de analizar su eficiencia es que estos equipos generan más de 4 kW de energía para acondicionar el ambiente o calentar agua por cada kW de potencia eléctrica consumida.



Figura 6. Esquema de funcionamiento de una bomba de calor aerotérmica.
Fuente: (Gómez, 2018).

Como es fácil de visualizar, la bomba de calor aerotérmica consta de dos unidades: una a cada lado de los ambientes.



Figura 7. Unidad de bomba de calor ECOFOREST.
Fuente: (Grupo ECOFOREST, 2018)

1.3.3. Transferencia de calor

Es una rama de la Física que se encarga de estudiar los fenómenos asociados al intercambio de energía térmica entre dos cuerpos que están a diferentes temperaturas. (Cengel, Transferencia de calor y masa. Un enfoque práctico., 2007). En ingeniería se pueden ver una gran cantidad de aplicaciones donde se requiere de este campo de estudio: motores de combustión, turbinas de potencia, refrigeración de ambientes, refrigeración de dispositivos electrónicos, calefacción, secado de frutas, etc.

Conducción: Es el intercambio de calor a través de un medio sólido. Este mecanismo se cuantifica con la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{kA\Delta T}{L}$$

Ecuación 12

Donde k es la conductividad térmica propia del material, que es la capacidad que tiene para transferir calor y depende de su temperatura, A es el área transversal de transferencia de calor, ΔT es la diferencia de temperatura a lo largo del sólido, y L es el espesor del material a través del cual se transfiere la energía térmica.

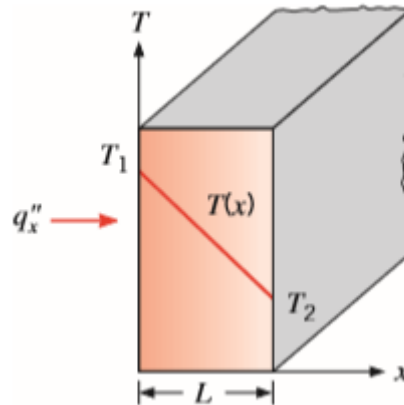


Figura 8. Esquema del principio de la transferencia de calor por conducción.
Fuente: (Bergman, Lavine, Incropera, & Dewitt, 2011)

Convección: Es el traslado de energía térmica a través de un fluido en movimiento. Puede ser convección natural, producida por una diferencia de densidades ocasionada por una diferencia de temperaturas a lo largo del fluido; y también puede ser forzada, si se requiere un mecanismo externo, como un ventilador o una diferencia de presión.

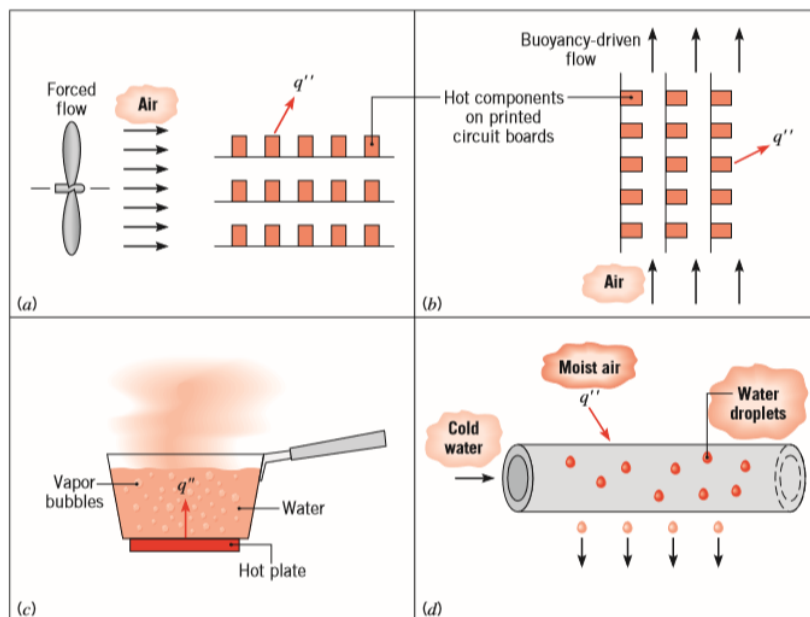


Figura 9. Transferencia de calor por: A) Convección forzada. B) Convección natural. C) Ebullición. D) Condensación.
Fuente: (Bergman, Lavine, Incropera, & Dewitt, 2011)

$$\dot{Q}_{conv} = hA\Delta T \quad \text{Ecuación 13}$$

Donde Q_{conv} es la potencia térmica transmitida por convección, h es el coeficiente de transferencia de calor que es función de la velocidad y temperatura del fluido, A es el área transversal de transferencia de calor, y ΔT es el diferencial de temperatura entre el fluido que transfiere el calor y el cuerpo que lo capta.

El coeficiente de transferencia de calor es la cantidad de energía térmica transmitida por unidad de área y por unidad de diferencial de temperatura entre los cuerpos que intervienen en el proceso de intercambio térmico. Depende en gran medida de la naturaleza fluidodinámica del fluido: régimen de transporte, temperatura, geometría donde se realiza la transferencia de calor, etc. Se calcula de la siguiente manera:

$$h_{conv} = \frac{k_f \cdot Nu}{L_d} \quad \text{Ecuación 14}$$

Donde k_f es la conductividad térmica del fluido, Nu es el número de Nusselt que determina cuánto aumenta la transferencia de calor por conducción, considerando una capa de fluido como sólida, si se empiezan a mover sus partículas.

Mechanism	h , Btu/h ft ² °F	h , W/(m ² · K)
Free convection, air	1–10	5–50
Forced convection, air	5–50	25–250
Forced convection, water	50–3000	250–15,000
Boiling water	500–5000	2500–25,000
Condensing water vapor	1000–20,000	5000–100,000

Tabla 1. Valores usuales de coeficientes de transferencia de calor según su mecanismo.
Fuente: (Welty, Wicks, Wilson, & Rorrer, 2008)

El número de Nusselt es un valor que se calcula con fórmulas desarrolladas de manera experimental y depende de la geometría y las condiciones físicas del fluido: velocidad, temperatura, densidad, viscosidad, etc.

Para una convección forzada en flujos internos, el número de Nusselt se calcula así:

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{4/5} \cdot Pr^n \quad \text{Ecuación 15}$$

Donde Re es el número de Reynolds que cuantifica la intensidad del flujo (determina si es un flujo laminar o turbulento), Pr es el número de Prandtl, y n es 0.4 para un proceso de calentamiento o 0.3 si es enfriamiento.

Asimismo, para convección forzada en flujos externos sobre placas horizontales, en régimen laminar y en régimen turbulento, respectivamente, se tiene:

$$Nu = 0.664 \cdot Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3} \quad \text{Ecuación 16}$$

$$Nu = 0.037 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{1/3} \quad \text{Ecuación 17}$$

Empíricamente también se han desarrollado las siguientes correlaciones para diferentes configuraciones geométricas:








Sección transversal del cilindro	Fluido	Rango de Re	Número de Nusselt
	Gas o líquido	0.4-4 4-40 40-4 000 4 000-40 000 40 000-400 000	$Nu = 0.989Re^{0.330} Pr^{1/3}$ $Nu = 0.911Re^{0.385} Pr^{1/3}$ $Nu = 0.683Re^{0.466} Pr^{1/3}$ $Nu = 0.193Re^{0.618} Pr^{1/3}$ $Nu = 0.027Re^{0.805} Pr^{1/3}$
	Gas	5 000-100 000	$Nu = 0.102Re^{0.675} Pr^{1/3}$
	Gas	5 000-100 000	$Nu = 0.246Re^{0.588} Pr^{1/3}$
	Gas	5 000-100 000	$Nu = 0.153Re^{0.638} Pr^{1/3}$
	Gas	5 000-19 500 19 500-100 000	$Nu = 0.160Re^{0.638} Pr^{1/3}$ $Nu = 0.0385Re^{0.782} Pr^{1/3}$
	Gas	4 000-15 000	$Nu = 0.228Re^{0.731} Pr^{1/3}$
	Gas	2 500-15 000	$Nu = 0.248Re^{0.612} Pr^{1/3}$

Tabla 2. Correlaciones para número de Nusselt para diversas configuraciones geométricas.
Fuente. (Bergman, Lavine, Incropera, & Dewitt, 2011)

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad \text{Ecuación 18}$$

Donde ρ es la densidad del fluido, V es la velocidad, D es el diámetro de la tubería y μ es la viscosidad dinámica.

En transferencia de calor, muchas veces se pueden encontrar configuraciones que implican banco de tubos, sobre todo en intercambiadores de calor. Para este tipo de aplicaciones también existen fórmulas empíricas para el cálculo del número de Nusselt, dependiendo si los tubos están alineados o escalonados. Hay que tener en cuenta que las velocidades dentro del patrón de tubos son diferentes a la de la corriente libre fuera de ellos, y que deben ser calculadas según el principio de la conservación de la masa.

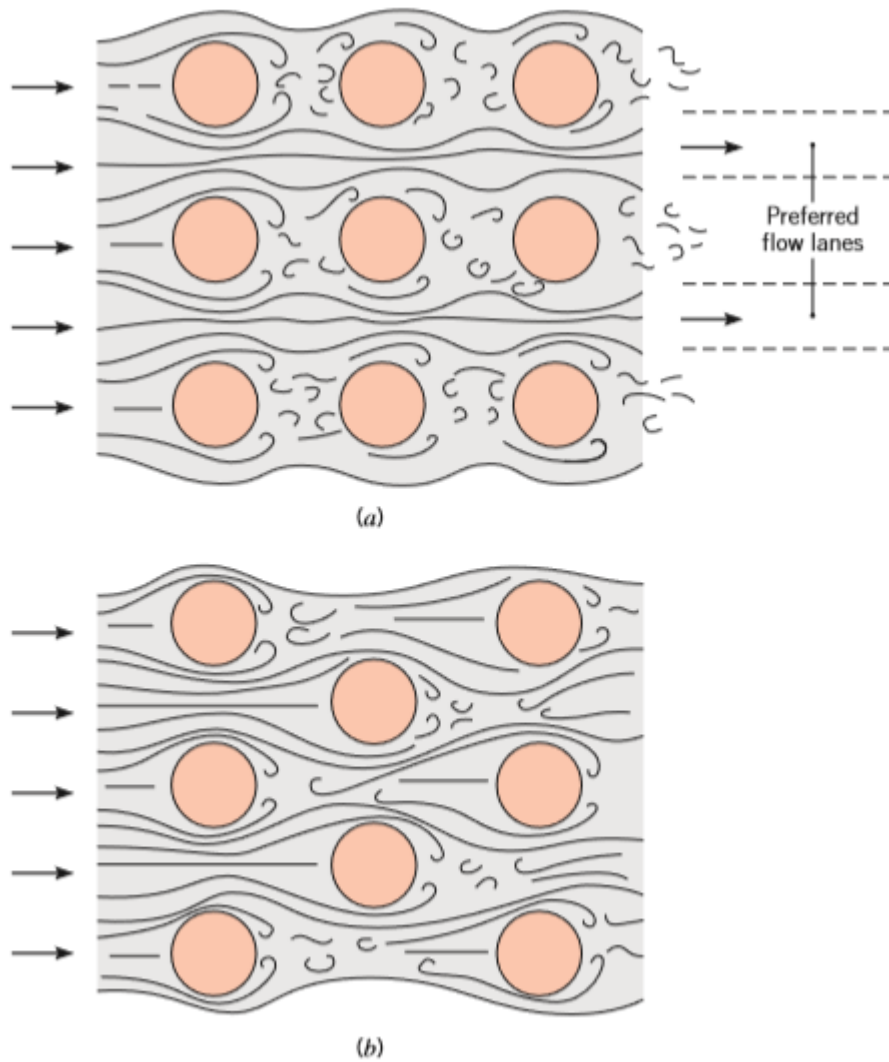


Figura 10. A) Banco de tubos alineados. B) Banco de tubos escalonados.
Fuente: (Bergman, Lavine, Incropera, & Dewitt, 2011)

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} \quad \text{Ecuación 19}$$

A continuación se presentan algunos valores de los parámetros de la anterior ecuación:

Configuration	$Re_{D,max}$	C_1	m
Aligned	$10-10^2$	0.80	0.40
Staggered	$10-10^2$	0.90	0.40
Aligned	10^2-10^3	Approximate as a single (isolated) cylinder	
Staggered	10^2-10^3		
Aligned ($S_T/S_L > 0.7$) ^a	$10^3-2 \times 10^5$	0.27	0.63
Staggered ($S_T/S_L < 2$)	$10^3-2 \times 10^5$	$0.35(S_T/S_L)^{1/5}$	0.60
Staggered ($S_T/S_L > 2$)	$10^3-2 \times 10^5$	0.40	0.60
Aligned	$2 \times 10^5-2 \times 10^6$	0.021	0.84
Staggered	$2 \times 10^5-2 \times 10^6$	0.022	0.84

Tabla 3. Valores de parámetros para el cálculo de Nusselt en banco de tubos.
Fuente: (Bergman, Lavine, Incropera, & Dewitt, 2011)

La convección es el mecanismo de transferencia de calor que genera dos fenómenos de gran importancia para la ingeniería: ebullición y condensación, las cuales son procesos de cambio de fase y que están presentes en esta investigación. Precisamente, para este estudio, hace falta el entendimiento de los intercambiadores de calor: equipos especialmente diseñados para el cambio de energía entre dos fluidos y que pueden generar cambios de fase.

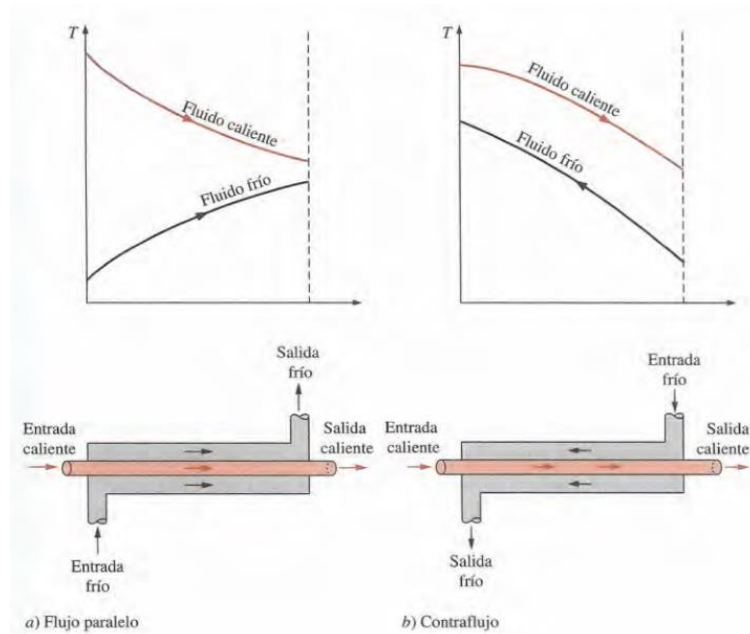


Figura 11. Esquemas de intercambiador de calor: A) de flujo paralelo. B) de contraflujo. Fuente: (Cengel, Transferencia de calor y masa. Un enfoque práctico., 2007)

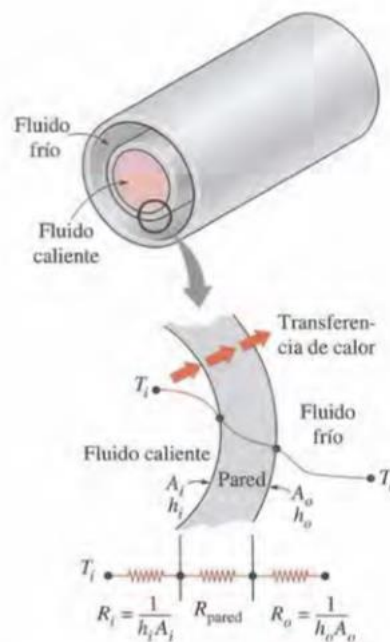


Figura 12. Resistencias térmicas en un intercambiador de calor. Fuente: (Cengel, Transferencia de calor y masa. Un enfoque práctico., 2007)

Para diseño y cálculos en intercambiadores de calor, hay un parámetro fundamental: el coeficiente global de transferencia de calor que, según el esquema anterior, se calcula de la siguiente manera:

$$R = \frac{1}{U \cdot A_s} = \frac{1}{U_i \cdot A_i} = \frac{1}{U_o \cdot A_o} = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{R_{f,i}}{A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k \cdot L} + \frac{R_{f,o}}{A_o} + \frac{1}{h_o \cdot A_o} \quad \text{Ecuación 20}$$

Donde R es la resistencia térmica total, U es el coeficiente **global** de transferencia de calor, A es el área de transferencia de calor, h es coeficiente de transferencia de calor, R_f es la resistencia por incrustación que son los depósitos sólidos que se forman con el tiempo sobre las paredes del intercambiador. L es la longitud de la tubería, D es el diámetro, y k es la conductividad térmica. Los subíndices i y o hacen referencia a las secciones de entrada y salida.

Algunos coeficientes globales son:

Fluid Combination	U (W/m ² · K)
Water to water	850–1700
Water to oil	110–350
Steam condenser (water in tubes)	1000–6000
Ammonia condenser (water in tubes)	800–1400
Alcohol condenser (water in tubes)	250–700
Finned-tube heat exchanger (water in tubes, air in cross flow)	25–50

Tabla 4. Valores usuales para el coeficiente global de transferencia de calor en un intercambiador.
Fuente: (Bergman, Lavine, Incropera, & Dewitt, 2011).

