

INSTITUTO TECNOLÓGICO DE COSTA RICA
ESCUELA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

TEC | Tecnológico
de Costa Rica

DICOMa 
REFRIGERACIÓN

“REFRIGERANTE NATURAL COMO ALTERNATIVA PARA
LA CLIMATIZACIÓN HOTELERA, ANALIZADO DESDE EL
ÁMBITO AMBIENTAL, ENERGÉTICO, EFICIENCIA Y
ECONÓMICO”

Informe de Práctica de Especialidad para optar por el Título de
Ingeniero en Mantenimiento Industrial, grado Licenciatura

Kevin Quesada Valverde

CARTAGO, NOVIEMBRE 2018



Carrera evaluada y acreditada por:

Canadian Engineering Accreditation Board

Bureau Canadien d'Accréditation des Programmes d'Ingénierie

CARTA DE ENTENDIMIENTO

Fecha: 14/11/2018

Señores
Instituto Tecnológico de Costa Rica
Sistema de Bibliotecas del Tecnológico

Yo Kevin Quesada Valverde

carné No. 201117663, si autorizo no autorizo, al Sistema de Bibliotecas del Tecnológico (SIBITEC), disponer del Trabajo Final de graduación, del cual soy autor, para optar por el grado de licenciatura, en la carrera de Ingeniería en Mantenimiento Industrial

presentado en la fecha 14/11/18, con el título "Refrigerante

Natural como una Alternativa para la Climatización Hotelera, Analizado desde el Ámbito Ambiental,

Energético, Eficiencia y Económico"

para ser ubicado en el Repositorio Institucional y Catálogo SIBITEC, con el objetivo de ser visualizado a través de la red Internet.

Firma de estudiante:



Correo electrónico:

tiokqv@gmail.com

Cédula No.:

115100040

Información general de estudiante y empresa

Datos personales

Nombre completo: Kevin Quesada Valverde

Número de cédula: 1-1510-0040

Número de carné: 201117663

Edad: 26

Números de teléfono: (+506) 87954018

Correos electrónicos: kevinqv92@gmail.com

Dirección exacta de domicilio: Pavas, San José, Rohrmoser, Avenida 25, calle 90, diagonal al parque recreativo.

Información del Proyecto

Nombre del Proyecto:

“Refrigerante natural como una alternativa para la climatización hotelera, analizado desde el ámbito ambiental, energético, eficiencia y económico”

Profesor Asesor: Ing. Frank Marín Guillen

Horario de trabajo del estudiante: lunes a viernes de 8:00 a.m. a 5 p.m.

Datos de la Empresa

Nombre: DICOMA Refrigeración

Actividad Principal: Diseño y mantenimiento de sistemas de refrigeración y aire acondicionado.

Dirección: Tibás, San José, 50 m. Norte de Neón Nieto

Contacto: Ing. José Hernández Barquero

Correos electrónicos: jhernandez@dicomarefrigeracion.com

Teléfono: (+506) 8840 5201

Dedicatoria

A Dios.

A mis padres, por siempre darme apoyo, amor, comprensión, ayuda. Por darme la mejor familia y la oportunidad de estudiar para alcanzar mis metas como estudiante.

A mis hermanos, por ser parte de mi vida y siempre desearme lo mejor en mi vida.

Agradecimiento

A Dios, por darme la inteligencia y las fuerzas necesarias.

A mis hermanos, por siempre apoyarme en todas mis actividades diarias.

Al profesor Ing. Frank Marín Guillén, por ayudarme con el desarrollo de este proyecto.

Al profesor Ing. Carlos Piedra Santamaría, por guiarme en la escogencia del proyecto.

Al profesor Ing. Rodolfo Elizondo Hernández, por todas las recomendaciones y sugerencias que me brindó en el anteproyecto y en el desarrollo del proyecto final.

Al profesor Ing. Oscar Monge Ruiz por sus enseñanzas en la rama de refrigeración y el aporte generado para el mejoramiento de este trabajo.

Al Ing. José Hernández Barquero, por la asesoría en la parte técnica y por darme la oportunidad de desarrollar el proyecto en DICOMA Refrigeración.

*Pon en manos del Señor todas tus obras,
y tus proyectos se cumplirán.*

Proverbios 16:3

Índice de contenido

Información general de estudiante y empresa	iii
Dedicatoria.....	iv
Agradecimiento	v
Glosario	xiv
1. Resumen	15
2. Introducción.....	19
3. Reseña de la empresa.....	20
3.1 Descripción de la empresa.....	20
3.2 Descripción del proceso productivo	21
3.3 Intereses de la empresa sobre el proyecto	22
4. Planteamiento del problema	24
4.1 Problema por resolver.....	24
4.2 Objetivo general	25
4.3 Objetivos específicos.....	25
4.4 Justificación.....	26
4.5 Viabilidad	28
5. Marco teórico.....	29
5.1 Aires acondicionados.....	29
5.2 Estándares de confort.....	30
5.3 Carta psicométrica	33
5.4 Carga térmica.....	33
5.4.1 Efecto de almacenamiento de calor.	33
5.4.2 Ganancias de calor.....	34
5.4.3 Carga de enfriamiento del recinto.	37
5.4.4 Carga de refrigeración.	37