Debido a que la temperatura de cada fluido, tanto el frío como el caliente, varía de manera continua entre ambos extremos del intercambiador de calor y a lo largo de su recorrido, para calcular con gran precisión la potencia térmica transferida desde un fluido a otro, no se puede simplemente restar de manera algebraica las temperaturas, sino que se debe recurrir a una diferencia de temperatura promedio, que tiene una evolución logarítmica, siguiendo su perfil real:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad \text{Ecuación 21}$$

Siendo la potencia térmica calculada de la siguiente manera:

$$\dot{Q} = U \cdot A_s \cdot \Delta T_m \quad \text{Ecuación 22}$$

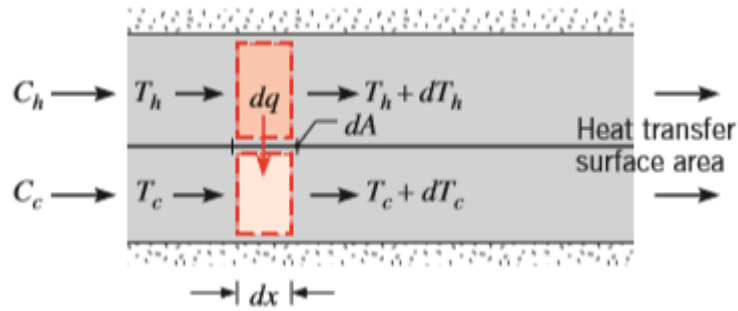


Figura 13. Esquema del diferencial de potencia térmica transferido en un intercambiador de calor.
Fuente: (Bergman, Lavine, Incropera, & Dewitt, 2011)

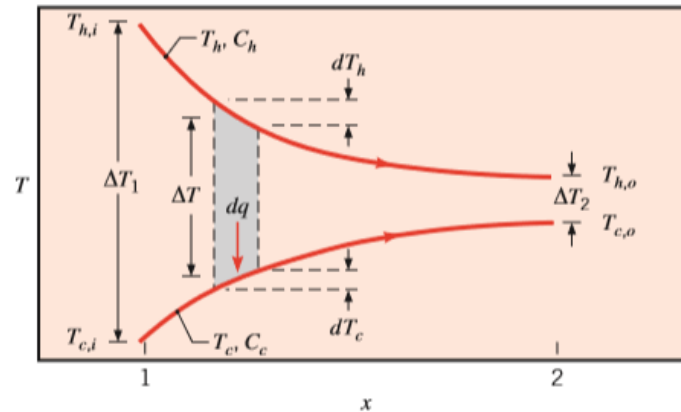


Figura 14. Variación de las temperaturas de los fluidos en un intercambiador de calor.
Fuente: (Bergman, Lavine, Incropera, & Dewitt, 2011)

Radiación: Es la transferencia de calor en ausencia de un medio sólido o fluido y a través de ondas electromagnéticas.

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon \sigma A (T_1^4 - T_2^4) \quad \text{Ecuación 23}$$

Donde \dot{Q}_{rad} es la potencia térmica transmitida por radiación, ε es la emisividad del cuerpo que tiene la mayor temperatura, σ es la constante de Steffan-Boltzmann, A es el área de transferencia de calor, T son las temperaturas absolutas tanto del cuerpo que transfiere el calor como del que lo absorbe.

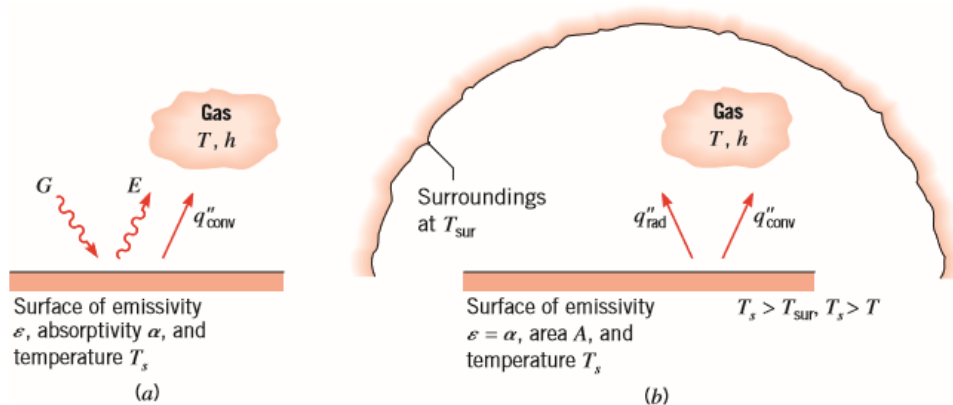


Figura 15. Esquema de la transferencia de calor por radiación: A) Desde un cuerpo. B) Hacia los alrededores.
Fuente: (Bergman, Lavine, Incropera, & Dewitt, 2011)

Al hablar de energía térmica presente en un flujo de fluido y que se transfiere por diversos mecanismos dependiendo de la aplicación, se debe tener en cuenta que se calcula de la siguiente manera:

$$\dot{Q} = \dot{m}C_p\Delta T \quad \text{Ecuación 24}$$

Donde Q es la potencia térmica, \dot{m} es el flujo másico del fluido, C_p es el calor específico del fluido que depende de su temperatura promedio, y ΔT es la variación de temperatura entre la entrada y la salida del canal por donde se fluye.

1.3.4. Flow Simulation Solidworks

Flow Simulation es un paquete informático del software Solidworks orientado a la simulación de fenómenos, sistemas y máquinas con componentes de transferencia de calor y mecánica de fluidos. Es una herramienta muy poderosa para el diseño y análisis termodinámico pues emplea el método de Volúmenes Finitos. Asimismo cuenta con módulos especializados para refrigeración, calefacción y ventilación (módulo HVAC), y módulos para refrigeración de dispositivos electrónicos (Solidworks Corporation, 2018).

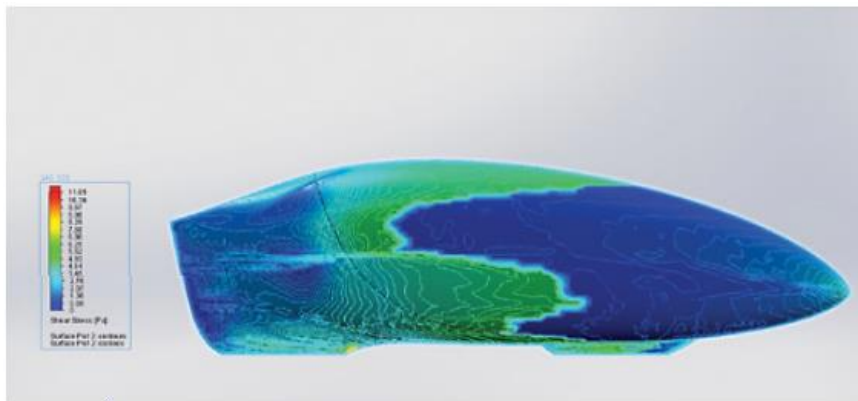


Figura 16. Simulación de un aerovelo para mejorar su aerodinámica con mayores velocidades.
Fuente: (Reichert & Robertson, 2018)

1.3.5. Materiales

Intercambiadores de calor

Para seleccionar el material para los intercambiadores de calor de la bomba aerotérmica se debe tener en cuenta en qué condiciones de presión y temperatura van a funcionar. Por ejemplo, por encima de 70 atm y 550°C ya existe riesgo de esfuerzos térmicos que considerar. Otro aspecto a tener en cuenta es si va a trabajar con fluidos corrosivos, con lo cual se debería escoger el acero inoxidable o el titanio (Cengel, Transferencia de calor

y masa. Un enfoque práctico., 2007). El cobre, principalmente en sus diversas aleaciones, es otro elemento mayormente utilizado para estos equipos.

También debe evitarse la presencia de incrustaciones y depósitos sólidos, los cuales disminuyen la transferencia de calor.

Otros compuestos utilizados en los accesorios y juntas de los intercambiadores son: Nitrilo, vitón, EPDM, HNBR.

Refrigerante

Existen muchos fluidos que pueden utilizarse como refrigerantes: clorofluorocarbonos, amoníaco, hidrocarburos, dióxido de carbono, aire y, en ciertas ocasiones, agua. Pero con los años se han desarrollado refrigerantes con características muy precisas para aplicaciones específicas: R-11, R-12, R-22, R-134a, y R-502.

El amoníaco es de bajo costo, genera un alto COP, consumen poca energía e implican intercambiadores pequeños; sin embargo, es muy tóxico.

El R-11 se usa en enfriadores de agua de gran escala para acondicionamiento de aire en edificios. El R-12 es utilizado en refrigeradores domésticos, congeladores y en aplicaciones de automotriz.

El R-22 se utiliza en sistemas de venta, *bombas de calor*, edificios de comercio y en refrigeración industrial. El R-502 se utiliza en refrigeración de supermercados debido a las bajas temperaturas que puede ofrecer para los evaporadores.

Si se toma en cuenta el aspecto ambiental, vale decir que el refrigerante R-22 es uno de los que ofrecen menores daños a la capa de ozono debido a su bajo contenido de halógeno, y el R-134a es libre de cloro.

Sistema de distribución

Para el almacenamiento y distribución del agua caliente puede utilizarse acero inoxidable, policloruro de vinilo no plastificado, policloruro de vinilo clorado, polietileno, polietileno reticulado, polipropileno, polibutileno, y combinaciones de polímero-aluminio-polietileno.

Para los aislantes térmicos se usan lana de vidrio, poliuretano, poliestireno, entre otros polímeros.

1.4. Formulación del problema

¿Qué configuración geométrica y técnica tendrá el sistema aerotermico para cubrir tanto la demanda de refrigeración de la Clínica de la Universidad Señor de Sipán como la demanda de agua caliente sanitaria?

1.5. Justificación e importancia del estudio

1.5.1. Justificación tecnológica

Con la presente investigación se obtendrá el diseño de un nuevo sistema de refrigeración, que sirva también para producir agua caliente, que aproveche la energía aerotérmica, que sea más eficiente que los sistemas comunes del mercado y que no utilice combustibles fósiles u otra fuente de energía convencional (red eléctrica pública) para su funcionamiento. Dará también las herramientas necesarias de diseño para este tipo de tecnologías.

El gran aporte tecnológico e innovador de los resultados de esta tesis es que implica poder realizar tres actividades diferentes dentro de una sola máquina y que no se requiere más energía que la contenida en el aire del ambiente externo. Además, para hacer el sistema completamente auto sostenible, se puede instalar un sistema de paneles fotovoltaicos para el accionamiento del compresor.

1.5.2. Justificación económica

Debido al incremento económico de los combustibles fósiles y del precio de la energía eléctrica, es que es cada vez más necesario desarrollar equipos y sistemas que no dependan de estas fuentes de energía. La bomba de calor aerotérmica cumple con esta condición pues para sus aplicaciones aprovecha la energía térmica del aire, la cual es gratuita.

Otro aspecto económico importante es que, al necesitar solo un equipo para tres actividades diferentes, no se requerirá comprar otras máquinas, como una caldera o aire acondicionado.

Como se ha visto, la temperatura ambiente contribuye directamente con la salud de las personas; por lo tanto, al acondicionar debidamente el ambiente, se cuida la salud y se evita los gastos relacionados a su mejora.

1.5.3. Justificación social

El uso de un sistema de climatización y producción de agua caliente sanitaria no solo es útil para mejorar la comodidad de las personas que se encuentran dentro de UCI del Hospital Regional, tanto trabajadores como pacientes, sino que es fundamental para preservar la salud de sus enfermos, controlar infecciones, y reducir la presencia de bacterias y virus.

1.5.4. Justificación ambiental

Una máquina térmica con independencia de los combustibles fósiles y energía eléctrica de la red pública implica que no contribuirá a las emisiones de gases de efecto invernadero y contaminantes con el medio ambiente. Esta es la tendencia mundial y cada vez más fuerte: dejar de lado las fuentes de energía contaminantes y optar por las limpias y renovables.

1.6. Hipótesis

Es posible diseñar un sistema energético que comprenda una máquina térmica reversible: una bomba de calor que pueda refrigerar un ambiente, que pueda producir agua caliente; y, además, que aproveche la energía térmica del aire como fuente de calor para las dos aplicaciones, sin necesidad de recurrir a combustibles fósiles o comprar energía eléctrica de la red pública.

1.7. Objetivos

1.7.1. Objetivo general

Diseñar un sistema aerotérmico para optimizar la refrigeración y el calentamiento de agua sanitaria en la Clínica de la Universidad Señor de Sipán.

1.7.2. Objetivos específicos

- a) Analizar la demanda energética correspondiente a la refrigeración y producción de agua caliente de la Clínica de la Universidad Señor de Sipán.
- b) Realizar el dimensionamiento y selección de los componentes del sistema aerotérmico.
- c) Realizar el análisis fluidotérmico del comportamiento del sistema aerotérmico utilizando software CFD.

- d) Determinar las relaciones entre los parámetros de funcionamiento del sistema diseñado.
- e) Optimizar la potencia del sistema con relación a sus aspectos geométricos y de consumo.
- f) Elaborar análisis técnico y económico del sistema optimizado.

CAPITULO II

MATERIAL Y MÉTODO

II. MATERIAL Y MÉTODO

2.1. Tipo y diseño de investigación

Aplicada: Se trata de un proyecto que tiene un impacto directo en un caso específico de estudio (Clínica de la Universidad Señor de Sipán) y dentro de una línea de investigación específica: eficiencia energética.

Explicativa: Al final del proyecto se responderá a la pregunta: por qué la bomba de calor aerotérmica propuesta es la mejor alternativa para este caso específico.

2.2. Variables y operacionalización

Variable Independiente

Sistema Aerotérmico

Variable dependiente

Refrigeración y calentamiento de agua

Tabla 5. Variables del proyecto.
Fuente: Elaboración propia.

Variable	Dimensión	Indicador	Técnica e instrumento de recolección de datos
Independiente: sistema Aerotérmico	Humedad idea del aire para unidad de cuidados intensivos según norma ASHRAE 45% - 55%	Kg Vapor agua/Kg aire seco	Análisis documental
	Temperatura ambiental ideal del área de unidad de cuidados intensivos según norma ASHRAE 22°C – 24°C	°C	Análisis documental
	velocidad del viento	m/s ²	Análisis documental

	Consumo de agua caliente	Lt/día	Análisis documental
	Carga térmica para refrigeración	BTU/hr	Análisis documental
Dependientes: Refrigeración y calentamiento de agua sanitaria	Costo equivalente de calentamiento mínimo (CeC)	USD/KW de calor	Guía de observación
	Perdidas de carga	Pa	Guía de observación
	Potencia de la bomba aerotermica	W	Guía de observación
	Coficiente de desempeño del sistema (COP)	Adimencional	Guía de observación

2.3. Población y muestra

Población, es el conjunto de hospitales, clínicas y postas de la zona Costa de la región de Lambayeque.

Muestra, se toma la Clínica de la Universidad Señor de Sipán.

2.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad

Recolección de datos

- a. Análisis documental
- b. Guía de observación

Validez y confiabilidad

La validez de los valores logrados para las variables de solución se verificará contrastándolos con datos de otras investigaciones similares y de catálogos de diversos fabricantes de este tipo de tecnologías.

2.5. Métodos de Análisis de datos

Se utilizarán herramientas estadísticas básicas como la media aritmética y la distribución de frecuencia de los datos, tomando referencias temporales (valores diarios, mensuales, anuales). Se tendrá en cuenta también datos específicos para las estaciones de verano e invierno, donde se registran valores extremos de temperaturas.

2.6. Criterios éticos

Se recogerá las normas éticas del Colegio de Ingenieros del Perú (1999) y el Código de Ética de Investigación de la Universidad Señor de Sipán (2017):

Código de ética del colegio de ingenieros del Perú (cip) aprobado en la iii sección ordinaria del congreso nacional de consejos departamentales del periodo 1998 – 1999 en la ciudad de tacna 22, 23 y 24 de abril 1999

Art. 4 – Los ingenieros reconocerán que la seguridad de la vida, la salud, los bienes y el bienestar de la población y del público en general, así como el desarrollo tecnológico del país dependen de los juicios, decisiones incorporadas por ellos o por su consejo, en dispositivos, edificaciones, estructuras, maquinas, productos y procesos. Por ninguna razón pondrán sus conocimientos al servicio de todo aquello que afecta la paz y la salud.

Art. 12 – Los ingenieros expresaran opiniones en temas de ingeniería solamente cuando ellas se basen en un adecuado análisis y conocimiento de los hechos, en competencia técnica suficiente y convicción sincera.

Código de ética de la universidad señor de sipán elaborado por la dirección de investigación, revisado por el área de planificación y desarrollo institucional – asesoría legal. ratificado por el acuerdo de consejo universitario con resolución rectoral n° 0851 – 2017/uss

Art. 7°: Son deberes éticos de los investigadores:

- a) Autonomía.

- b) Responsabilidad.
- c) Profesionalismo.
- d) Compromiso con la sociedad.
- e) Supervisión.
- f) Desarrollo profesional.

Art. 14º: Respeto de los investigados y de lo investigado:

- a) Respetar las condiciones de salud, de integridad física, psicológica y moral de las personas o grupos que participan en el estudio.
- b) Solicitar y obtener el consentimiento expresado e informado de las personas sujetos investigación.
- c) Respetar la idiosincrasia y la cultura de los participantes en la investigación.
- d) Garantizar el bienestar de las personas, animales y plantas, como objeto de investigación.
- e) Garantizar el almacenamiento adecuado de la información obtenida para el estudio.
- f) Aplicar en todo momento los criterios de confidencialidad y anonimato.
- g) Presentar los resultados respetando las normas de Propiedad Intelectual.

CAPITULO III

RESULTADOS

III. RESULTADOS

3.1. Resultados en tablas y figuras

a. Análisis de la demanda energética correspondiente a la refrigeración y producción de agua caliente de la Clínica de la Universidad Señor de Sipán.

- *Demanda energética para sistema de refrigeración.*

Para calcular correctamente la potencia y demanda energética que necesita nuestro sistema de refrigeración (kW) para eliminar el calor en las salas de la Clínica de la Universidad Señor de Sipán, se debe de tener en cuenta varios factores de cálculo. Los factores que se deben de tener en cuenta para hallar la demanda energética son los siguientes:

Conductividad térmica (K)

La conductividad es una propiedad de la materia que permite la transferencia de calor a través de su cuerpo y se mide en $W/m^2 \text{ } ^\circ C$. Una pared aislada posee una conducción de calor diferente a una pared que carece de aislamiento. A continuación, se muestra valores de la conductividad de los dos tipos de pared mencionados:

Pared aislada: $K= 0.69$

Pared sin aislar: $K= 1.09$

Área de cada pared, techo y suelo a climatizar (S)

Para poder obtener un cálculo preciso es necesario tener la información de los metros cuadrados (S) de cada una de las áreas dentro de la clínica, haciendo la diferencia correspondiente entre una pared aislada y una pared sin aislar. En el Anexo N° 7 se muestra el área de cada espacio a refrigerar.

Zona climática

Para el cálculo matemático de la potencia y la demanda energética se subsanan las pérdidas o ganancias de calor de la clínica (tomando en cuenta el si es invierno o verano), uno de los parámetros a conocer es el diferencial de temperatura del exterior con el interior (ΔT). Según la zona en la que esté ubicado nuestro recinto, las temperaturas máximas de los ambientes exteriores cambian y, por

consiguiente, también habrá cambio en los cálculos. La clínica se encuentra ubicada en Pimentel, departamento de Lambayeque, zona norte del país. Según la página web de Lambayeque (<http://www.lambayeque.com/departamento/clima.php>) la temperatura máxima en verano puede ser de hasta 35°C.

En cuanto a la temperatura interior, se halló un promedio de las medidas de temperatura que se tomó con un instrumento digital en el interior de la clínica.

Tabla 6
Promedio de temperaturas en el interior de la clínica de la USS

PROMEDIO T (°C)
29.3
30.4
27.6
29.1

$$\text{Zona Norte } \Delta T = (35 - 29.1) = 5.9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Teniendo en cuenta todos los factores mencionados, la fórmula para hallar la potencia térmica queda dada de la siguiente manera:

$$P = K \times S \times (\Delta T) \quad \text{Ecuación 25}$$

Entonces se halla la potencia por cada pared, piso y techo del área a refrigerar. Cabe detallar que para el área de las paredes se tomó un factor de transferencia de calor de 1.09 y para el techo y el piso, 0.69, debido a que mayormente cuentan con mayólica u otro material aislante.

Tabla 7
Potencia de refrigeración de cada área seleccionada de la clínica de la USS.

Ambientes de la Clínica	S (m2)	Ppared (W)	Ppiso+techo (W)
Sala de atención 1	197	1266.907	1608.623
Sala de atención 2	180	1157.58	1469.808
Sala de atención 3	181	1164.011	1477.974
Laboratorio de Imageneologia	34	218.654	277.630
Oficina de Dirección	38	244.378	310.293
Segundo Piso	94	604.514	767.566

Ventilación

El cálculo se efectuará teniendo presente una renovación del volumen de la clínica por el tiempo de una hora. La ventilación mecánica controlada y su recuperación energética, son factores que para el desarrollo de esta investigación no se tendrán en cuenta. Para calcular las pérdidas por renovaciones de aire se emplea la siguiente ecuación:

$$P_{\text{ventilación}} = \frac{\gamma \times C_e}{0.86} \times ACH \times \Delta T \quad \text{Ecuación 26}$$

Donde:

γ : Peso específico del aire: 1.2 kg/m^3

C_e : Calor específico del aire: $0.24 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$

ACH: Renovaciones de aire por hora: m^3/h

ΔT = Diferencia de temperatura del exterior con el interior = $5.9 \text{ } ^\circ\text{C}$

Para hallar ACH se tiene que calcular cada volumen de espacio a refrigerar, tomando una altura de 2.5 m para la altura de cada área, se halla este dato el cual está en relación al tiempo. Luego, se calcula la potencia de ventilación.

Tabla 8.
Potencia de ventilación de cada área seleccionada de la clínica de la USS

Ambientes de la Clínica	S (m2)	ACH (m3)	Pv (kcal/h)	Pv (W)
Sala de atención 1	197	492.5	973.0883721	1131.70178
Sala de atención 2	180	450	889.1162791	1034.04223
Sala de atención 3	181	452.5	894.055814	1039.78691
Laboratorio de Imageneología	34	85	167.944186	195.319088
Oficina de Dirección	38	95	187.7023256	218.297805
Segundo Piso	94	235	464.3162791	539.999833

Ahora se sumará el total de las potencias para obtener la demanda de los ambientes del local a refrigerar.

Tabla 9.
Potencia total para el sistema de refrigeración de la clínica de la USS

Ambientes de la Clínica	Ppared (W)	Ppiso+techo (W)	Pv (W)	POTENCIA TOTAL (W)	POTENCIA TOTAL (kW)
Sala de atención 1	1266.91	1608.62	1131.70	4007.23	4.007231977

Sala de atención 2	1157.58	1469.81	1034.04	3661.43	3.661430233
Sala de atención 3	1164.01	1477.97	1039.79	3681.77	3.681771512
Laboratorio de Imogeneología	218.65	277.63	195.32	691.603	0.691603488
Oficina de Dirección	244.38	310.29	218.30	772.969	0.772968605
Segundo Piso	604.51	767.57	539.99	1912.080	1.912080233

La potencia total demandada es de 14.73 kW.

- ***Demanda energética del sistema de agua caliente.***

La demanda energética para elevar la temperatura saliente de la red general se calcula con la siguiente expresión matemática:

$$Q_a = C_e \times C \times (T_a - T_r) \times N \quad \text{Ecuación 27}$$

Dónde:

Q_a = Carga calorífica mensual de calentamiento de ACS (KJ)

C_e = Calor específico del agua: 4.186 KJ/kg °C

C = Consumo diario de ACS (litros/día)

T_a = Temperatura de agua caliente de acumulación: 60°C

T_r = Temperatura del agua de la red (°C): 15°C (Fuente Sedapal)

N = Número de días del mes.

La demanda máxima de la clínica es una información indispensable para el cálculo del sistema de ACS, en este apartado intervienen el número de personas, ya que dependiendo de la cantidad se detalla el requerimiento. El cálculo se lleva a cabo dependiendo del número de salas según el Documento Básico del Código Técnico de la Edificación en Ahorro de energía CTE BA-HE. En el Anexo N°7 puede observarse las salas a las cuales se les instalara los puntos de ACS del sistema optimizado. Atendiendo al número de salas, sabiendo que son 3, el número de ocupantes queda dado por 4.

Tabla 10.
Valores mínimos de ocupación de cálculo

Número de salas	1	2	3	4	5	6	6 \geq
Número de ocupantes	1,5	3	4	5	6	6	7

Tabla 11.
Demanda de referencia de agua sanitaria a 60°C.

Criterio de demanda	Litros/día-unidad	unidad
Vivienda	28	Por persona
Hospitales y clínicas	55	Por persona
Ambulatorio y centro de salud	41	Por persona
Hotel *****	69	Por persona
Hotel ****	55	Por persona
Hotel ***	41	Por persona
Hotel/hostal **	34	Por persona
Camping	21	Por persona
Hostal/pensión *	28	Por persona
Residencia	41	Por persona
Centro penitenciario	28	Por persona
Albergue	24	Por persona
Vestuarios/Duchas colectivas	21	Por persona
Escuela sin ducha	4	Por persona
Escuela con ducha	21	Por persona

Fuente: Código Técnico de la Edificación en Ahorro de energía CTE BA-HE

Según la tabla anterior una persona consume 55 litros/día en una clínica. En total el consumo de agua sanitaria sería de $55 \times 4 = 220$ litros/día.

Teniendo los datos se halla a continuación la demanda por mes de ACS para la Clínica de la Universidad Señor de Sipán.

Tabla 12.
Demanda de ACS por mes para la clínica de la Universidad Señor de Sipán.

Meses	Días (N)	Ce agua (KJ/Kg°C)	Consumo (l/d)	T (°C) Red	T(°C) demanda	ΔT (°C)	Qa (KJ/mes)	Qa (kW.h/mes)
Enero	31	4.187	220	15	60	45	1284990.3	359.8
Febrero	28	4.187	220	15	60	45	1160636.4	325.0
Marzo	31	4.187	220	15	60	45	1284990.3	359.8
Abril	30	4.187	220	15	60	45	1243539	348.2
Mayo	31	4.187	220	15	60	45	1284990.3	359.8
Junio	30	4.187	220	15	60	45	1243539	348.2
Julio	31	4.187	220	15	60	45	1284990.3	359.8
Agosto	31	4.187	220	15	60	45	1284990.3	359.8
Septiembre	30	4.187	220	15	60	45	1243539	348.2
Octubre	31	4.187	220	15	60	45	1284990.3	359.8
Noviembre	30	4.187	220	15	60	45	1243539	348.2
Diciembre	31	4.187	220	15	60	45	1284990.3	359.8

Un kJ equivale a un 0.00028 kWh.

Potencia total del sistema de ACS

La potencia total del sistema de agua caliente sanitaria (ACS) se calcula tomando en cuenta la capacidad mínima de 220 litros/día que tendrá el depósito de agua. La potencia se halla utilizando la ecuación:

$$P_{ACS} = \frac{V \times C_e \times \rho_{agua} \times (T_a - T_r)}{t} \quad \text{Ecuación 28}$$

Dónde:

P_{ACS} : Potencia para el sistema de ACS (kW = kJ/s)

V : Volumen del agua (litros): 220 l

C_e : Calor específico del agua: 4.186 KJ/kg °C

ρ_{agua} : Densidad del agua: 1 kg/l

T_a : Temperatura de agua caliente de acumulación: 60°C

T_r : Temperatura del agua de la red (°C): 15°C (Fuente Sedapal)

t : Tiempo (segundos): 1 día = 86400 s

Entonces, la potencia para el sistema de ACS es de 0.48 kW.

- ***Demanda energética total del sistema aerotérmico.***

La potencia total que tiene que brindar la bomba de calor del sistema aerotérmico es la suma de la potencia del sistema de refrigeración y la potencia del sistema de ACS.

Tabla 13.
Potencia total del sistema aerotérmico de la clínica de la Universidad Señor de Sipán

Sistema de refrigeración	14.73 kW
Sistema de ACS	0.48 kW
TOTAL	15.21 kW

b. Dimensionamiento y selección de los componentes del sistema aerotérmico

- Dimensiones del sistema aerotérmico

Diferencia entre la temperatura externa e interna

Koenigsberger (1975) conceptualiza los procesos térmicos que generalmente se presentan en un edificio, en esta ocasión para la Clínica Universitaria. Para la temperatura interna se ha tomado un valor de confort, cuya determinación se hayo con un análisis previo.

Mientras tanto, para la designación de la temperatura externa tomando en cuenta los periodos cálidos y fríos, se ha tenido presente la información obtenida mediante el uso de Curvas características de temperatura (°C) – Costa Norte. En este gráfico se puede observar la cantidad de meses cálidos, el cuales están entre enero y abril (meses que cuentan con una temperatura menor a la temperatura de confort tomada). Considerando esa información se pasa a calcular las temperaturas promedias en cada periodo. Dichos datos se emplearon en el análisis térmico.

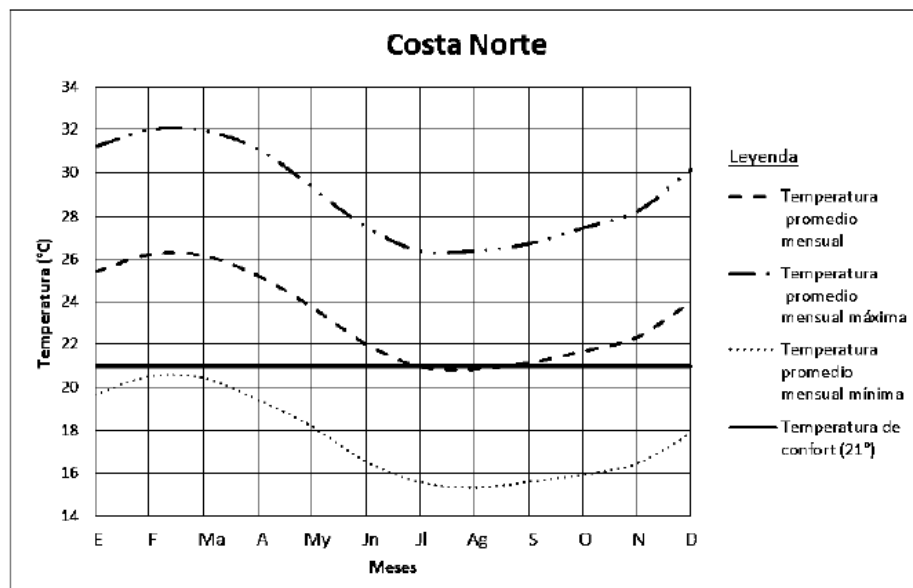


Figura 17. Curvas características de temperatura (°C) – Costa Norte
Fuente: Propuesta metodológica para evaluar la eficiencia UNALM ENERGÉTICA DE EDIFICACIONES

La siguiente expresión fue dada por Koenigsberger (1977) para el cálculo del flujo calorífico por conducción a través de un área.

$$Q_c = A \cdot U \cdot (T_{externa} - T_{interna}) \quad \text{Ecuación 29}$$

Donde:

Q_c : medida del flujo calorífico por conducción (W)

A: área de los materiales (m^2)

U: Transmitancia ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$)

T: Temperaturas externa e interna ($^\circ C$)

Para el dato de la temperatura interna se ha tomado el valor de la temperatura de confort, cuya selección se generó empleando la gráfica anterior.

Según el gráfico que muestra las Curvas características de temperatura ($^\circ C$) – Costa Norte, de enero a mayo corresponden los meses cálidos, es decir, meses con temperaturas menores a la temperatura de confort, mientras que los meses donde habrá presencia de fríos, serán desde junio hasta diciembre, eso significa que dichos meses poseerán una temperatura mayor a la temperatura de confort. Con esta información se pasa a calcular las temperaturas promedias.

Tabla 14.
Temperaturas promedio para cada periodo

Periodo	Temperatura promedio ($^\circ C$)
Periodo frío	19
Periodo cálido	25

Cálculo de la ganancia o pérdida de calor por conducción a través de materiales

Para el periodo cálido se asigna un signo positivo, eso se interpreta como una ganancia de calor. Y para un periodo donde se presentará fríos se asocia un signo negativo, lo que quiere decir que habrá flujo de calor perdido.

Tabla 15.
Ganancia de calor en periodo cálido

Elementos	Ganancia de calor (W)
Muros mampostería	1 503.14
Placas	405.03
Vigas	254.25
Ventanas	425.57
Mampara	793.39
Puertas	27.93
Techo	1 839.38
Total (W)	5 248.70
Total (W/día)*	125 968.81

*Tomando en cuenta 24 horas

Tabla 16.
Pérdida de calor en periodo frío

Elementos	Pérdida de calor (W)
Muros mampostería	-3 757.86
Placas	-1 012.59
Vigas	-635.63
Ventanas	-1 063.93
Mampara	-1 983.46
Puertas	-69.82
Techo	-4 598.45
Total (W)	-13 121.75
Total (W/día)*	-314 922.02

*Tomando en cuenta 24 horas.

Coefficiente de Transmitancia, U (w/m²°c)

La transmitancia es un parámetro que indica la cantidad de calor por cada metro cuadrado que gana o pierde un cuerpo por cada valor de diferencial de grado entre las temperaturas exteriores e interiores.

El autor Vale (2005) plasma el uso de una serie de fórmulas matemáticas para poder encontrar el valor de U, empezando por la siguiente expresión:

$$U = \frac{1}{R}$$

Ecuación 30

Donde:

R: Resistencia total. La cual es la suma de cada una de las resistencias que posee cada capa de cada pared, su unidad se expresa es $m^2 \text{ }^\circ\text{C/W}$. La resistencia total R se define de acuerdo a lo siguiente:

$$R = R_{si} + R_{se} + R_{ca} + R_1 + R_2 + \dots + R_n \quad \text{Ecuación 31}$$

Donde:

R_{si} : Resistencia térmica ($m^2\text{ }^\circ\text{C/W}$)

R_{se} : Resistencia de la capa de aire en reposo que hay en el ambiente externo ($m^2 \text{ }^\circ\text{C/W}$)

R_{ca} : Resistencia de las cámaras de aire que haya dentro del elemento ($m^2 \text{ }^\circ\text{C/W}$)

R_1, R_2, \dots, R_n : Resistencias de todos los materiales empleados.

Para hallar la resistencia se toma en cuenta el espesor del material y la conductividad térmica que posea el cuerpo

Tomando las ecuaciones siguientes y de acuerdo a Koenigsberger (1977), la transmitancia queda definida matemáticamente de la siguiente manera:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{f_i} + \frac{b_1}{k_1} + \dots + \frac{1}{R_c} + \frac{b_2}{k_2} + \dots + \frac{1}{f_e}} \quad \text{Ecuación 32}$$

Donde:

f_i : Conductancia superficial interna ($\text{W}/m^2 \text{ }^\circ\text{C}$)

f_e : Conductancia superficial externa ($\text{W}/m^2 \text{ }^\circ\text{C}$)

R_c : Conductancia de cámara en ($\text{W}/m^2 \text{ }^\circ\text{C}$)

b_1, b_2, \dots : Espesor de los materiales (m)

k_1, k_2, \dots : Conductividad térmica ($\text{W}/m \text{ }^\circ\text{C}$.)

Los valores de f_i , f_e y R_c se pueden obtener de la siguiente tabla:

Tabla 17.
Conductancia de cámaras de aire.

Elementos	Conductancia ($\text{W}/m^2 \text{ }^\circ\text{C}$)
Cámaras horizontales (de más de 20 mm) (R_c)	5.10
Cámaras horizontales (de más de 20 mm) (R_c)	5.96

Capa interior horizontal (f_i)	9.09
Capa interior vertical (f_i)	8.30
Capa exterior – viento 3 m/s (f_e)	22.73
Capa exterior – viento 6 m/s (f_e)	33.41

FUENTE: Hertz (1981)

Tabla 18.
Conductividad ($W/m^{\circ}C$), conductancia ($W/m^2^{\circ}C$), y espesores

Material	Conductividad ($W/m^{\circ}C$)	Conductancia ($W/m^2^{\circ}C$)	Fuente	Espesor (mm)
Muros mampostería				
Enfoscado arena cemento	0.532	-	Koenigsberger (1977)	10
Ladrillo prensado	1.150	-	Koenigsberger (1977)	140
Enfoscado arena cemento	0.532	-	Koenigsberger (1977)	10
Placas				
Enfoscado arena cemento	0.532	-	Koenigsberger (1977)	10
Hormigón ordinario denso	1.440	-	Koenigsberger (1977)	300
Enfoscado arena cemento	0.532	-	Koenigsberger (1977)	10
Vigas				
Enfoscado arena cemento	0.532	-	Koenigsberger (1977)	10
Hormigón ordinario denso	1.440	-	Koenigsberger (1977)	300
Ventanas				
Vidrio templado	0.950	-	Blasco Laffón (2008)	6
Mampara				
Cristal laminado	0.950	-	Blasco Laffón (2008)	10
Puertas contraplacadas				
Triplay 4mm	0.138	-	Koenigsberger (1977)	4
Cámara de aire	-	5.960	Hertz (1981)	-
Triplay 4mm	0.138	-	Koenigsberger (1977)	4
Techo				
Ladrillo prensado	1.150	-	Koenigsberger (1977)	25
Torta de barro	0.640	-	Koenigsberger (1977)	25

Hormigón ordinario denso	1.440	-	Koenigsberger (1977)	50
Cámara de aire (ladrillo)	-	5.100	Hertz (1981)	-

Con los valores expresados en las tablas y haciendo uso de la ecuación mostrada, se halla el coeficiente de transmitancia para cada uno de los elementos que componen la estructura de la clínica. Los valores encontrados se presentan en el siguiente cuadro:

Tabla 19.
Transmitancias térmicas

Partes	Transmitancia ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$)
Muros mampostería	3.088
Placas	2.437
Vigas	2.554
Ventanas	5.855
Mampara	5.714
Puertas	2.563
Techo	2.244

Ganancias de calor por los ocupantes.