5.4.5 Condiciones del aire de suministro.....	38
5.5 Refrigerantes.....	38
5.5.1 Denominación de los refrigerantes	39
5.5.2 Clorofluorocarbonos (CFC).....	39
5.5.3 Hidroclorofluorocarburos (HCFC)	40
5.5.4 Hidrofluorocarburos (HFC).....	41
5.5.5 Mezclas Zeotrópicas	42
5.5.6 Mezclas Azeotrópicas.....	44
5.5.7 Refrigerantes inorgánicos	45
5.5.8 Hidrocarburos	46
5.6 Efectos negativos de los refrigerantes	47
5.6.1 Agotamiento de la capa de ozono.....	47
5.6.2 Calentamiento global.....	48
5.6.3 Cuantificación de los efectos	50
5.7 Protocolos ambientales	51
5.7.1 Protocolo de Montreal	51
5.7.2 Protocolo de Kioto.....	52
5.7.3 Acuerdo de París.....	53
5.8 Eficiencia energética en sistemas de aire acondicionado.	53
5.9 Sistemas de agua helada	55
5.10 Sistemas de tubería hidrónica.....	56
5.11 Sistema de bombeo de agua helada	56
5.12 Sistema de agua caliente.....	57
5.12.1 Distribución simple o sin recirculación	58
5.12.2 Distribución con recirculación.....	58
5.12.3 Diseño de calentador y acumulador de agua caliente.....	59

6. Metodología.....	62
6.1 Recolección de datos de refrigerantes	62
6.2 Normativas.....	62
6.3 Selección del diseño	62
6.4 Análisis de escenario	62
6.5 Análisis financiero.....	63
6.6 Análisis energético y ambiental.....	63
6.7 Herramienta de comparación.....	63
7. Alcance	64
8. Limitaciones del proyecto	65
9. Desarrollo del proyecto	66
9.1 Planteamiento del refrigerante.....	66
9.1.1 Refrigerantes en los equipos de aire acondicionado.....	67
9.2 Tecnologías para aire acondicionado	71
9.2.1 Tecnología Inverter.....	71
9.2.2 Volumen Variable de Refrigerante (VRV).....	72
9.2.3 Sistema de agua helada.....	74
9.3 Diseño del sistema de aire acondicionado	76
9.3.1 Sistema de climatización	76
9.3.2 Recintos por acondicionar	78
9.3.3 Condiciones exteriores	78
9.3.4 Condiciones interiores	79
9.3.5 Ganancias de calor.....	79
9.3.6 Calor en paredes, techos y ventanas.	79
9.3.7 Alumbrado	82
9.3.8 Personas	82

9.3.9 Equipos	83
9.3.10 Carga de enfriamiento	83
9.3.11 Dimensionamiento de ductos.....	86
9.3.12 Dimensionamiento de tuberías	88
9.3.13 Selección de equipos	89
9.3.14 Dimensionamiento del calentador y acumulador de agua caliente.....	92
9.4 Análisis comparativo	95
9.4.1 Análisis ambiental	95
9.4.2 Impacto ambiental del precalentamiento del agua	99
9.4.3 Análisis energético	101
9.4.4 Impacto energético del precalentamiento del agua.....	103
9.4.5 Análisis financiero.....	105
9.4.6 Impacto financiero del calentador de agua	107
9.5 Comparación del proyecto.....	109
9.5.1 Contraste entre los refrigerantes	109
9.5.2 Acuerdos ambientales.....	110
9.5.3 Costo de refrigerante	112
9.5.4 Incursión hacia los refrigerantes verdes	113
9.5.5 Costos de mantenimiento.....	114
9.5.6 Contraste utilizando Recuperador de Calor.....	116
10. Conclusiones y recomendaciones	120
10.1 Conclusiones.....	120
10.2 Recomendaciones	121
11. Bibliografía.....	123
12. Apéndice	126
13. Anexo.....	131

Índice de anexos

Anexo 1. Coeficiente general de transferencia de calor de paredes.	131
Anexo 2. Coeficiente general de transferencia de calor de techos.	131
Anexo 3. Diferencias de temperaturas para cargas de enfriamiento [DTCE] en paredes.	132
Anexo 4. Diferencias de temperaturas para cargas de enfriamiento [DTCE] en techos.	132
Anexo 5. Corrección de DCTE por latitud y mes (Paredes y techos)	133
Anexo 6. Factor de ganancia máxima de calor para vidrios [FGCS].	133
Anexo 7. Factor de sombreado para vidrios. (CS)	134
Anexo 8. Factor de carga de enfriamiento para vidrios. (FCE).....	134
Anexo 9. Tasa de ganancia de calor según actividad en recintos.....	135
Anexo 10. Ganancia de calor por equipos.	135

Índice de ecuaciones

Ecuación 1. Conducción a través de la estructura exterior.	34
Ecuación 2. Diferencial de conducción corregido para paredes y techos.	34
Ecuación 3. Conducción a través de la estructura exterior.....	35
Ecuación 4. Radiación solar a través de vidrios.	36
Ecuación 5. Ganancia de calor debido por iluminación.	36
Ecuación 6. Ganancia de calor total por personas.	37
Ecuación 7. CFM para el aire de suministro	38
Ecuación 8. Formula del SEER.	54

Índice de figuras

Figura 1. Gráfico de las emisiones producidas por los equipos de refrigeración.	26
Figura 2. Tabla de comodidad de ASHRAE para ocupantes sedentarios.	32
Figura 3. Relación entre la ganancia instantánea de calor y la carga de enfriamiento.	34