La energía que posee un ser humano se ve afectada y condicionada por los fenómenos atmosféricos, en especial cuando se presentan de manera extrema, se pierde la mayoría de energía en la búsqueda de la adaptación que pueda disminuir el proceso para llevar a cabo actividades (Olgvay, 1968).

Koenigsberger (1975) menciona que el cuerpo de una persona está constantemente generando calor. La energía calorífica que produce el metabolismo se puede presentar por metabolismo basal (generación de calor mediante procesos vegetativos y automáticos), y el metabolismo muscular (generación de calor que produce un musculo cuando está realizando un trabajo). Koenigsberger llego a la conclusión que normalmente se usa un 20% de la energía total, es decir, lo restante que es el 80% se disipa.

En la siguiente tabla se muestran los índices de desprendimiento de calor en exceso del cuerpo de un ser humano cuando realiza distintas actividades o rutinas conscientes.

Tabla 20.
Índice de desprendimiento de calor

Actividad	Watts
Reposo	70 mín.
Sentado, movimiento moderado, ejemplo: Mecanografía	130-160
De pie, trabajo ligero en máquina o banco de trabajo	160-190
Sentado, con brazos y piernas en movimiento	190-230
De pie, trabajo moderado, algún paseo	220-290
Andando, levantamiento o empujes moderados	290-410
Levantamientos y excavaciones pesadas pero intermitentes	440-580
Trabajo duro sostenido	580-700
Trabajo pesado máximo de 30 minutos de duración	1100 máx.

Fuente: Koenigsberger (1977)

Energía calorífica de los equipos, personas y luminarias

Según los planos realizados para el estudio de la clínica se consideró un aforo de:

Tabla 21.
Aforo según planos de la clínica de la Universidad Señor de Sipán.

Ambientes de la Clínica	Aforo
Sala de atención 1	40
Sala de atención 2	30
Sala de atención 3	30
Laboratorio de Imagenología	10
Oficina de Dirección	05
Segundo Piso	17

Del cual se consideró solo un promedio del aforo del personal y estudiantes que ingresan a la clínica, ya que nunca llega a estar lleno en su totalidad, por lo que se consideraron los siguientes datos expresados en la siguiente tabla.

Tabla 22.
Listado promedio del personal y estudiantes en clínica de la Universidad Señor de Sipán

	Nº	Horas	Calor (kcal/hr) (*)	Q'i (W/día)
Personas en la clínica	10	8	175	16,282.00
Personas en la clínica – Medio tiempo	9	4	175	7,326.90

Trabajadores	9	4	145	6,070.86
Eventuales	8	2	175	3,256.40
Calor interno – Persona (W/día)				32,936.16

(*) Koenigsberger (1977).

Por último, la información relacionada a luminarias se encuentra en la siguiente tabla:

Tabla 23.

Listado de luminarias y potencias de la Clínica de la Universidad Señor de Sipan

	Nº	Tiempo (hr)	Calor (W)	Q'i (W/día)
Equipo en el techo c/ 1 lamp. 150 w halog	22.00	4	150	13200
Equipo en el techo c/ 1 lamp. 150 w halog.	8.00	4	150	4800
Equipo en el techo c/ 4 lamp. Fluorescente 18 w y balasto electronico	78.00	4	18	5616
Equipo en el techo c/ 2 lamp. Fluorescente 36 w	63.00	4	36	9072
Artefacto pegado a techo hermetico c/ 2 lamp. Fluorescente de 36 w	4.00	4	36	576
Equipo pegado a pared c/ 1 lamp. Vapor de sodio 70 w. Antivandalico	14.00	4	70	3920
Equipo pegado en pared c/ 2 lamp fluorescente 36 w c/ balasto electronico tipo ultravioleta	7.00	4	36	1008
Equipo pegado en el piso c/ 1 lamp. Vapor de sodio 70 w en pedestal antivandalico	9.00	4	70	2520
Calor interno – Luminarias (Watt/día)				40712

FUENTE: D + M ARQUITECTOS S.A.C. (2011)

A continuación, se presenta una tabla con el total de los resultados obtenidos de los indicadores:

Tabla 24.

Listado de equipos y potencias de la Clínica de la Universidad Señor de Sipan.

Fuente	Calor interno (W/día)
Personas	32,936.16
Luminarias	40,712.00
Total	73,648.16

Cálculo de temperatura del radiador

Según los Requisitos mínimos de rendimientos energéticos de los generadores de calor del RITE, los emisores tienen que estar calculados tomando en cuenta una temperatura media de emisor correspondiente a 60°C como máximo, pero en este caso utilizaremos 35°C al estar en una zona de clima cálido.

Diferencia de temperatura entre el radiador y el ambiente (ΔT)

Para el cálculo de esta diferencia se sigue la siguiente ecuación:

$$\Delta T = \left(\frac{T_i + T_r}{2} \right) - T_a \quad \text{Ecuación 33}$$

Donde:

T_i : Temperatura de impulsión o entrada (°C)

T_r : Temperatura de retorno o salida (°C)

T_a : Temperatura ambiente (20°C)

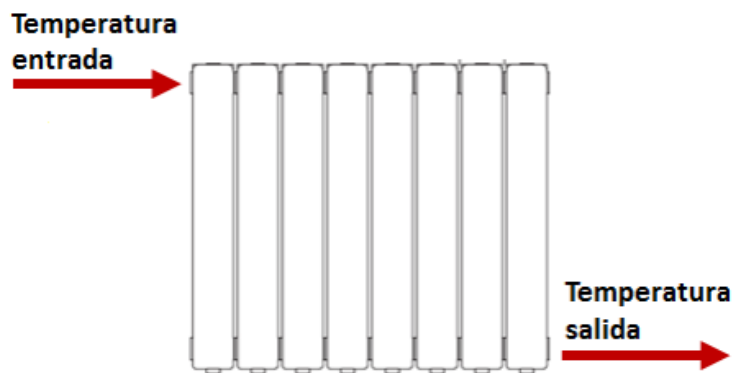


Figura 18. Temperaturas de entrada y salida.
Fuente: RITE (Reglamento de Instalaciones Térmicas en Edificios)

Para lo cual tenemos una temperatura de impulsión o entrada de 35°C y la temperatura de retorno o salida será de 15°C según los requerimientos de la clínica de la Universidad Señor de Sipán en el caso de las estaciones del año como el verano que es cuando más se recomienda usar este tipo de sistema debido al incremento de demanda de calor.

Aplicando la ecuación se obtiene el incremento de temperatura de la instalación es de 7°C.

Cálculo de la potencia calorífica

En los cálculos la potencia no se tiene por estancia, por lo que se va a utilizar la siguiente metodología para su cálculo. Se va a calcular la potencia que necesita la clínica en refrigeración mediante la siguiente ecuación:

$$P = A \times B \times C \times D \times 85 \quad \text{Ecuación 34}$$

Donde:

A: Espacio a enfriar (m^2)

B: Orientación

C: Aislamiento

D: Zona climática

El espacio a enfriar se trata de los metros cuadrados del área que se quiere refrigerar.

Tabla 25.
Áreas de la clínica que necesitan refrigeración.

Ambientes de la Clínica	S (m2)
Sala de atención 1	197
Sala de atención 2	180
Sala de atención 3	181
Laboratorio de Imagenología	34
Oficina de Dirección	38
Segundo Piso	94

La orientación dependerá en mayor medida de donde proviene la mayor cantidad de luz solar según el Código Técnico de la Edificación (CTE). Los valores según la orientación son los siguientes: 1.12 para norte, 0.92 para sur, 1 para este, y 1 para oeste.

Tabla 26.
Orientación de las áreas de la clínica

Ambientes de la Clínica	Orientación	Valor
Sala de atención 1	Norte	1,12
Sala de atención 2	Norte	1,12
Sala de atención 3	Norte	1,12
Laboratorio de Imagenología	Norte	1,12
Oficina de Dirección	Oeste	1
Segundo Piso	Norte	1,12

El aislamiento de la vivienda o en este caso la Clínica para la Universidad Señor de Sipán es un aspecto básico que hay que tener en cuenta para poder hallar una alta o baja eficiencia energética. Una casa que tenga un bajo aislamiento térmico es más fácil que tenga pérdidas por calefacción, lo que se traduce en pérdidas de energía. Es decir, se necesitará mayor potencia calorífica. En cambio, a mayor aislamiento térmico, menor consumo de energía para calefacción.

Según el Código Técnico de la Edificación (CTE), dependiendo del estado del aislamiento, se debe elegir entre estas tres opciones: 0.93 para un buen aislamiento, 1 para un aislamiento sencillo y 1.10 sin aislamiento.

La vivienda que se está estudiando cuenta con un buen aislamiento sencillo por lo que el valor que se va a escoger es de 1.

En cuanto a la zona climática, se toma en cuenta que el País se divide en distintas zonas según su lugar geográfico. Esta división fue establecida por el Código Técnico de la Edificación en el DB H1. Según las diferentes zonas se tiene: 0.88 para zona 1, 0.95 para zona 2, 1.04 para zona 3, 1.12 para zona 4, y 1.19 para zona 5.

La vivienda que se está estudiando está dentro de la zona 1, por lo que se trata de un clima cálido, el valor que corresponde es el de 0,88.

Con los datos obtenidos hallaremos la potencia calorífica en la clínica:

Tabla 27.
Potencia calorífica necesaria en cada área de la clínica

Ambientes de la Clínica	A (m2)	B	C	D	PC (W)	PC (kW)
Sala de atención 1	197	1,12	1	0,88	16503,9	16,5
Sala de atención 2	180	1,12	1	0,88	15079,7	15,1
Sala de atención 3	181	1,12	1	0,88	15163,5	15,2
Laboratorio de Imagenología	34	1,12	1	0,88	2848,4	2,85
Oficina de Dirección	38	1	1	0,88	2842,4	2,84
Segundo Piso	94	1,12	1	0,88	7874,9	7,9
					60312,8	60,39

- *Selección de componentes y sistemas*

Cálculo del número de radiadores

Para obtener el número de radiadores necesarios en cada estancia de la clínica se divide la potencia calorífica necesaria en la estancia por la potencia calorífica del radiador de baja temperatura que se va a instalar.

Por lo cual cada área ha tenido que ser dividida en sub áreas por ser una clínica de amplias dimensiones

En este caso se han escogido dos tipos diferentes de radiadores, ya que, según la dimensión de la estancia a enfriar, se va a instalar un radiador con más o menos potencia y tamaño. Los escogidos para las estancias más grandes son los radiadores **Ferrolí VARESE LP 1000 HE**, que cada uno cuenta con una potencia de **1493.3 W**.

$$N^{\circ} \text{ de Radiadores} = \frac{\text{Potencia calorífica de la estancia}}{\text{Potencia calorífica del radiador}} \quad \text{Ecuación 35}$$

Tabla 28.
Características de los distintos modelos de radiadores Ferrolí.

MODELO	Ud.	500 HE	600 HE	800 HE	1000 HE	LP 500 HE	LP 600 HE	LP 800 HE	LP 1000 HE	
Potencia Calorífica 55/45/20 °C*	Modo Eco	W	447	604	879	1138	369.8	576.5	842	1050.3
	Modo Confort	W	498.6	651	940	1228.6	401.1	617.5	915.6	1131.9
	Modo Boost	W	569.6	767.2	1112.6	1517	484	710	1087.6	1493.3
Potencia Calorífica Max 75/65/20 °C*	W	1067.4	1402.3	1981.4	2637.2	997.7	1325.6	1855.8	2581.4	
Potencia Calorífica Max 70/50/20 °C*	W	823.3	1074.4	1479.1	1995.3	753.5	1032.6	1395.3	1939.5	
Contenido de agua	l	0.48	0.62	0.835	1.095	0.48	0.62	0.835	1.095	
Conexiones hidráulicas	-	1/2" hembra								
Presión máxima	bar	20								
Nº ventiladores	Ud.	3	4	6	8	3	4	6	8	
Tipo ventiladores	-	Brushless DC conmutado electrónicamente.								
Presión sonora (confort)**	dB	29	30.2	32	33.2	29	30.2	32	33.2	
Consumo eléctrico max.	W	3.5	5	8	10.5	3.5	5	8	10.5	

Aplicando la ecuación se obtienen los radiadores que se necesitan. En cuanto al redondeo del número de radiadores dependerá del uso que se le dé a la estancia. Se va a redondear para arriba en todas las estancias de la vivienda.

Tabla 29.
Numero de radiadores por área de la clínica

Ambientes de la Clínica	Potencia Calorífica	Potencia Calorífica del Radiador	N.º de radiadores
Sala de atención 1	16503,9	1493.3	11
Sala de atención 2	15079,7	1493.3	10

Sala de atención 3	15163,5	1493.3	10
Laboratorio de Imagenología	2848,4	1493.3	2
Oficina de Dirección	2842,4	1493.3	2
Segundo Piso	7874,9	1493.3	5

El número total de radiadores totales de baja temperatura que se van a necesitar en la nueva instalación es de 40 unidades modelo Ferroli VARESE LP 1000 HE, los cuales serán repartidos por todas las áreas de la clínica que más necesiten este recurso.

Componentes de la instalación de ACS

Una vez conocidas las cargas térmicas de cada estancia y los emisores que se van a utilizar, se ha de realizar un correcto dimensionamiento del sistema de distribución del agua de calefacción.

Bomba de calor aire-agua

La bomba de calor aire-agua seleccionada se trata de la **Platinum BC Max de 22W**. Cuenta con una unidad exterior y una unidad interior. Entre ambas unidades hay que establecer unas longitudes mínimas y máximas de conexión para su correcto funcionamiento. Estas distancias vienen dadas por el fabricante de la bomba de calor.

Si la longitud de las conexiones frigoríficas es inferior a 20 m, en el caso de los modelos AWHP 22 TR y AWHP 27 TR: se pueden emplear como conducto recocido de 3/4" de diámetro para el conducto de gas sin la necesidad de usar los adaptadores de soldadura fuerte. Tomando en cuenta la longitud empleada, la potencia a utilizar para un modo de enfriamiento puede bajar hasta un 20 %.

Tabla 30.
Distancias mínimas y máximas entre la unidad exterior e interior

	A: Longitud máxima/mínima	B: Diferencia máxima de altura	C: Número máximo de codos
AWHP 22 TR-2	2 – 20 m	30 m	15
AWHP 27 TR-2	2 – 20 m	30 m	15

Para reducir las posibilidades de que aparezcan problemas, dar una o dos vueltas horizontales con las conexiones frigoríficas.

Longitud mínima = 2m
Longitud máxima = 20m
Diferencia máxima de altura = 30m
Número máximo de codos = 30m

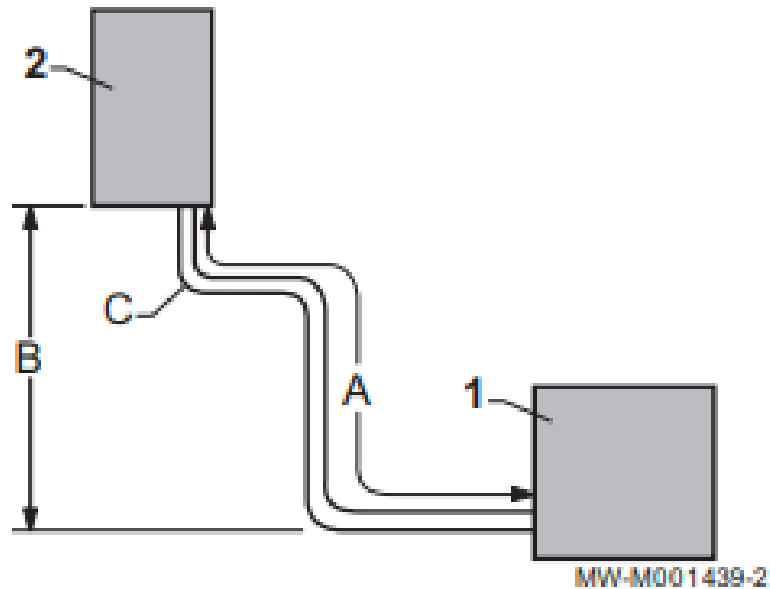


Figura 19. Distancias entre unidad exterior e interior.

Fuente: Manual de instalación y mantenimiento Bomba de calor reversible aire/agua "Split Inverter"

Unidad externa

El objetivo de esta unidad es captar el aire del entorno y mediante un sistema de presión, alimentado por una fuente de corriente eléctrica, calentar el aire para después calentar el agua del circuito. Produce calor y lo transmite al circuito de calefacción o refrigeración por medio del fluido frigorífico en el intercambiador de placas. El fluido refrigerante que va a circular por el sistema es R410A. Es capaz de funcionar con una temperatura exterior de hasta -15°C .

Según la potencia requerida total del sistema se seleccionó el equipo AI20 de la marca "Climer" que cuenta con una potencia de 15.522 kW.



Figura 20. Unidad exterior de ACS y climatización AI20
Fuente: Catalogo Técnico “Climer”

Unidad interna

La unidad interna incorpora un sistema de regulación que da la opción de ajustar la temperatura del fluido de calefacción en función al requerimiento.

Equipo de refrigeración

Para nuestro sistema aerotérmico se seleccionó equipos Fancoils. Estos equipos agua-aire utilizan el agua como refrigerante, el cual lo hacen circular por tubos o serpentines. Poseen también un ventilador que impulsa el aire haciéndolo pasar por los tubos donde circula el agua (fría o caliente) generando así la termotransferencia. Este mecanismo de funcionamiento es la diferencia que posee los Fancoils con relaciones a los equipos de refrigeración convencional.

En la siguiente tabla se mencionan las potencias de refrigeración de las 7 áreas dentro de la clínica de la Universidad Señor de Sipán que se van a climatizar. Bajo estos datos se eligieron los Fancoils siguientes:

Tabla 31. Potencia del Fancoils para cada área de la clínica.

Ambientes de la Clínica	POTENCIA TOTAL (kW)	POTENCIA DEL FANCOILS (kW)
Sala de atención 1	4.007231977	4.33
Sala de atención 2	3.661430233	4.33
Sala de atención 3	3.681771512	4.33
Laboratorio de Imogeneología	0.691603488	1.98
Oficina de Dirección	0.772968605	1.98
Segundo Piso	1.912080233	1.98

Los Fancoils son tipo Cassette Top Line de la marca Coolwell.



Figura 21. Fancoils Cassette Top Line.
Fuente: Catalogo Técnico “Coolwell”

Acumulador de ACS

El acumulador de agua caliente sanitaria como mínimo tiene que ser de 220 litros. Para optimizar la producción de ACS, las combinaciones según la bomba de calor seleccionada y el acumulador de ACS recomendadas se muestran a continuación:

Tabla 32.
Especificaciones técnicas del acumulador ACS AS 300-2E

	AS 300-2E
Volumen ACS	300
Presión máx. primario [bar]	10
Temp. Máx. primario [°C]	110
Presión máx. secundario [bar]	10
Temp. Máx. secundario [°C]	95

El acumulador y bomba de ACS elegido fue de la marca “Climer” con una capacidad de 260 litros y una temperatura de salida del fluido de 60°C.



Figura 22. Bomba de ACS EH260.
Fuente: Catalogo Técnico “Climer”

Tubos y accesorios

Para el cálculo de las tuberías hay que tener en cuenta que se trata de un sistema bitubo, es decir, la bomba de calor está dividida en dos partes, una unidad exterior que es la encargada de absorber el frío de aire, y otra unidad interior que se encarga de transmitir el frío del aire a los distintos usos que se vayan a utilizar como el ACS o refrigeración.

Este sistema utiliza tuberías frigoríficas que unen las dos unidades, la exterior y la interior. Es más complicado, pero a la vez tiene un mayor rendimiento. La selección de la tubería frigorífica viene determinada por el propio fabricante de la unidad exterior, en este caso Baxi, que serían de 3/4” para el gas frigorífico y de 1/2” para el fluido frigorífico.

Para el transporte del flujo de agua en los tres lugares donde habrá salidas de agua caliente sanitaria se selecciona la tubería CPVC (Policloruro de vinilo clorado). Esta tubería es un termoplástico que puede llevar agua caliente hasta una temperatura máxima de 82°C.

Todos los accesorios elegidos son de material CPVC (Policloruro de vinilo clorado) para una tubería de 3/4”. Codos de 90° y 45°, Tee, Uniones, conectores, etc.

Los equipos Fancoils vienen con su propia tubería y salida de aire frío incorporado.

c. Análisis fluidotérmico del sistema aerotérmico mediante software de ingeniería

- Análisis de agua a 60°C por las tuberías de CPVC.

La baja conductividad térmica (0.16 W/m.K) del material CPVC hace que la temperatura del fluido no disminuya considerablemente mientras recorre las instalaciones hidráulicas. Los elementos presentes en el presente análisis poseen dimensiones de 3/4'' y material de CPVC.

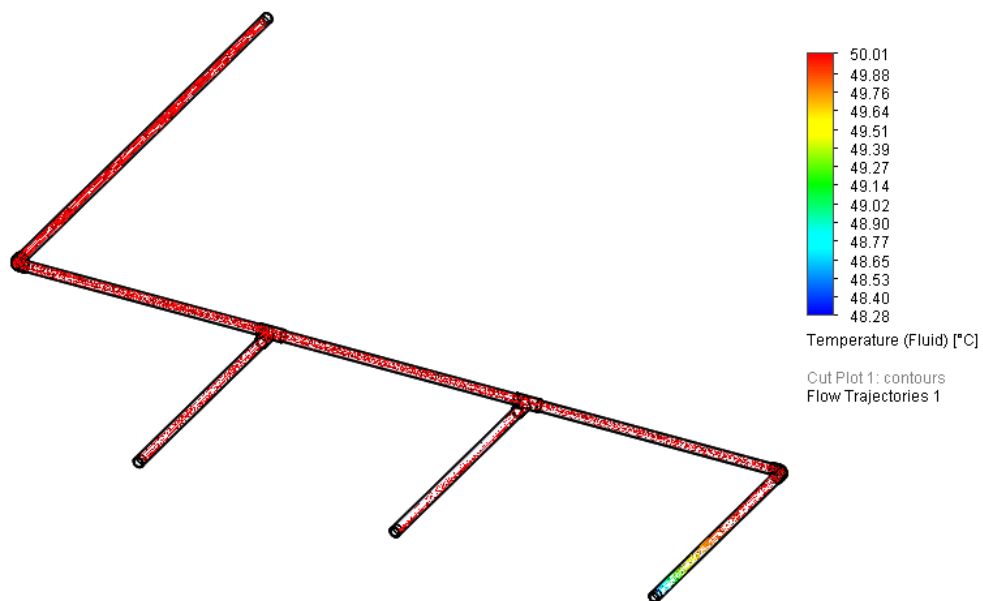


Figura 23. Análisis fluidotérmico de una tubería con accesorios CPVC en Flow Simulation.
Fuente: Elaboración propia

Cabe mencionar que las distancias y geometría de la instalación generan una pequeña disminución de temperatura en el agua. Los parámetros que si poseen una mayor variación a causa de estos parámetros fueron la velocidad y presión.

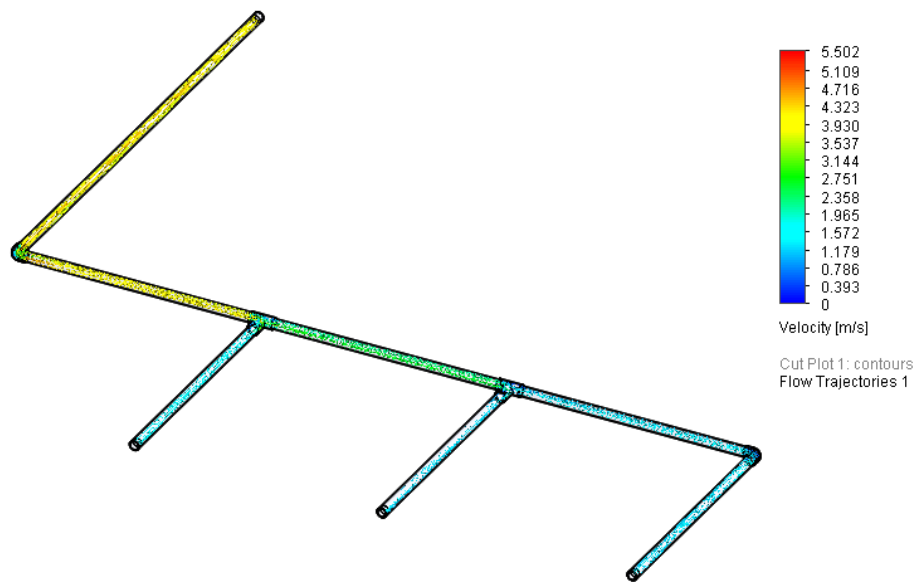


Figura 24. Análisis de velocidad de fluido en una tubería con accesorios CPVC en Flow Simulation.
Fuente: Elaboración propia

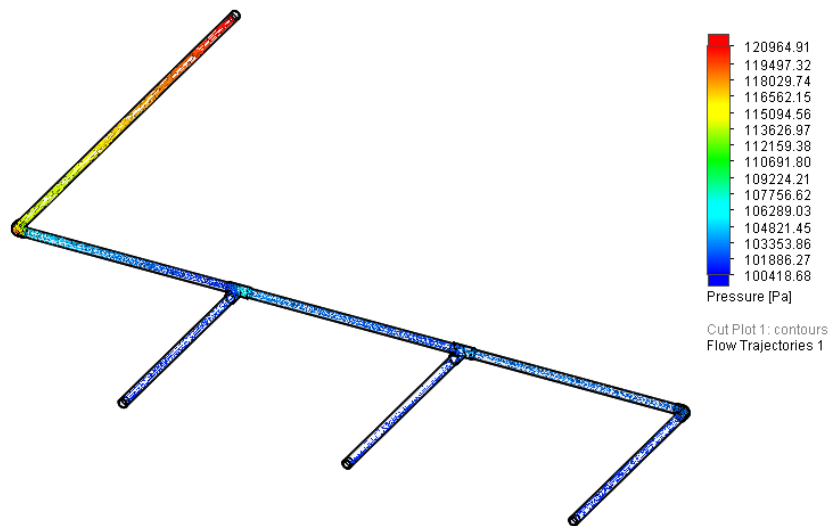


Figura 25. Análisis de presión en una tubería con accesorios CPVC en Flow Simulation
Fuente: Elaboración propia

A continuación, se muestra una tabla con los datos de la temperatura mientras el fluido recorre las tuberías, a mayor presión, mayor temperatura.

Tabla 33. Resultados del análisis del fluido por las tuberías CPVC.

Local Parameter	Minimum	Maximum	Average	Bulk Average	Surface Area [m ²]
Pressure [Pa]	101325.00	101328.01	101325.33	101325.36	0.0003
Density (Fluid) [kg/m ³]	982.90	982.90	982.90	982.90	0.0003
Velocity [m/s]	1.896	3.120	2.819	2.839	0.0003
Velocity (X) [m/s]	1.896	3.120	2.819	2.839	0.0003
Velocity (Y) [m/s]	-0.031	0.016	-0.003	-0.002	0.0003
Velocity (Z) [m/s]	-0.022	0.020	1.794e-005	9.672e-005	0.0003
Temperature (Fluid) [°C]	60.00	60.00	60.00	60.00	0.0003
Relative Pressure [Pa]	7.12e-009	3.01	0.33	0.36	0.0003

- *Análisis del sistema de aire frío*

Para el análisis del sistema de climatización, aire acondicionado o refrigeración para nuestro caso, se tomó como muestra para la simulación el 2do piso. En este 2do piso de la clínica de la Universidad Señor de Sipán está ubicado también la unidad exterior del sistema aerotérmico.

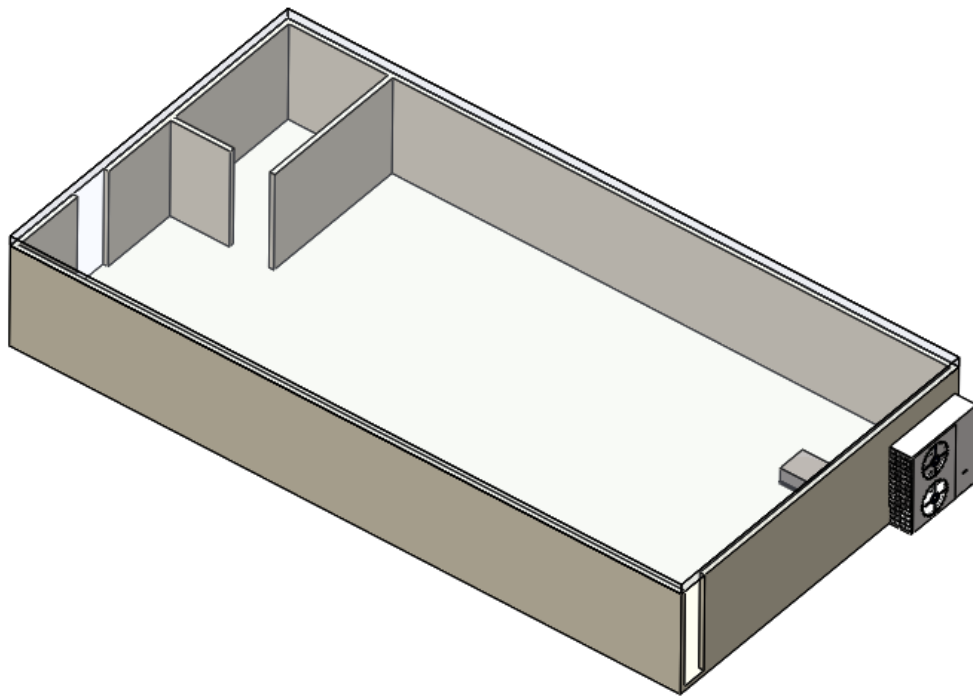


Figura 26. Ensamblaje de los equipos de Refrigeración del sistema aerotérmico en el 2do piso de la Clínica de la Universidad Señor de Sipán.
Fuente: Elaboración propia

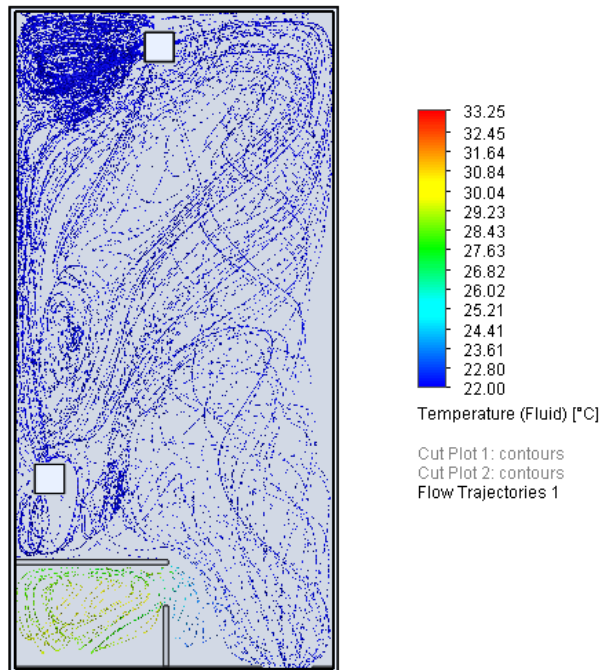


Figura 27. Análisis aerotérmico en el 2do piso de la Clínica de la Universidad Señor de Sipán.
Fuente: Elaboración propia

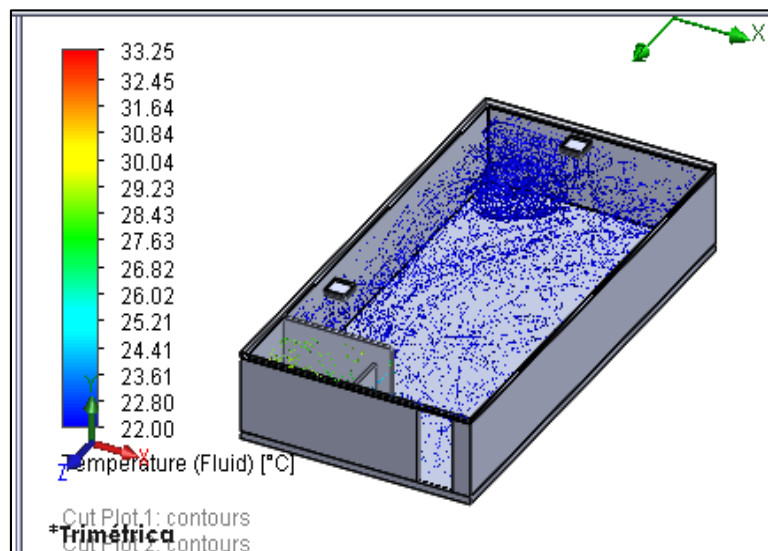


Figura 28. Análisis aerotérmico en el 2do piso de la Clínica de la Universidad Señor de Sipán
Fuente: Elaboración propia

Tomando una temperatura máxima (35°C) en un ambiente cerrado en época de verano y brindando una temperatura de 20°C por parte del sistema de refrigeración, da un equilibrio que oscila entre los 22°C . La temperatura inicio en el 2do piso de la clínica era de 35°C , misma temperatura del exterior.

d. Relación de los parámetros de funcionamiento del sistema aerotérmico

- *Diseño paramétrico de la potencia del sistema de refrigeración*

Tabla 34.
Áreas de la clínica y demanda de potencia de refrigeración.

Ambientes de la Clínica	S (m2)	POTENCIA TOTAL (kW)
Laboratorio de Imagenología	34	0.69
Oficina de Dirección	38	0.77
Segundo Piso	94	1.91
Sala de atención 2	180	3.66
Sala de atención 3	181	3.68
Sala de atención 1	197	4.01

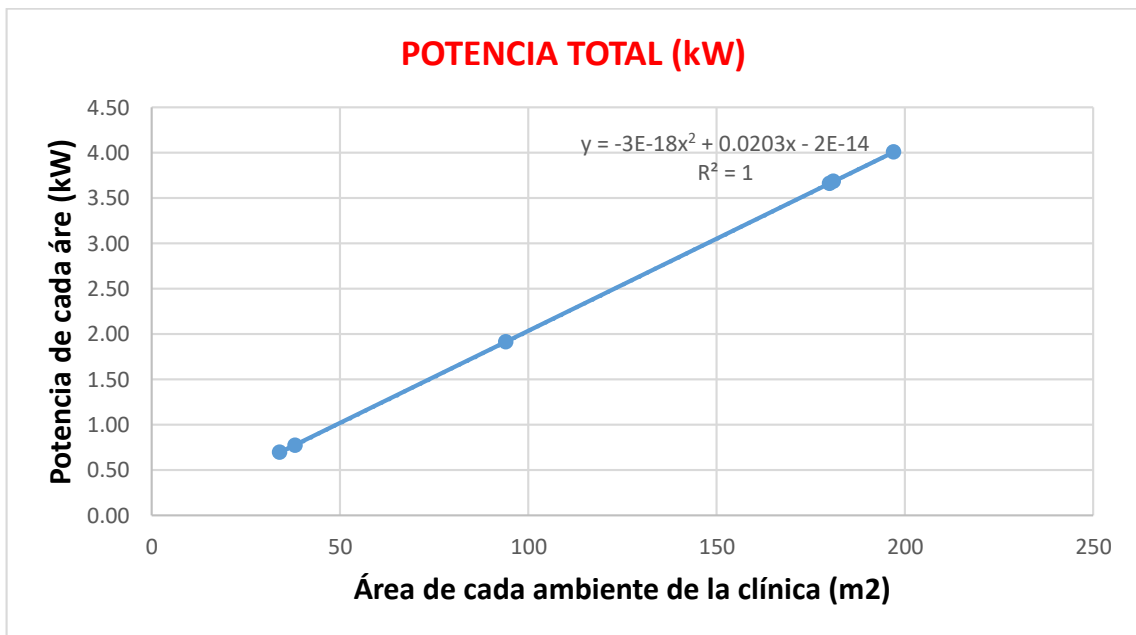


Figura 29. Gráfica de la potencia según área del sistema de refrigeración

- *Diseño paramétrico de la potencia del sistema de ACS.*

Tabla 35.
Meses y demanda de potencia de ACS.