Figura 4. Compromiso de reducción de gradual de HCFC.	52
Figura 5. Distribución de agua caliente sin recirculación.	58
Figura 6. Distribución de agua caliente recirculado.	59
Figura 7. Impacto energético de los distintos refrigerantes.	70
Figura 8. Impacto ambiental de los distintos refrigerantes.	70
Figura 9. Configuración básica de un sistema VRV.	73
Figura 10. Vista superior primera planta.	76
Figura 11. Vista superior segunda planta.	77
Figura 12. Vista superior tercera planta.	77
Figura 13. Máximos valores de velocidad recomendados en sistemas de ductos (FPM)..	87
Figura 14. Comparación de las tecnologías propuestas para el proyecto.	110
Figura 15. Comparación ambiental del precalentamiento entre los calentadores.	117
Figura 16. Comparación energético del precalentamiento entre los calentadores.	118

Índice de tablas

Tabla 1. Criterio de ASHRAE para diseño de Hotel.	32
Tabla 2. Clasificación de los refrigerantes.	39
Tabla 3. Datos de refrigerantes CFC's	40
Tabla 4. Datos de refrigerantes HCFC's	41
Tabla 5. Datos de refrigerantes HFC's	42
Tabla 6. Datos de refrigerantes Zeotrópicos.	43
Tabla 7. Datos de refrigerantes Azeotrópicos.	44
Tabla 8. Datos de refrigerantes inorgánicos.	46
Tabla 9. Datos de refrigerantes hidrocarburos.	46
Tabla 10. Calsificación Energética de los A/C	55
Tabla 11. Comparación de refrigerantes propuestos.	68
Tabla 12. Coeficiente de Desempeño (COP) de los refrigerantes propuestos.	69

Tabla 13. Comparación entre las tecnologías seleccionadas.....	75
Tabla 14. Recinto por acondicionar.....	78
Tabla 15. Características climáticas del cantón de Liberia.	78
Tabla 16. Condiciones de diseño exterior.	79
Tabla 17. Coeficiente de transferencia de calor para paredes y techo.....	80
Tabla 18. Valores de DTCEe para paredes y techos.	80
Tabla 19. Factores utilizados para la ganancia neta de calor en ventanas.....	81
Tabla 20. Cargas por transmisión en paredes de recinto.	81
Tabla 21. Ganancia de calor por alumbrado de cada recinto.....	82
Tabla 22. Ganancia de calor por personas de cada recinto.....	83
Tabla 23. Ganancia de calor de equipos por cada recinto.	83
Tabla 24. Tonelada de enfriamiento según procedimiento AHSRAE.....	84
Tabla 25. Tonelada de enfriamiento según el programa HAP.	85
Tabla 26. Comparación de la carga de enfriamiento de cada método.	86
Tabla 27. Dimensionamiento de ductos por el método de recuperación estática.....	87
Tabla 28. Dimensionamiento del sistema hidrónico.	88
Tabla 29. Selección de equipos de los recintos.	89
Tabla 30. Circuitos del sistema de agua helada.....	89
Tabla 31. Selección del chiller.	90
Tabla 32. Dimensionamiento del tanque de expansión.	91
Tabla 33. Selección del tanque de expansión.....	91
Tabla 34. Selección del tanque separador y válvula de venteo.	91
Tabla 35. Características de las bombas del sistema.	92
Tabla 36. Dimensionamiento del calentador tanque de almacenamiento.	93
Tabla 37. Capacidad del calentador y tanque sin precalentamiento del agua.	94
Tabla 38. Capacidad del calentador y tanque con precalentamiento del agua.	94

Tabla 39. Selección del calentador de agua caliente.	95
Tabla 40. Cálculo de efecto directos.	96
Tabla 41. Densidad en líquido de refrigerantes.	97
Tabla 42. Cálculo de efecto indirectos.	98
Tabla 43. Cálculo de huella de carbono del sistema de aire acondicionado.	98
Tabla 44. Huella de carbono producido por el calentador de agua eléctrico.....	100
Tabla 45. Huella de carbono producido por el calentador de agua a gas.	100
Tabla 46. Comparación entre tecnologías para los calentadores.	101
Tabla 47. Comparación energética entre los escenarios.....	102
Tabla 48. Comparación energética entre los calentadores a gas.	104
Tabla 49. Comparación energética entre los calentadores eléctricos.	104
Tabla 50. Comparación financiera entre los escenarios.	106
Tabla 51. Comparación financiera entre los calentadores eléctricos.....	108
Tabla 52. Comparación financiera entre los calentadores a gas.....	108
Tabla 53. Costo total de carga de refrigerante.....	112
Tabla 54. Comparación del proyecto.....	114
Tabla 55. Comparación del Recuperador de Calor.....	119

Glosario

- Refrigerante natural: Son sustancias químicas producidas por procesos bioquímicos de la naturaleza. No agotan la capa de ozono y su impacto al cambio climático es igual o casi cero. La alta eficiencia de los refrigerantes naturales también permite que tengan una contribución indirecta más baja al calentamiento global.
- Clorofluorocarbonados: Son sustancias derivados de los hidrocarburos saturados, contienen átomos de cloro y flúor sustituyendo átomos de hidrógeno. El impacto al agotamiento de la capa de ozono y al cambio climático es alto. Se abrevia como CFC.
- Hidroclorofluorocarbonados: Son derivados de los hidrocarburos que contienen átomos de hidrógeno, cloro y flúor. El impacto que genera a la capa de ozono es bajo, pero al efecto al cambio climático es alto. Se abrevia como HCFC.
- Hidrofluorocarburos: También son derivados de los hidrocarburos, pero la diferencia es que no contienen cloro. El impacto al agotamiento a la capa de ozono es cero, pero aun así el impacto al cambio climático es alto. Se abrevia como HFC.
- Efectos directos: Es producto de actividades propias o de aquellas actividades que se encuentran bajo control del equipo. El efecto directo es el impacto que generan los sistemas de aire acondicionado como resultado de las fugas de refrigerante al medio ambiente.
- Efectos indirectos: Es el impacto que se genera por recursos no propios del equipo sobre los cuales no se tiene control directo. El efecto indirecto está limitado al consumo de energía eléctrica de los sistemas de aire acondicionado.

1. Resumen

Entre los sistemas de refrigeración, los equipos de aire acondicionado son los que generan más problemas en temas de ambiente y energía. Por eso, maximizar la eficiencia energética de estos equipos y a su vez reducir el impacto ambiental generado por la operación, se considera una necesidad a nivel mundial.

Tomando esa necesidad mundial, se realizó un diseño de aire acondicionado basado en un refrigerante natural como el propano, mediante un sistema hidrónico, que permita satisfacer las necesidades de climatización de un hotel ubicado en Liberia, Guanacaste. En el diseño se determina la carga de enfriamiento, el dimensionamiento de tuberías y ductos, selección de equipos, generación de los planos mecánicos de distribución y presupuestos de equipos, basado sobre los métodos de diseño de ASHRAE y parámetros de diseños propios de DICOMA Refrigeración.

Se realizó un extenso análisis sobre los impactos ambientales, energéticos, financieros que tiene la utilización del propano en un chiller enfriado por aire, comparado con los refrigerantes más comunes utilizados en aire acondicionado que son el HFC-410A y HFC-134a.

Además, se analizó la viabilidad del uso de un Recuperador de Calor instalado en el chiller para precalentar el suministro de agua a 40 °C del calentador de agua caliente para el hotel y así analizar el impacto que tiene el Recuperados sobre el dimensionamiento, consumo energético, impacto ambiental y financiero sobre el calentador eléctrico y de gas LP.

Con el diseño, se determinó un requerimiento de carga de enfriamiento de 88 toneladas de refrigeración. Por medio del análisis se determinó que el chiller enfriado por aire con propano como refrigerante natural, es la mejor opción en el ámbito ambiental, disminuyendo la huella de carbono por la operación del equipo de hasta un 18% en el mejor de los casos equivalente a 5,95 Ton CO₂ eq anual respecto a los equipos utilizando HFC-410A y HFC-134a. Con esta reducción el chiller cumple con los Protocolos de Montreal, Kioto y beneficia el cumplimiento de la meta país de ser carbono neutral para el año 2021.

Por medio del análisis energético, se concluyó que, el chiller con propano es el equipo más eficiente entre los equipos analizados, con un EER de 16,0, reflejando un ahorro energético de hasta el 15% anual, generando una disminución anual en el pago por consumo eléctrico de ₡ 5 893 350.

En términos financieros, se determinó que, aunque el equipo con propano el costo de operación refleje una disminución en el pago en la factura eléctrica, la inversión inicial es muy alta con un costo inicial de 1 354 USD/TR, por otro lado, considerando solo la inversión inicial el equipo de York con refrigerante HFC-410A, es la mejor opción con un costo de 494 USD/TR.

Referente al Recuperador de calor, se concluye que, existe una disminución del 50% de la capacidad necesaria de los calentadores, además existe ahorros en el ámbito energéticos, ambientales, cantidad de equipos y financiero. En términos de ambiente se concluye que, el calentador eléctrico es la mejor opción con un ahorro del 72%, equivalentes a 1,51 Ton CO₂ eq.

Por otro lado, el calentador de gas LP, es la mejor opción en temas de energía, ahorrando hasta un 72%, generando una disminución anual en el pago del consumo energético de unos ₡ 9 029 674, también se concluye que, con un solo un equipo es necesario para suplir la demanda de potencia con una diferencia del costo inicial respecto al calentador eléctrico de unos \$ 5 324.

Abstract

Among refrigeration systems, air conditioning equipment is the one that generates the most problems in terms of environment and energy. For this reason, maximizing the energy efficiency of these equipment and at the same time reducing the environmental impact generated by the operation, is considered a worldwide need.

Taking this worldwide need, an air conditioning design based on a natural refrigerant such as propane was carried out, by means of a hydronic system that allows to satisfy the air conditioning needs of a hotel located in Liberia, Guanacaste. The design determines the cooling load, the sizing of pipes and ducts, equipment selection, generation of mechanical distribution plans and equipment budgets, based on ASHRAE design methods and own design parameters of DICOMA Refrigeration.

An extensive analysis was carried out on the environmental, energy and financial impacts of using propane in an air-cooled chiller, compared to the most common refrigerants used in air conditioning, which are HFC-410A and HFC-134a.

In addition, the feasibility of using a Heat Recovery unit installed in the chiller to preheat the water supply to 40 °C from the hotel hot water heater was analyzed, as well as the impact that the Recovery has on the dimensioning, energy consumption, environmental and financial impact on the electric and LP gas heater.