Meses	Días (N)	Qa (kW.h/mes)
Enero	31	359.8
Febrero	28	325.0
Marzo	31	359.8
Abril	30	348.2
Mayo	31	359.8
Junio	30	348.2
Julio	31	359.8
Agosto	31	359.8
Septiembre	30	348.2
Octubre	31	359.8
Noviembre	30	348.2
Diciembre	31	359.8

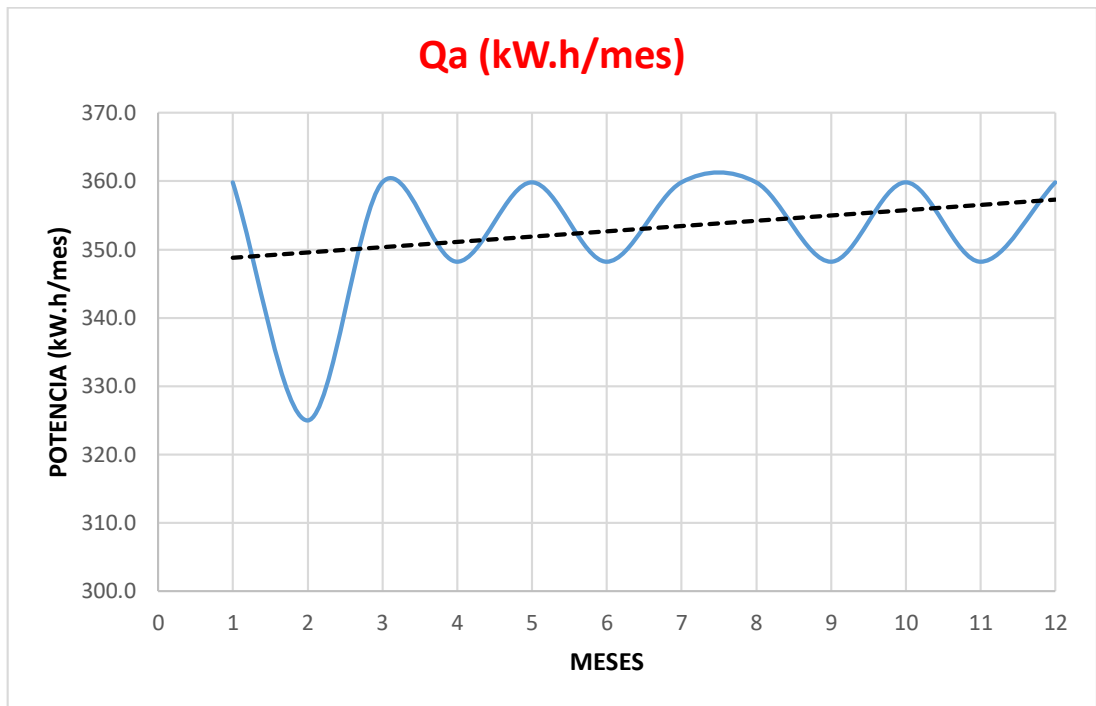


Figura 30. Gráfica de la potencia según los meses del sistema de ACS.
Fuente: Elaboración propia.

e. Optimización de la potencia del sistema aerotérmico.

Anteriormente se detalló que la potencia total del sistema de refrigeración y ACS, una demanda total 15.21 kW. El sistema de refrigeración es la parte que más demanda solicita, un total 14.73 kW y la demanda restante corresponde al sistema de ACS.

Ahora, debido a que el sistema de aerotermia funciona con una bomba de calor, presentan un COP (Coeficiente de funcionamiento) muy alto, puede poseer hasta un COP de 5, según el fabricante. Esto significa que por cada kWh que consumen de energía eléctrica, puede generar de 4 o 5 kWh de energía térmica. La energía proveniente de la aerotermia de por si es una energía optimizada para cualquier sistema de generación de calor.

Algo adicional que se puede destacar de esta energía es que emiten menos CO₂ (causante del efecto invernadero y responsable directo del cambio climático) a la atmósfera. La bomba de calor emplear las calorías presentes en el aire, la cual es una fuente de energía inagotable y renovable. Gracias a esta tecnología, se puede conseguir altos rendimiento que permiten emitir hasta 10 veces menos de CO₂, si se compra con el uso de algún combustible fósil.

f. **Análisis técnico-económico del sistema aerotérmico.**

- *Análisis técnico del sistema aerotérmico*

El esquema de conexión que tendrá nuestro sistema será el siguiente:

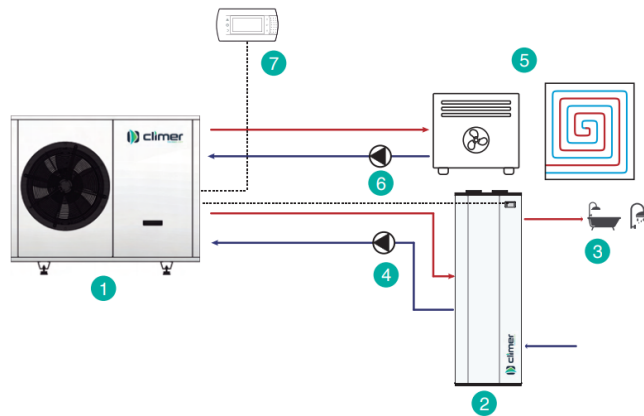


Figura 31. Esquema técnico de conexión del sistema aerotérmico
Fuente: Catalogo Técnico "Climer"

Donde:

1. Unidad Externa: Producción de agua fría o caliente para sistema de Climatización y ACS de forma independiente.
2. Acumulador de ACS: Acumulación de agua y aumento de temperatura hasta 60°C con bomba de calor.
3. Salida ACS hasta 60°C.
4. Bomba ACS.
5. Sistema emisor: Fancoils (Equipos de climatización).
6. Bomba de recirculación.
7. Sistema de control (Display).

Tabla 36. Especificaciones técnicas del sistema de ACS y refrigeración.

	AI07+EH160	AI10+EH200	AI13+EH200	AI16+EH260	AI20+EH260	
MÓDULO AIRYS	Dalefacción a 7°C / w 35°C					
	Potencia calefacción, W	7161	10.503	12.891	15.755	20.052
	Potencia calefacción, W	1.737	2.490	3.152	3.797	4.764
	COP	4,12	4,22	4,09	4,15	4,21
	Modo calefacción A 7°C/W 45°C					
	Potencia calefacción, W	5.544	8.131	9.979	12.196	15.522
	Potencia absorbida, W	2.073	2.982	3.756	4.535	5.703
	EER	2,67	2,73	2,66	2,69	2,72
	Temperatura mínima/máxima impulsión, °C	7 / 60				
	Rango de temperatura ambiente, °C	-15 / 45				
	Refrigerante	R410A				
	Alimentación eléctrica, V / ph / Hz	230 / 1 / 50				380 / 3 / 50
	Corriente máxima consumida, A	12,7	15,01	18,24	20,12	18,8
	MÓDULO ECOHEAT	Capacidad, L	160	200	200	260
Presión máxima admisible, bar		6				
Potencia térmica BC (20°C), W		1841				
Potencia absorbida BC (20°C), W		496				
COP (20°)		3,7				
Potencia resistencia apoyo, W		1500				
Temperatura máxima agua, °C		62				
Alimentación eléctrica, V / ph / Hz		230 / 1 / 50				

Las especificaciones de los equipos que brindarán el aire acondicionado es el siguiente:

Tabla 37. Especificaciones técnicas del equipo FANCOILS modelo CASSETTE TOP LINE

MODELO		INSTALACION 2 TUBOS						
		02	12	22	32	42	52	62
Caudal de aire	m3/h	610	520	710	880	1140	1500	1820
Rendi. total refrigeración	kW	1,98	2,68	4,33	5,02	6,16	9,51	11,1
Rendi. sensible refrigeración	kW	1,64	2,04	3,18	3,74	4,59	6,48	8,25
Δp Refrigeración	kPa	10	9.7	15.1	19.7	21.6	26.9	35.6
Calefacción	kW	2.64	3.35	5.23	6.17	7.77	10.71	14
Δp Calefacción	kPa	9	8.2	11.4	17.7	15.1	23	30.6
Potencia sonora	dB(A)	49	45	53	59	48	53	58
Potencia sonora (vel MAX)	dB(A)*	40	36	44	50	39	44	49
Potencia sonora (vel MED)	dB(A)*	31	31	36	40	31	31	39
Potencia sonora (vel MIN)	dB(A)*	24	24	24	32	24	25	25
Potencia absorbida motor	W	57	44	68	90	77	120	170
Dimensiones	mm	575x575x275				820x820x303		

Según las potencias de las áreas donde se instalarán las salidas de refrigeración se tomarán dos tipos de Fancoils. Ya fueron mencionadas las potencias requeridas de los equipos. A continuación, se muestra una instalación de los equipos en mención:

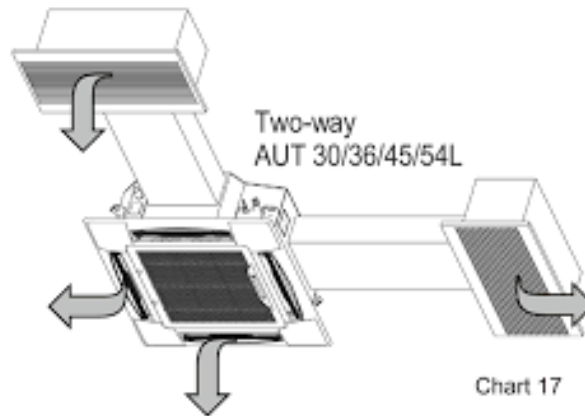


Figura 32. Esquema técnico de conexión de un equipo Fancoils
Fuente: Catalogo Técnico "Coolwell"

A continuación, se muestra una tabla con las especificaciones técnicas de la tubería seleccionada para el sistema de ACS:

Tabla 38. Especificaciones técnicas de la tubería de ACS.

Características	Las tuberías de CPVC están diseñadas para trabajar en forma continua a una presión hidrostática de 100 psi (6.89 bar ó 6.8 bar) y una temperatura de 82°C.
Marca	Tigre
Material	Pvc
Color	Beige
Diámetro	"3/4"
Largo	5 m
Uso	Agua caliente
Recomendaciones	"Tener cuidado en la carga, transporte y descarga del material."
Tipo	Tubo de agua

- *Análisis económico del sistema aerotérmico*

Se ejecutó un análisis económico para poder comprobar la rentabilidad del Sistema Aerotérmico, y a su vez para corroborar la factibilidad del proyecto. Se emplearon métodos estadísticos como el VAN (Valor actual neto) y el TIR (Tasa interna de retorno).

A continuación se mencionan los costos de cada tipo de elemento y sistema.

Inversión inicial

En primer lugar, se analizan los costos directos, los cuales hacen referencia al valor de los equipos. Como observación cabe señalar que cada Fancoils trae consigo mismo su propia tubería de instalación.

Tabla 39. Costos directos de inversión de los elementos que constituyen el Sistema Aerotérmico

Elementos	Cantidad	Precio Total
Mano de obra		S/13,000.0
El sistema combinado ECOHEAT- AIRYS Bomba de Calor para Refrigeración y ACS	1 Unid.	S/20,000.00
Equipo Fancoils TOP LINE para aire acondicionado	6 Unid.	S/7,200.00
Tuberías de PVC	250 metros	S/1,950.00
Codos de PVC	150 Unid.	S/500
Uniones de PVC	80	S/100
TOTAL		S/42,750.00

Por otra parte, dentro de los costos indirectos se encuentran la inversión que no son materiales o mano de obra directa. Estos gastos están asociados a la energía, gastos técnicos y administrativos, etc.

Tabla 40. Costos indirectos de inversión

Elementos	Cantidad	Precio Unitario	Precio Total
MANO DE OBRA INDIRECTA			

Diseño e Ingeniería	S/1000	S/1,000
Diseño Interfaz	S/500	S/500
Planos Mecánicos	S/70	S/70
RUBROS OPERACIONALES		
Agua		S/20
Energía eléctrica		S/30
Teléfono/Celular		S/20
Transporte		S/40
Internet		S/20
TOTAL		S/1,700.00

Entonces, los costos totales de inversión quedan determinados así:

Tabla 41. Costos totales de inversión.

COSTOS	VALOR
COSTOS DIRECTOS	S/42,750.00
COSTOS INDIRECTOS	S/1,700.00
TOTAL	S/44,450.00

Flujo de caja anual

El beneficio neto de flujo anual (Ft) es la ganancia que tendrá anualmente el funcionamiento del sistema disminuyendo los gastos adicionales por mantenimiento u otro tipo de requerimiento.

Para proyectar las ganancias que puede tener este sistema, estarán relacionadas a la comparativa por separado de los equipos para ACS y aire acondicionado.

Actualmente los equipos de climatización son muy costosos, y más cuando son sistemas individuales. Frente a esto se trata de buscar una solución haciendo un solo sistema que cumpla con estas características, siendo más eficiente y con una potencia conveniente para el consumo eléctrico. Por lo cual comparando el sistema aerotérmico con los convencionales se tiene un ahorro de S/18,000.00 al año en compra de energía eléctrica, mantenimientos de los equipos de los sistemas de refrigeración y ACS por separado, etc.

Para que el sistema aerotérmico tenga un funcionamiento óptimo se mencionan las siguientes inversiones:

Tabla 42. Gastos de operación mensual y anual del Sistema Aerotérmico

DESCRIPCIÓN	Unidad	Cantidad diaria	Precio unitario (S/.)	Precio mensual (S/.)	Precio anual (S/.)
Gases					
Aire/Refrigerante	Volumen	3	250	250	500
Energía eléctrica					
Motor (16 kW)	kW-h	-	-	54.34	652
Mantenimiento					
Costo promedio	-	-	-	300	3,600
TOTAL					4,742

El inciso b) del Artículo 22 del Reglamento del TUO de la Ley del Impuesto a la Renta, señala los siguientes porcentajes para el cálculo anual máximo de depreciación de bienes:

Tabla 43. Porcentaje de depreciación anual de bienes.

ÍTEM	BIENES	%
1	Ganado de trabajo y reproducción; redes de pesca.	25%
2	Vehículos de transporte terrestre (excepto ferrocarriles); hornos en general.	20%
3	Maquinaria y equipo utilizados por las actividades minera, petrolera y de construcción, excepto muebles, enseres y equipos de oficina.	20%
4	Equipos de procesamiento de datos.	25%
5	Maquinaria y equipo adquirido a partir del 1.1.1991.	10%
6	Otros bienes del activo fijo.	10%

Para poder hallar el valor de depreciación de los componentes e instalación del sistema aerotérmico se empleará un periodo de 5 años. La inversión inicial en equipamiento será de S/42,750.00. La depreciación anual será de S/8,850.00.

Valor actual neto

El VAN es un índice económico que tiene que poseer un número mayor a 0. De esta manera se demuestra que los egresos son menor a los ingresos que se obtendrán con la realización del proyecto. Se toma en cuenta un periodo de 5 años para el cálculo del VAN,

$$VAN = \sum_{t=0}^n \frac{Ft}{(1+r)^t} - I$$

Ecuación 36

Donde:

Ft: Beneficio neto de flujo anual

I: Inversión inicial

r: Tasa de descuento (12%) = 0.12

t: 5 años

n: Número de años

El TIR es el indicador que demuestra la rentabilidad de un proyecto. Para que un proyecto puede tener una aprobación económica su TIR tiene que ser mayor a 12%, ya que dicho porcentaje es el valor de interés que puede pagar una empresa crediticia. El TIR se halla de la siguiente manera:

$$VAN = \sum_{t=0}^n \frac{Ft}{(1+TIR)^t} - I = 0$$

Ecuación 37

En la siguiente tabla se muestran los resultados del VAN y el TIR para nuestro sistema aerotérmico, dando resultados muy favorables.