With the design, a cooling shallow requirement of 88 tons of refrigeration was determined. By means of the analysis it was determined that the air-cooled chiller with propane as a natural refrigerant is the best option in the environmental field, reducing the carbon footprint for the operation of the equipment by up to 18% in the best of the cases equivalent to 5,95 Ton CO₂ eq per year with respect to the equipment using HFC-410A and HFC-134a. With this reduction, the chiller complies with the Montreal and Kyoto Protocols and benefits the country's goal of being carbon neutral by 2021.

By means of the energy analysis, it was concluded that the chiller with propane is the most efficient equipment among the equipment analyzed, with an EER of 16,0, reflecting an energy saving of up to 15% per year, generating an annual decrease in the payment for electricity consumption of ¢ 5 893 350.

In financial terms, it was determined that, although the equipment with propane the operating cost reflects a decrease in the payment in the electric bill, the initial investment is very high with an initial cost of 1 354 USD/TR, on the other hand, considering only the initial investment the York equipment with refrigerant HFC-410a, is the best option with a cost of 494 USD/TR.

Referring to the Heat Recovery, it is concluded that there is a reduction of 50% of the necessary capacity of the heaters, there are also savings in energy, environmental, quantity of equipment and financial. In terms of environment, the conclusion is that the electric heater is the best option with a saving of 72%, equivalent to 1,51 Ton CO₂ eq.

On the other hand, the LP gas heater is the best option in energy matters, saving up to 72%, generating an annual decrease in the payment of energy consumption of some ¢ 9 029 674, it is also concluded that, with a single equipment is necessary to meet the demand for power with a difference from the initial cost of the electric heater of about \$ 5 324.

Palabras claves

Aire acondicionado, sistema hidráulico, Protocolo Montreal, Protocolo Kioto, carbono neutral, eficiencia, refrigerante natural, chiller, Recuperador de Calor.

2. Introducción

En el año 2010, a nivel mundial, se contabilizó 2 729 millones de equipos de aire acondicionado y refrigeración, gran parte de esas unidades son utilizadas de forma continua, utilizando refrigerantes que tiene efectos secundarios en el cambio climático y el agotamiento de la capa de ozono (Heurles, 2010). En Costa Rica el uso de refrigerantes como los clorofluorocarbonados (CFC), hidroclorofluorocarbonados (HCFC) contribuye al agotamiento de la capa de ozono, razón por la cual el uso y la producción han sido regulados según el Protocolo de Montreal (Ley 7223, 1991). La tendencia ha sido utilizar los hidrofluorocarburos (HFC) debido a que no destruyen el ozono, sin embargo, se ha encontrado que estos poseen alto potencial de calentamiento global, el mismo que es controlado por el Protocolo de Kioto (Ley 8219, 1998).

En la industria de refrigeración y aire acondicionado se ha buscado, en los últimos años, el uso de refrigerantes alternativos que, además de ser amigables con el medio ambiente, tienen excelentes propiedades termo físicas, tales características han sido encontradas en los refrigerantes naturales. Los investigadores e ingenieros de esta rama han concluido que los refrigerantes naturales apuntan como posibles sustitutos de los refrigerantes CFC, HCFC y hasta algunos HFC para los sistemas de refrigeración, ya que se mejoraría la eficiencia del sistema de refrigeración, en este caso el COP y permitiría reducir el consumo de energía y ahorrar recursos (Cortes, 2014).

En el año 2007 Costa Rica se propuso que ser un país de carbono neutral, la Estrategia Nacional del Cambio Climático (ENCC) en su rama del sector energía propone, trabajar en el apoyo a la introducción y difusión de tecnologías de eficiencias energéticas en las áreas de refrigeración y aire acondicionado en el sector residencial, por eso, con la utilización de equipos con menos impactos al ambiente, se contribuye con los objetivos de ENCC.

Los refrigerantes naturales ayudan a disminuir en gran medida las emisiones de dióxido de carbono (CO₂) que producen los equipos de refrigeración y aire acondicionado (Kowollik, 2014).

3. Reseña de la empresa

3.1 Descripción de la empresa

DICOMA Refrigeración, es una de las divisiones que conforma la corporación DICOMA S.A., fundada en el año 2007 ante una necesidad, en ese momento de la sociedad costarricense, de tener una empresa que fuera capaz de abarcar las tres grandes áreas de la ingeniería civil (diseño, construcción y maquinaria), que pudiera combinarlas y realizar proyectos desde su diseño hasta su puesta en marcha.

Esta gran empresa está conformada por 5 grandes divisiones que son:

- Diseño, construcción y maquinaria S.A (DICOMA)
- DICOMA Refrigeración
- SOLID CONSTRUCTION (SOLID integral design)
- DICOMA Maquinaria
- Soluciones y energías limpias S.A (SEL)

DICOMA refrigeración ofrece grandes soluciones que integran todos los campos de la refrigeración industrial, comercial y aire acondicionado (A/C). Tiene la capacidad de construcción, diseño de plantas o áreas de proceso, además el montaje de cámaras de refrigeración que van desde congelación, hasta mantenimiento de productos frescos; desde hace unos años DICOMA refrigeración ha incursionado en el A/C de oficinas, hoteles, supermercados, y edificios de servicios general.