Tabla 44. VAN y TIR del Sistema Aerotérmico

	0	1	2	3	4	5
Inversión Inicial	-44450					
Gastos en Reemplazos						
Depreciación		-8850	-8850	-8850	-8850	-8850
Gastos en operación, mantenimiento u otros		-4752	-4752	-4752	-4752	-4752
TOTAL EGRESOS	-44450	-13602	-13602	-13602	-13602	-13602
Ingresos por ahorro en aire acondicionado y equipos de ACS por separado		27000	27000	27000	27000	27000
TOTAL DE INGRESOS		27000	27000	27000	27000	27000
BENEFICIOS NETOS	-44550	13398	13398	13398	13398	13398

VAN 3846.79

TIR 15%

3.2. Discusión de resultados

- a. La potencia total del sistema aerotérmico necesario es de 15.21 Kw, siendo 14.73 Kw para la demanda de refrigeración y 0.48 Kw para la demanda de producción de agua caliente sanitaria. Este sistema es considerablemente mayor a la de Prieto (2016), quien diseñó un equipo de climatización reversible de 3.5 Kw.
- b. Se ha seleccionado la bomba de ACS EH260 marca “Climer” de 260 litros y que mantiene la temperatura del agua a 60°C. Esta temperatura es similar a la obtenida por Novoa (2015), quien diseñó su sistema de ACS para una temperatura de 50°C. Sin embargo, hay valores mayores, como el caso de Olivarez (2014), que obtuvo una temperatura de 80°C.
- c. Tomando una temperatura máxima (35°C) en un ambiente cerrado en época de verano y brindando una temperatura de 20°C por parte del sistema de refrigeración, da un equilibrio que oscila entre los 22°C. La temperatura inicio en el 2do piso de la clínica era de 35°C, misma temperatura del exterior. Estos resultados van en concordancia con las diferentes normas técnicas mencionadas en este informe.
- d. En la figura 31 se aprecia una fluctuación en la demanda de energía para producir agua caliente sanitaria a lo largo del año debido a la variación en la cantidad de días por mes. Se debe tener un buen criterio para seleccionar según el número de días del mes, pues existe un gran rango de valores de producción de ACS, por ejemplo, Olivarez (2014) diseñó para 206.14 l/h, y Gamboa (2009) diseñó para 2900 l/h.
- e. El sistema aerotérmico dimensionado genera 4 o 5 kWh de energía térmica por cada kWh de energía eléctrica consumida, asimismo, emite hasta 10 veces menos CO₂ que un sistema a base de combustible fósil. Este valor de rendimiento es similar al alcanzado por Prieto (2016), quien obtuvo un EER de 4.84 para aire acondicionado y un COP de 5.08 para calefacción.
- f. El financiamiento del proyecto contempla un VAN de S/. 3,306.09 y un TIR de 15%, siendo la inversión inicial S/. 44,450.00. Este monto de inversión es bajo considerando otros proyectos que han obtenido montos mayores al millón de soles, como es el caso de Novoa (2015) que su sistema de producción de agua caliente conlleva una inversión de S/. 1'300,000.00.

CONCLUSIONES

- a. La mayor parte de la potencia entregada por la bomba aerotérmica será utilizada para cubrir la demanda de refrigeración de los ambientes de la Clínica, con un porcentaje de 96.8%, debiéndose aplicar medidas de eficiencia energética en esta parte del sistema.
- b. El ambiente que necesita mayor atención para refrigerar debidamente es el de Sala de Atención 1, debido a su mayor área.
- c. El sistema diseñado permite disminuir en buena medida la temperatura interna del recinto respecto a la temperatura ambiente.
- d. Existen en el mercado sistemas aerotérmicos que pueden adaptarse a cualquier escenario de climatización.
- e. El sistema aerotérmico diseñado tiene buenos indicadores energéticos y ambientales.
- f. El proyecto de ejecución de la bomba aerotérmica planteada, según su VAN positivo significa que se puede invertir, y según su TIR, significa que es rentable.

RECOMENDACIONES

- a. Se sugiere desarrollar un análisis del comportamiento de la bomba aerotérmica para el modo de calefacción de los ambientes de la Clínica, en los meses de menor temperatura.
- b. Es importante evaluar el diseño de un sistema de generación eléctrica renovable (solar o eólico) para la alimentación de la bomba aerotérmica diseñada.
- c. Es conveniente hacer un estudio profundo sobre las implicancias ambientales de la bomba aerotérmica diseñada.

Bibliografía

- Alcívar, A. A., & Yumaglla, D. F. (2016). *Diseño y medición de un sistema aerotermia de baja temperatura para las instalaciones del CDTS-FIMCP*. Guayaquil, Ecuador: Escuela Superior Politécnica del Litoral.
- Asociación Técnica Española de Climatización y Refrigeración. (2010). *Guía técnica de agua caliente sanitaria central*. Madrid, España: IDAE.
- Banco Mundial. (03 de Octubre de 2018). *Energía*. Obtenido de Banco Mundial: <https://www.bancomundial.org/es/topic/energy/overview>
- BBC Mundo. (29 de Diciembre de 2017). *Más frío que en el Polo Norte: 3 récords que rompieron las extremas temperaturas que golpean Estados Unidos*. Obtenido de BBC: <https://www.bbc.com/mundo/noticias-42516954>
- Bergman, T., Lavine, A., Incropera, F., & Dewitt, D. (2011). *Fundamentals of heat and mass transfer* (Séptima ed.). United States: John Wiley & Sons.
- Cengel, Y. (2007). *Transferencia de calor y masa. Un enfoque práctico*. (Tercera ed.). México: McGraw Hill.
- Cengel, Y., & Boles, M. (2012). *Termodinámica* (Séptima edición ed.). México D.F.: McGraw-Hill.
- Cerrillo, A. (11 de Setiembre de 2018). *Sí, es el cambio climático*. Obtenido de La Vanguardia : <https://www.lavanguardia.com/natural/20180911/451751820034/cambio-climatico-aumento-temperatura-europa-calor.html>
- Córdova, O. (2016). *Simulación matemática y optimización térmica-económica de bomba de calor para calentamiento de agua en la ciudad de Huancayo*. Huancayo, Perú: Universidad Nacional del Centro del Perú. Obtenido de <http://repositorio.uncp.edu.pe/bitstream/handle/UNCP/1636/TESIS%20%282%29.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- Diario Correo. (20 de Setiembre de 2018). *Distrito de Tarata soportó temperatura más baja del país con -20°C*. Obtenido de Diario Correo: <https://diariocorreo.pe/peru/distrito-de-tarata-soporto-temperatura-mas-baja-del-pais-con-20c-842972/>
- Europapress. (13 de Setiembre de 2018). *Las muertes por calor en España aumentarían entre un 3% y un 6% por la subida de temperaturas, según expertos*. Obtenido de europa press: <https://www.europapress.es/sociedad/noticia-muertes-calor-espana-aumentarian-subida-temperaturas-expertos-20180913123225.html>
- Fundación We are Water. (14 de Setiembre de 2018). *Clima extremo, un reto para la ciencia*. Obtenido de iagua: <https://www.iagua.es/noticias/fundacion-we-are-water/clima-extremo-reto-ciencia>
- Gamboa, J. (2009). *Instalaciones sanitarias y equipos de bombeo para la construcción y equipamiento del Hospital de Ventanilla - Callao*. Lima, Perú: Universidad Nacional de Ingeniería.

- Gómez, C. (2018). *¿Qué es aerotermia?* Obtenido de Toshiba. Calefacción & aire acondicionado: <https://www.toshiba-aire.es/que-es-aerotermia/>
- Grupo ECOFOREST. (2018). *Bombas de calor Monobloc*. Obtenido de Ecoforest: <https://ecoforest.es/es-es/bombas-calor/aerotermica/aerotermia>
- Jiménez, E. (2017). *Análisis económico, energético y ambiental del uso de la aerotermia*. La Rioja, España: Universidad de la Rioja.
- Jiménez, J. F. (2009). *Comparativa de eficiencia energética y amortización en el edificio de Can Marcet de Sabadell entre distintas instalaciones de energías renovables*. Barcelona, España: Universidad Politécnica de Cataluña.
- Koenigsberger, O. H. (1975). *Manual of tropical housing and building. Climatic design*. Universities Press.
- López, L. (2016). *Estudio comparativo de las diferentes soluciones de instalación térmica para una vivienda unifamiliar*. Santander, España: Universidad de Cantabria.
- Novoa, J. (2015). *Diseño de la instalación de servicios de agua caliente en un hotel ******. Lima, Perú: Pontificia Universidad Católica del Perú.
- Olgvay, V. (1968). *Clima y Arquitectura en Colombia*. Santiago de Cali: Universidad del Valle.
- Olivarez, O. (2014). *Instalaciones sanitarias para el edificio de oficinas Link Tower*. Lima, Perú: Universidad Nacional de Ingeniería.
- Olmedo, N., Farrerons, Ó., & Prieto, A. (2015). *Análisis comparativo de la eficiencia energética en calderas para viviendas*. Barcelona, España: Escuela Universitaria de Ingeniería Técnica Industrial de Barcelona.
- Piedra, L. (2014). *Sistemas de climatización integrando bombas de calor y energía solar térmica*. Barcelona, España: Universidad Politécnica de Cataluña Barcelona Tech.
- Prieto, P. (2016). *Diseño de un equipo de aire acondicionado / bomba de calor de 3.5 kW*. Valencia, España: Escuela Técnica Superior Ingenieros Industriales Valencia. Obtenido de https://riunet.upv.es/bitstream/handle/10251/68271/48660777_TFG_1467650709651485191734530581043.pdf?sequence=2
- Ramírez, C. (14 de Setiembre de 2017). *La importancia de la instalación de climatización en hospitales*. Obtenido de Redacción médica: <https://www.redaccionmedica.com/secciones/ingenieria/la-importancia-de-la-instalacion-de-climatizacion-en-hospitales-9277>
- Reichert, T., & Robertson, C. (2018). *Aerovelo. Superación de los límites de lo que la potencia humana puede hacer con las soluciones de Solidworks*. Obtenido de Solidworks: https://www.solidworks.com/sites/default/files/2018-07/Aerovelo_CaseStudy_ESP.pdf
- Revista Mundo HVACR. (2013). *Áreas críticas en hospitales*. Obtenido de Mundo HVACR: <https://www.mundohvacr.com.mx/2013/12/areas-criticas-en-hospitales/>
- Solidworks Corporation. (2018). *Solidworks Flow Simulation*. Obtenido de <https://www.solidworks.com/es/product/solidworks-flow-simulation>

Welty, J., Wicks, C., Wilson, R., & Rorrer, G. (2008). *Fundamentals of momentum, heat and mass transfer* (Quinta ed.). United States of America: John Wiley & Sons, Inc.

ANEXOS

ANEXO N° 1 Ficha de entrevista

UNIVERSIDAD SEÑOR DE SIPAN.

ESCUELA: Ingeniería mecánica eléctrica.

Alumno: Barrantes Tito Marco Cástulo.

Tesis: Diseño de un sistema Aerotérmico para optimizar la refrigeración y el calentamiento de agua caliente sanitaria en el centro de prácticas pre clínico y clínico de la Universidad Señor de Sipán.

FICHA DE ENTREVISTA

Apellidos y Nombres:

Cargo:

¿Requiere en un futuro implementar un sistema de agua caliente sanitaria en el centro de prácticas pre clínico y clínico?

¿En qué áreas es necesario implementar agua caliente sanitaria?

¿Qué utilidad tendría el agua caliente sanitaria en las zonas indicadas?

¿Qué temperatura sería la indicada para el agua caliente sanitaria?

ANEXO N° 2 Ficha de entrevista

UNIVERSIDAD SEÑOR DE SIPAN.

ESCUELA: Ingeniería mecánica eléctrica.

Alumno: Barrantes Tito Marco Cástulo.

Tesis: Diseño de un sistema Aerotérmico para optimizar la refrigeración y el calentamiento de agua caliente sanitaria en el centro de prácticas pre clínico y clínico de la Universidad Señor de Sipán.

FICHA DE ENTREVISTA

Apellidos y Nombres:

Romero Gamboa Julio Cesar

Cargo:

Jefe del Centro de Practicas Pre clínicas y Clínicas de Estomatología

¿Requiere en un futuro implementar un sistema de agua caliente sanitaria en el centro de prácticas pre clínico y clínico?

Sí requiere.

¿En qué áreas es necesario implementar agua caliente sanitaria?

- Área de lavado y empaquetado de instrumental
- Servicios higiénicos

¿Qué utilidad tendría el agua caliente sanitaria en las zonas indicadas?

- Facilitaría el proceso de limpieza y desinfección del instrumental contaminado, previo a la esterilización.
- Beneficiaria al público externo (pacientes), personal administrativo, personal docente y alumnos que realizan sus prácticas en el CPPCCE.

¿Qué temperatura sería la indicada para el agua caliente sanitaria?

60°C



Ms. CD. Esp. Julio Cesar Romero Gamboa
JEFE DEL CPPCCE

ANEXO N° 3 Carta de Aceptación de Investigación por parte de la escuela de estomatología.



"Año del Bicentenario del Perú: 200 años de Independencia"

Chiclayo, 14 de mayo del 2021

Quien suscribe:

Dra. Paola B. La Serna Solari

**Directora de la escuela de Estomatología
Universidad Señor de Sipán**

AUTORIZA: Permiso para recojo de información pertinente en función del proyecto investigación, denominado: **DISEÑO DE UN SISTEMA AEROTÉRMICO PARA OPTIMIZAR LA REFRIGERACIÓN Y EL CALENTAMIENTO DE AGUA SANITARIA EN EL CENTRO DE PRÁCTICAS PRE CLÍNICO Y CLÍNICO DE ESTOMATOLOGÍA DE LA UNIVERSIDAD SEÑOR DE SIPAN.**

Por el presente, el que suscribe, Dra. Paola B. La Serna Solari; Directora de la Escuela de Estomatología de la USS, **AUTORIZO** al alumno: **BARRANTES TITO MARCO CÁSTULO**, identificado con DNI N° 46691289, y código universitario N° 2151816597 estudiante de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica eléctrica, y autor del trabajo de investigación denominado **DISEÑO DE UN SISTEMA AEROTÉRMICO PARA OPTIMIZAR LA REFRIGERACIÓN Y EL CALENTAMIENTO DE AGUA SANITARIA EN EL CENTRO DE PRÁCTICAS PRE CLÍNICO Y CLÍNICO DE ESTOMATOLOGÍA DE LA UNIVERSIDAD SEÑOR DE SIPAN**, la autorización para la toma de medidas de temperatura y humedad ambiental dentro de las instalaciones, medidas de longitudes de áreas y análisis de planos como parte de la ejecución del proyecto enunciado líneas arriba de quien solicita se garantice la absoluta confidencialidad de la información solicitada.

Atentamente.

Dra. Paola B. La Serna Solari
Directora (e) de la Escuela de Estomatología
Universidad Señor de Sipán

ANEXO N° 4 Análisis documental al personal responsable de la Clínica de la Universidad Señor de Sipán.

UNIVERSIDAD SEÑOR DE SIPAN.

ESCUELA: Ingeniería mecánica eléctrica.

Alumno: Barrantes Tito Marco.

Tesis: Diseño de un sistema Aerotérmico para optimizar la refrigeración y el calentamiento de agua caliente sanitaria en la Clínica de la Universidad Señor de Sipán.

Objetivo: Obtener información sobre el confort térmico y el consumo de agua caliente sanitaria, para calcular y dimensionar los elementos que conforman el sistema Aerotérmico que se está proponiendo.

Medición de temperaturas	
Temperaturas	
Zona 1	
Zona 2	
Zona 3	
Promedio	

Estimación de datos para cargas térmicas			
Ambientes de la Clínica	S (m²)	Ppared (W)	Ppiso+techo (W)
Sala de atención 1			
Sala de atención 2			
Sala de atención 3			
Laboratorio de Imageneologia			
Oficina de Dirección			
Segundo Piso			

Estimación de datos para requerimientos de ventilación				
Ambientes de la Clínica	S (m²)	ACH (m³)	Pv (kcal/h)	Pv (W)
Sala de atención 1				
Sala de atención 2				
Sala de atención 3				
Laboratorio de Imageneologia				
Oficina de Dirección				
Segundo Piso				

Estimación de calor interno por personal				
	N°	Tiempo	Calor	Q'i
	(*)	(hr) (*)	(kcal/hr) (**)	(W/día)
Usuarios en la clínica				
Usuarios de la clínica –				
Medio tiempo				
Administrativos				
Eventuales				
Calor interno – Personal (W/día)				

Estimación de calor interno por luminarias				
	N°	Tiempo	Calor	Q'i
		(hr)	(W)	(W/día)
Artefacto 1				
Artefacto 2				
Artefacto 3				
...				
Calor interno – Luminarias (Watt/día)				

ANEXO N°5. Guía de observación

UNIVERSIDAD SEÑOR DE SIPAN.

ESCUELA: Ingeniería mecánica eléctrica.

Alumno: Barrantes Tito Marco.

Tesis: Diseño de un sistema Aerotérmico para optimizar la refrigeración y el calentamiento de agua caliente sanitaria en la Clínica de la Universidad Señor de Sipán.

Objetivo: Obtener el diseño del sistema aerotérmico para refrigeración y ACS.

Cálculo de potencia para refrigeración		
Ambientes de la Clínica	S (m2)	POTENCIA TOTAL (kW)
Laboratorio de Imogeneologia		
Oficina de Dirección		
Segundo Piso		
Sala de atención 2		
Sala de atención 3		
Sala de atención 1		

Cálculo de potencia para ACS		
Meses	Días (N)	Qa (kW.h/mes)
Enero		
Febrero		
Marzo		
Abril		
Mayo		
Junio		
Julio		
Agosto		
Septiembre		
Octubre		
Noviembre		
Diciembre		



CÓDIGO DE ETICA DEL CIP

**APROBADO EN LA III SESIÓN ORDINARIA DEL CONGRESO NACIONAL DE CONSEJOS
DEPARTAMENTALES DEL PERÍODO 1998 - 1999
EN LA CIUDAD DE TACNA 22, 23 Y 24 ABRIL 1999**



www.uss.edu.pe

CÓDIGO DE ÉTICA DE INVESTIGACIÓN DE LA USS

VERSIÓN 03

RATIFICADO POR ACUERDO DE CONSEJO UNIVERSITARIO CON RESOLUCIÓN
RECTORAL N° 0851-2017/USS

CHICLAYO - PERÚ

Versión: 03	Código: VRI-CE	F. Implementación:	Página 1 de 29
Elaborado por: Dirección de Investigación	Revisado por: Planificación y Desarrollo Institucional – Asesoría Legal	Ratificado con Resolución Rectoral N° 0851- 2017/USS	

ANEXO N° 8. Ficha de análisis y referencias bibliográficas

Objetivo: conocer los métodos que utilizaron los autores para solucionar sus diferentes problemáticas.

N°	País de Origen	Año	Autor(es)	Institución o Journal	Tema que aborda	Problema que enfrentó	¿Que se hizo?	¿Cómo se hizo?	¿Qué resultados obtuvo?	Conclusiones relevantes
1	Perú	2015	Novoa	Pontificia Universidad Católica del Perú	Estudio de sistema de calentamiento de agua	Necesidad de un sistema de agua caliente para un hotel cinco estrellas	Diseño del sistema de calentamiento de agua	Metodología analítica mediante cálculos térmicos, hidráulicos y mecánicos.	Una caldera dimensionada de 200 HP	El diseño cumple con el Reglamento Nacional de Edificaciones y mantiene debidamente los valores de temperatura, ruido, presión, etc.

2	Perú	2016	Córdova	Universidad Nacional del Centro del Perú	Estudio de la energía aerotérmica	Eficiencia de una bomba aerotérmica para el calentamiento de agua	Incremento del COP de la bomba aerotérmica	Desarrollo de un modelo en MATLAB a partir de datos reales	Aumento del valor del COP de 2,34 a 2,74	Es posible el mejoramiento del rendimiento térmico de una bomba de calor utilizando modelos matemáticos.
3	Ecuador	2016	Alcívar y Yumaglla	Escuela Superior Politécnica del Litoral	Energía aerotérmica y energía geotérmica	Ahorro económico-energético en proceso de secado	Optimización del intercambiador de calor	Modelamiento en el software Solidworks	Se obtuvo una eficiencia del sistema de 85 %	El buen uso de software de simulación hace posible importantes ahorros energéticos

4	España	2016	Prieto	Escuela Técnica Superior Ingenieros	Estudio de bombas de calor para refrigeración y calefacción	Cubrir la demanda de climatización	Diseño de una bomba de calor y sistema de aire acondicionado	Uso de software IMST-ART	Como rendimiento se obtuvo un EER de 4,84 para refrigeración y un COP de 5,08 para calefacción.	Es posible la implementación de un solo equipo tanto para la refrigeración como para la calefacción
5	España	2017	Jiménez	Universidad de la Rioja	Estudio de la energía aerotérmica	Consumo energético para la climatización de viviendas	Comparación de indicadores de rendimiento de diversas tecnologías	Levantamiento de información y cálculos analíticos	Se reduce en 80% las emisiones de CO2 usando la energía aerotérmica	La bomba aerotérmica es una alternativa viable para la climatización de hogares

ANEXO N° 9. Ficha técnica de bomba de calor Platinum BC Max 22W

Bombas de calor | Bombas de calor Bibloc



Platinum BC Max

Inverter: ajusta la potencia a las necesidades de cada momento.

Temperatura máxima de ida 60°C.

Depósito de inercia: dispone de un depósito de inercia de 40 l.

Funcionamiento en cascada: su avanzada electrónica permite el control de hasta 10 bombas de calor en cascada, en modo calor y en modo frío.

Cuadro de control: la avanzada electrónica que incorpora, permite el control sobre 2 circuitos de calefacción a diferentes temperaturas, uno directo y otro con válvula mezcladora. Además los accesorios de regulación permiten modificar a distancia cualquier parámetro del sistema.

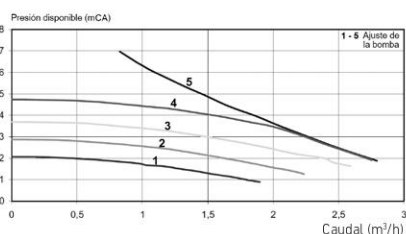
Resistencias eléctricas de apoyo integradas: 4, 8 y 12 kW con alimentación trifásica.

		22 TR	27 TR	
Potencia en Calefacción (1)	kW	19,40	24,40	
COP (1)		3,94	3,90	
Potencia eléctrica (1)	kWe	4,90	6,30	
Intensidad nominal (1)	A	12,30	15,60	
Potencia en frío (2)	kW	17,65	22,20	
EER (2)		3,80	3,80	
Potencia eléctrica (2)	kWe	4,65	5,84	
Intensidad nominal (2)	A	14,53	18,25	
Tensión de alimentación	V	400 ~ 3	400 ~ 3	
Clase de Eficiencia en Calefacción a 35°C		A++	A++	
Clase de Eficiencia en Calefacción a 55°C		A++	A++	
Conexión frigorífica (Líquido-Gas)		3/8" - 3/4" ó 3/8" - 1"	1/2" - 3/4" ó 1/2" - 1"	
Peso unidad exterior	kg	135	141	
Peso unidad interior	kg	58	58	
Conjunto	Referencia	144107006	144107007	
	PVP (3)	10.759 €	11.388 €	
Unidad interior	Referencia	7605375	7605375	
	PVP (3)	4.263 €	4.263 €	
Unidad exterior	Referencia	7655104	7655105	
	PVP (3)	6.496 €	7.125 €	
Accesorios	Kit válvula mezclador + bomba + sonda	Kit aislamiento unidad interior (para modo de enfriamiento)	Kit aislamiento válv. Mezcladora	Kit V3V calefacción/ACS
Referencia	7502759	7502760	7502761	7502762
PVP	568 €	223 €	117 €	164 €
	Sonda ACS	Sonda ida válvula mezcladora	Mando a distancia con sonda de ambiente	Mando a distancia CDI DiSystem
Referencia	7502763	7502764	7502765	7502766
PVP	38,60 €	62 €	77 €	140 €

(1) Modo de calefacción: Temperatura del aire exterior +7°C. Temp. del agua de salida +35°C. Prestaciones según EN 14511-2

(2) Modo de enfriamiento: Temperatura del aire exterior +35°C. Temp. del agua de salida +18°C. Prestaciones según EN 14511-2

(3) Tasa de Residuos de Aparatos Eléctricos y Electrónicos incluido en PVP del producto según Directiva EU nº 2012/19.

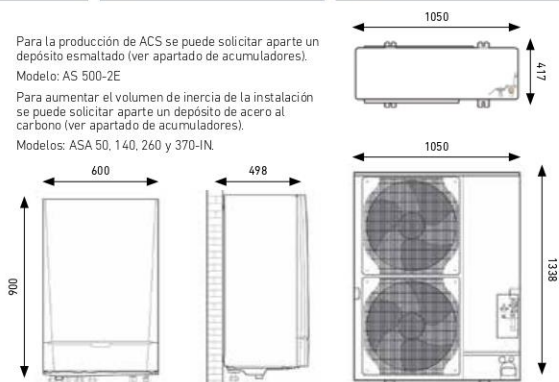


Para la producción de ACS se puede solicitar aparte un depósito esmaltado (ver apartado de acumuladores).

Modelo: AS 500-2E

Para aumentar el volumen de inercia de la instalación se puede solicitar aparte un depósito de acero al carbono (ver apartado de acumuladores).

Modelos: ASA 50, 140, 260 y 370-IN.



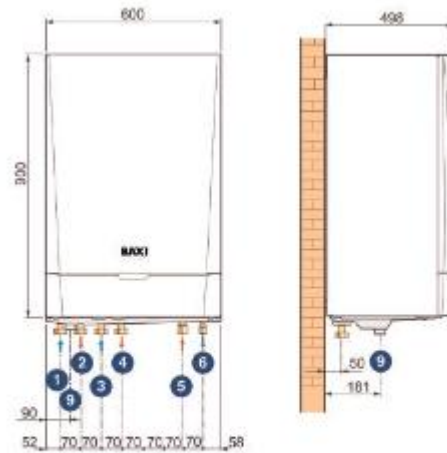
BAXI ofrece una verificación gratuita de la Puesta en Marcha de las bombas de calor, realizada, a petición del usuario, por el Servicio Oficial de Asistencia Técnica BAXI.

62 | Precios de Venta al Público Sugeridos • Abril 2017 • Toda factura tendrá el recargo del I.V.A. • El presente Catálogo-Tarifa anula los anteriores • Medidas en mm.

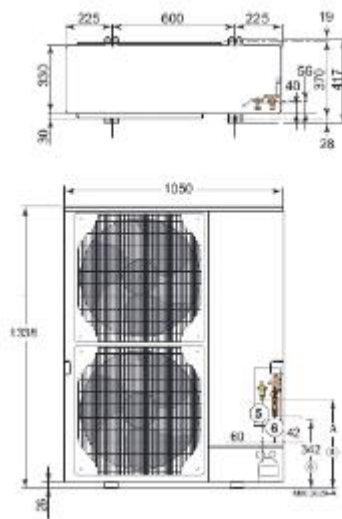
● Dimensiones y conexiones

Unidad interior

- 1 Ida y retorno circuito válvula mezcladora 1"
- 2 Ida y retorno circuito válvula mezcladora 1"
- 3 Ida y retorno circuito directo 1"
- 4 Ida y retorno circuito directo 1"
- 5 Conexión frigorífica 3/4"
(utilizar el adaptador de 1" para soldar)
- 6 Conexión frigorífica 1/2"



Unidad exterior

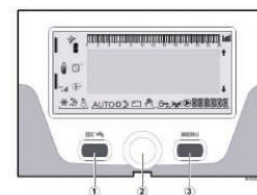


- A AWHP 22 - 450
AWHP 27 - 424
- 5 Conexión flare 3/8" fluido frigorífico (AWHP 22)
Conexión flare 1/2" fluido frigorífico (AWHP 27)
- 6 Conexión flare 3/4" gas frigorífico + Adaptador 1"
(por soldar)

Dimensiones de la bomba de calor aire-agua

● Cuadro de control

- Control de un circuito directo y otro con válvula mezcladora tanto en frío como en calor.
- Control de la producción de ACS.
- Protección antilegionela.
- Programación horaria.
- Gestión de la resistencia de apoyo.
- Medida de caudal.
- Visualización en display por códigos y pictogramas.



- 1 Tecla de acceso al menú rápido
- 2 Botón de ajuste giratorio:
 - Girar del botón giratorio para ir pasando los distintos menús o modificar un valor.
 - Pulsar el botón giratorio para acceder al menú seleccionado o validar la modificación de un valor.
- 3 Tecla de acceso al menú principal

Cuadro de control de la bomba de calor aire-agua

● Accesorios



Kit aislamiento modo frío (ref. 7502760)



Mando a distancia CDI D.iSystem (ref. 7502766)



Kit válvula mezcladora +bomba+sonda (ref. 7502759)



Mando a distancia sonda de ambiente (ref. 7502765)



Kit válvula de 3 vías calefacción/ACS (ref. 7502762)



Kit aislamiento modo frío para kit válvula mezcladora (ref. 7502761)

Accesorios Platinum BC Max 22W



Esmaltados con cuadro de control

Fabricados en acero esmaltado. Circuito primario de serpentín cónico de alto rendimiento.

Aislamiento del depósito mediante espuma rígida de poliuretano injectado, libre de CFC.

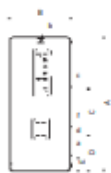
Cuadro de control completo que incluye termómetro, termostato de regulación e interruptor invierno/verano.

Se incluye el grupo flexbrake en los modelos hasta 150 E.

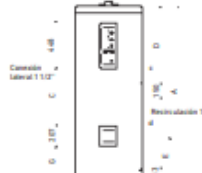
Incorpora la protección por ánodo de sacrificio de magnesio e indicador de su estado.

Garantía 5 años (ver condiciones en la tarjeta que se adjunta con el producto).

	110E	150E	200E	300E	500E	
Volumen ACS	106	146	200	300	500	
Tipo de intercambiador	Serpentín	Serpentín	Serpentín	Serpentín	Serpentín	
Volumen primario	3,8	4,56	10	13	15	
Instalación	Vertical y mural	Vertical y mural	Vertical	Vertical	Vertical	
Presión máx. primario	25	25	25	25	25	
Temp. máx. primario	110	110	110	110	110	
Presión máx. secundario	8	8	8	8	8	
Temp. máx. secundario	90	90	90	90	90	
Clase de eficiencia energética	B	B	B	C	C	
Peso en vacío	49	63	85	111	160	
Referencia	148112306	148112307	148112308	148112309	148112310	
Euros	697,00	754,00	1023,00	1408,00	1908,00	
Resistencia eléctrica	1,5 kW	1,5 kW	2,4 kW	2,4 kW	2,4 kW	
Referencia	148016074	148016074	148016075	148016075	148016075	
Euros	126,00	126,00	218,00	218,00	218,00	
Grupo seguridad Flexbrake		Soporte mural para 110E y 150E				
3/4" agua fría hasta modelo 200 E		1" agua fría hasta modelo 500 E				
Referencia	195230008	195230007	148006000			
Euros	24,50	71,00	16,10			
A	mm	1.105	1.240	1.335	1.685	1.690
B	mm	480	560	620	620	670
C	mm	440	480	170	450	415
D	mm	300	300	300	420	300
E	mm	117	117	260	250	390
F	mm	-	-	254	-	304
a	Entrada agua fría sanitaria/calef. 3/4" Gas/M	3/4" Gas/M	3/4" Gas/M	1" Gas/M	1" Gas/M	1" Gas/M
b	Salida agua caliente sanitaria 3/4" Gas/M	3/4" Gas/M	3/4" Gas/M	1" Gas/M	1" Gas/M	1" Gas/M
c	Salida de calef. 1/2" Gas/N	1/2" Gas/N	1" Gas/N	1" Gas/N	1" Gas/N	1" Gas/N
d	Retorno de calef. 1/2" Gas/N	1/2" Gas/N	1" Gas/N	1" Gas/N	1" Gas/N	1" Gas/N



110E y 150E



200E, 300E y 500E

Acumulador ACS Baxi 200E y Radiador Ferroli VARESE LP 1000 HE



VARESE



VARESE LP

MODELO	Un.	500	600	800	1000	LP 500	LP 600	LP 800	LP 1000
Potencia Calif. 55/45/20 °C*	W	195.3	244.2	348.8	509.3	153.5	209.3	293	348.8
Potencia Calif. Max 75/65/20 °C*	W	326.7	523.3	795.3	1060.5	334.9	439.5	676.7	837.2
Potencia Calif. Max 70/50/20 °C*	W	265.1	390.7	607	795.3	237.2	334.9	537.2	600
Contenido de agua	l	0.48	0.62	0.835	1.095	0.48	0.62	0.835	1.095
Conexiones hidráulicas	-	1/2" hembra							
Presión máxima	bar	20							

*Entrada / Salida / Ambiente

ANEXO N°10. Características climáticas de cada zona bioclimática del Perú

Características climáticas	1 Desértico Costero		2 Desértico		3 Interandino bajo		4 Mesoandino		5 Altoandino		6 Nevado		7 Ceja de montaña		8 Subtropical húmedo		9 Tropical húmedo	
	1 Temperatura media anual	18 a 19°C	24°C	20°C	12°C	6°C	< 0°C	25 a 28°C	22°C	22 a 30°C								
2 Humedad relativa media	> 70%	50 a 70%	30 a 50%	30 a 50%	30 a 50%	30 a 50%	70 a 100%	70 a 100%	70 a 100%	70 a 100%	70 a 100%	70 a 100%	70 a 100%	70 a 100%	70 a 100%	70 a 100%	70 a 100%	70 a 100%
3 Velocidad del viento	Norte: 5-11 m/s Centro: 4-5 m/s Sur: 6-7 m/s	Norte: 5-11 m/s Centro: 4-5 m/s Sur: 6-7 m/s	Norte: 4 m/s Centro: 6 m/s Sur: 5-7 m/s	Norte: 10 m/s Centro: 7,5 m/s Sur: 4 m/s Sur - Este: 7 m/s	Centro: 6 m/s Sur: 7 m/s Sur Este: 9 m/s	Centro: 7 m/s Sur: 7 m/s	Norte: 4-6 m/s Centro: 4-5 m/s Sur: 6-7 m/s	Norte: 5-7 m/s Este: 5-7 m/s Centro: 5 m/s	Norte: 5-7 m/s Este: 5-7 m/s Centro: 5 m/s	Este: 5-6 m/s Centro: 5 m/s								
4 Dirección predominante del viento	S - SO - SE	S - SO - SE	S	S - SO - SE	S - SO	S - SO	S - SO - SE	S - SO - SE	S - SO	S - SO	S - SO	S - SO - SE	S - SO - SE	S - SO - SE	S - SO - SE	S - SO	S - SO	S - SO
5 Radiación solar	5 a 5,5 kWh/m ²	5 a 7 kWh/m ²	2 a 7,5 kWh/m ²	2 a 7,5 kWh/m ²	S kWh/m ²	s kWh/m ²	3 a 5 kWh/m ²	3 a 5 kWh/m ²	S kWh/m ²	S kWh/m ²	S kWh/m ²	3 a 5 kWh/m ²	3 a 5 kWh/m ²	3 a 5 kWh/m ²	3 a 5 kWh/m ²	3 a 5 kWh/m ²	3 a 5 kWh/m ²	3 a 5 kWh/m ²
6 Horas de sol	Norte: 5 horas Centro: 4,5 horas Sur: 6 horas	Norte: 6 horas Centro: 5 horas Sur: 7 horas	Norte: 5-6 horas Centro: 7-8 horas Sur: 6 horas	Norte: 6 horas Centro: 8-10 horas Sur: 7-8 horas	Centro: 8 a 10 horas Sur: 8 a 10 horas	Centro: 8 a 10 horas Sur: 8 a 11 horas	Norte: 6-7 horas Centro: 8-11 horas Sur: 6 horas	Norte: 4-5 horas Sur-Este: 4-5 horas	Norte: 4-5 horas Sur-Este: 4-5 horas	Norte: 4-5 horas Este: 4-5 horas								
7 Precipitación anual	< 150 mm	< 150 a 500 mm	< 150 a 1,500 mm	150 a 2,500 mm	< 150 a 2,500 mm	250 a 750 mm	150 a 6000 mm	150 a 3000 mm	150 a 3000 mm	150 a 4000 mm	150 a 750 mm	150 a 6000 mm	150 a 3000 mm	150 a 3000 mm	150 a 3000 mm	150 a 4000 mm	150 a 4000 mm	150 a 4000 mm
8 Altitud	0 a 2000 msnm	400 a 2000 msnm	2000 a 3000 msnm	3000 a 4000 msnm	4000 a 4800 msnm	> 4800 msnm	1000 a 3000 msnm	400 a 2000 msnm	400 a 2000 msnm	400 a 2000 msnm	400 a 2000 msnm	1000 a 3000 msnm	400 a 2000 msnm	400 a 2000 msnm	400 a 2000 msnm	80 a 1000 msnm	80 a 1000 msnm	80 a 1000 msnm
Equivalente en la clasificación Köppen	BSs-BW, BW	Bw	Bsw	Dwb	ETH	EFH	Cjw	Aw	Aw	Aw	EFH	Cjw	Aw	Aw	Aw	Af	Af	Af

Fuente: Ministerio de Vivienda, Construcción y Saneamiento (2014)

ANEXO N°11 Planos de Clínica de Universidad Señor de Sipán