Ya sea por refrigeración o aire acondicionado, DICOMA refrigeración desarrolla proyectos que garantizan la puesta en marcha de los equipos, conjugando una avanzada tecnología, personal calificado, así como especificaciones de materiales y estándares de calidad.

En la actualidad la sede central se encuentra en Tibás, Costa Rica y cuenta con sucursales en Honduras, Nicaragua, Panamá y con potencial de expandirse a más países de esta región. Las cinco divisiones comparten las mismas visiones, misiones y valores que rigen en la corporación DICOMA

Misión

“Dar un servicio confiable, responsable y puntual a nuestros clientes, con el firme compromiso de hacerlo bajo los estándares más altos de calidad optimizando los recursos para hacerlo en el menor costo y tiempo posible”.

Visión

“Ser la empresa líder a nivel nacional e internacional en el desarrollo de proyectos, integrando los servicios de diseño, construcción y maquinaria, teniendo así la capacidad de desarrollar un proyecto desde su conceptualización hasta su ejecución final”.

Valores

- **LIDERAZGO:** esforzarse en dar forma a un futuro mejor.
- **SIEMPRE A TIEMPO:** compromiso con nuestros clientes.
- **INTEGRIDAD:** ser transparentes.
- **SERIEDAD:** ser responsables.
- **PASIÓN:** estar comprometidos con el corazón y con la mente.
- **EFICIENCIA Y CALIDAD:** buscar los mejores caminos para el mejor de los resultados.

3.2 Descripción del proceso productivo

DICOMA Refrigeración su proceso se basa en el diseño, instalación y mantenimiento de sistemas de refrigeración industrial, comercial y de aire acondicionado, en locales de servicios comunes, industrias, comercios, residencias y hotelería. En el Departamento de Ingeniería se trabaja en los diseños de todos los proyectos que conlleva la refrigeración como su eje principal.

El proceso productivo inicia cuando un cliente de DICOMA Refrigeración comienza con su solicitud de proyecto en refrigeración o A/C, ya sea por el Departamento de Ventas, directamente con ingeniería o que alguna división de la corporación DICOMA necesite del servicio. Luego que se tiene la información necesaria del cliente, se busca una reunión lo más antes posible para determinar los alcances, presupuesto y parámetros del proyecto a diseñar.

Cuando el proyecto es diseño, la empresa realiza un gran análisis de ingeniería para poder crear un diseño de alto nivel con los estándares de calidad necesarios y que sea el esperado por el cliente sin salir del presupuesto planteado. En cambio, cuando se trata de un rediseño, se lleva a cabo una revisión general del sistema a rediseñar para determinar las actividades que se deben de llevar a cabo según las especificaciones del cliente.

Una vez terminado el diseño se inicia con la construcción o reconstrucción del proyecto para entregarlo al cliente en el menor tiempo posible, haciendo pruebas de arranque, garantías de equipos, entrega de planos de construcción. Antes de entregar el proyecto los ingenieros tratan de encontrar mejoras para garantizar el óptimo funcionamiento del sistema y garantizar la mayor eficiencia.

3.3 Intereses de la empresa sobre el proyecto

La empresa DICOMA refrigeración siempre está a la vanguardia de nuevas tecnologías en refrigeración y aire acondicionado, que ayude a impactar de forma positiva al medio ambiente y con alto nivel energético. Un proyecto de este tipo ayudaría a la empresa a generar conocimiento y experiencia sobre los refrigerantes naturales y su impacto en los equipos de aire acondicionado. También DICOMA, en una de sus divisiones, tiene como nombre Soluciones y Energías Limpias (SEL), por eso a nivel comparación hay gran interés por la incursión de la implementación de proyectos que contribuyan con la sostenibilidad del ambiente.

Los gerentes de la empresa tienen conocimiento sobre el proyecto y están muy interesados, a futuro, poder implementar la tecnología que se está estudiando, y ser pioneros en la utilización de refrigerantes naturales en aires acondicionados a nivel industrial, residencial y comercial.

4. Planteamiento del problema

4.1 Problema por resolver

El Ministerio de Ambiente y Energía de Costa Rica (MINAE), tiene el registro de las importaciones de refrigerantes a nivel del país; entre los años del 2009 a 2016 hubo un crecimiento del uso de los refrigerantes HFC y HCFC. La infraestructura habitacional en los últimos 10 años sugiere que la utilización de estos refrigerantes ha incrementado y además estos refrigerantes producen efectos negativos al medio ambiente. Como país, la meta de ser carbono neutral para el 2021 implica considerar la disminución del uso de esos refrigerantes e incrementar el uso de refrigerantes alternativos con menor impacto al medio ambiente.

Un comunicado en el año 2016 de la Coalición del Clima y Aire Limpio (CCAC) afirma que una disminución gradual de los HFC puede evitar hasta 0,5 grados centígrados de calentamiento global. Una alternativa son los refrigerantes naturales, utilizando estos gases se contribuiría con el proceso de ser carbono neutral para el 2021 y además cumplir con los protocolos de Montreal, Kioto y el acuerdo de París, ya que, si dicho gas se cataloga como natural, sus efectos al medio ambiente serán casi nulos.

Existen elementos a considerar entre los refrigerantes, el Potencial de Agotamiento de Ozono (PAO) y el Potencial de Calentamiento Global (PCG); estos elementos se deben tener en cuenta para la escogencia del refrigerante en un sistema de aire acondicionado. Durante los años anteriores, el PAO y PCG no eran factores importantes para la selección de un refrigerante, pero mientras han pasado los años, los científicos notaron que los refrigerantes que se han venido utilizado durante años anteriores tienen impactos negativos sobre el cambio climático y la capa de ozono; es aquí donde se puede evidenciar la importancia de utilizar otros refrigerantes, como los naturales, que puedan reducir dichos problemas ambientales que tiene el mundo en este momento.

En este proyecto, se quiere evidenciar la viabilidad de la importancia que tiene la escogencia de un refrigerante que no produzca efectos negativos al medio ambiente; también demostrar que los refrigerantes naturales son una alternativa viable para la reducción de los efectos directos que tienen los equipos de aire acondicionado al ambiente; además, dar a conocer que los refrigerantes naturales no solo tienen beneficios ambientales, sino que también son equipos más eficientes.

4.2 Objetivo general

Desarrollar una propuesta de diseño que solvete las necesidades de aire acondicionado en un hotel en la zona de Guanacaste, basado en refrigerante natural, considerando elementos como el impacto ambiental, energéticos y financieros.

4.3 Objetivos específicos

- a) Plantear el adecuado refrigerante ambiental para la utilización en los equipos de aire acondicionado y que cumpla con los Protocolos de Montreal, Kioto y otras normas ambientales vigentes de Costa Rica.
- b) Proponer la tecnología que se acople a las necesidades de aire acondicionado en la zona de Guanacaste, con la mayor eficiencia y el menor impacto ambiental.
- c) Diseñar el sistema de aire acondicionado considerando la selección del refrigerante y tecnología determinada, que garantice el cumplimiento de las necesidades del diseño.
- d) Generar un análisis comparativo del sistema diseñado en funcionamiento con los refrigerantes HFC-134a, HFC-410A y HC-290, que evidencie los criterios utilizados para la elaboración del proyecto.

4.4 Justificación

Alrededor del mundo, los equipos de aire acondicionados son los que producen más emisiones al medio ambiente (Heubes, Martin, & Oppelt, 2010). Se estimaron los efectos directos que están relacionados con el gas refrigerante instalado y los indirectos producidos por el consumo de energía del equipo que tienen todos los equipos de refrigeración y climatización a nivel mundial. Determinan como un efecto directo el CO₂ producido por el refrigerante y el efecto indirecto a todo el CO₂ producido por la generación de energía consumida del equipo. Heurles por medio de la Sociedad Alemana de Cooperación Internacional, en sus silabas en alemán Giz, graficó la cantidad de toneladas producidas en los equipos; se puede ver en la Figura 1.

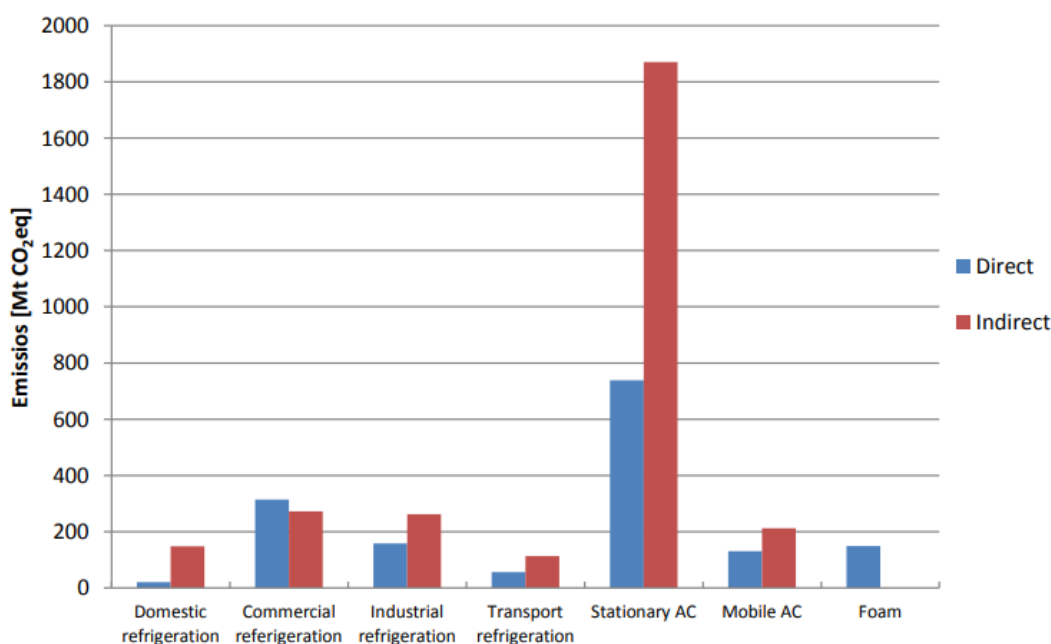


Figura 1. Gráfico de las emisiones producidas por los equipos de refrigeración.

Fuente: (Heurles, 2010).

La investigación que se va a realizar evidenciará la magnitud del impacto que podría tener el empleo de refrigerantes naturales en los equipos de refrigeración y aires acondicionados (RAC). Asimismo, los resultados del estudio ayudarán a crear una mayor conciencia entre los desarrolladores de los equipos RAC para que disminuya la contaminación producida por los equipos, ya que a nivel mundial un cambio en estos equipos producirá grandes impactos en energía.

Esto se debe a que son equipos más eficientes en ambiente, puesto que contribuyen con el medio ambiente; pero, por otro lado, la aplicación de refrigerantes verdes en los equipos de aire acondicionado en este momento no es muy utilizado, se espera una tendencia a la utilización de estos gases para que los impactos ambientales y energéticos sean notorios. Este estudio ayudará a conocer sobre las grandes ventajas que tienen los refrigerantes naturales.

La Organización de las Naciones Unidas para el Desarrollo Industrial (ONUUDI) tiene una gran iniciativa en crear y motivar a las industrias para convertirse en industrias verdes, ya que existen beneficios energéticos, además de solucionar retos ambientales, como la generación de CO₂. Es aquí donde los refrigerantes naturales pueden aportar en industrias que quieran incursionar en proyectos verdes, porque disminuirían en generación de CO₂ en los equipos RAC. La ONUUDI ha implementado más de mil proyectos del Protocolo Montreal, lo cual ha contribuido a disminuir en setecientas mil toneladas de dióxido de carbono (ONUUDI, 2011). Esto refleja un gran interés en las organizaciones internacionales a fomentar en las empresas la disminución de sustancias que impactan negativamente al medio ambiente.

En Costa Rica, no se tiene conocimiento sobre el uso de refrigerantes naturales en aire acondicionado, ya que los diseñadores de los sistemas se limitan a utilizar los equipos tradicionales. Es muy difícil comparar los resultados que se van a obtener en esta investigación, ya que no existen datos o información del rendimiento de la tecnología con gases verdes a nivel nacional.

Al contrario, a nivel mundial existe gran aporte, como Alemania, que trata de darle mayor importancia a los refrigerantes verdes. Ya existen empresas que tratan de incorporar refrigerantes en sus equipos que no produzcan efectos al medio ambiente, como por ejemplo la empresa La corporación Huayi que incorpora una línea de sus productos refrigerantes naturales y en sus estudios reflejan mejoras de COP y mejoras en su compromiso a la eficiencia y medio ambiente (Idoia, 2017).

También la empresa Midea creó sistemas de aire acondicionado residenciales All Easy Series HC-R290, que se han convertido recientemente en los primeros de su clase en obtener la certificación Blue Angel, por su potencial de calentamiento global ultra bajo, alta eficiencia energética, bajo ruido y estricto control de seguridad de materiales (Midea Group, 2018).

Los ejemplos anteriores, como el caso de Alemania, reflejan una gran y buena iniciativa, por tanto, pueden motivar a Costa Rica para incursionar en estas nuevas tecnologías que utilizan los refrigerantes verdes.

4.5 Viabilidad

El proyecto se realizará con el apoyo de la empresa DICOMA y todas sus divisiones, de manera que el acceso a los planos de diseño del condominio para el reconocimiento de las instalaciones será facilitado. Los datos necesarios para la implementación del proyecto serán facilitados por el Departamento de Ingeniería de DICOMA refrigeración y los datos de dimensiones del condominio y otras cosas referentes al diseño estructural serán facilitados por DICOMA.

En el desarrollo del proyecto, se aplicará el conocimiento obtenido en los cursos: Aire Acondicionado, Ahorro energético y demás formación recibida en el área de la Ingeniería en Mantenimiento Industrial.

5. Marco teórico

5.1 Aires acondicionados

La función de los aires acondicionados es principalmente mantener, dentro de un espacio determinado, condicionantes de confort, o bien las necesarias para la conservación de un producto o puede ser para un proceso industrial. Para conseguirlo se debe instalar un equipo capaz de acondicionar y tener una capacidad adecuada y poner mantener su control durante todo el año (Carrier, 2009).

Las condiciones básicas que debe cumplir un diseño de aire acondicionado son las siguientes:

- a) Proporcionar la energía y temperatura requerida por el sistema.
- b) Ser capaz de condicionar el aire de suministro, es decir, enfriar, humedecer o deshumedecer, limpiar, purificar y atenuar cualquier ruido desagradable producido por el equipo de calefacción, ventilación y aire acondicionado.
- c) Distribuir exitosamente el aire acondicionado, que contiene suficiente aire exterior, al espacio acondicionado, con el fin de suplir la demanda de calor.
- d) Controlar y mantener los parámetros ambientales interiores, tales como temperatura, humedad, limpieza, movimiento del aire, nivel de sonido y presión diferencial entre el espacio acondicionado y alrededores, dentro de límites predeterminados (Wang, 2001).

El objetivo principal de un sistema de aire acondicionado es proporcionar una comodidad térmica para los ocupantes que pueden ser personas, equipos o productos. Es necesario conocer los aspectos térmicos de esos ocupantes, para que el diseñador construya un sistema eficaz de acondicionamiento del lugar.

Los sistemas de aire acondicionado se pueden clasificar actualmente en ocho categorías de acuerdo con sus configuraciones y características de operación

- a) Sistemas de aire acondicionado de habitaciones individuales o simplemente sistemas individuales.
- b) Sistemas de aire acondicionado de enfriamiento por evaporación.
- c) Sistemas de aire acondicionado basados en desecante o simplemente sistemas desecantes.
- d) Sistemas de aire acondicionado de almacenamiento térmico o simplemente sistemas de almacenamiento térmico.
- e) Sistemas de aire acondicionado de sala limpia o simplemente sistemas limpios de sala.
- f) Sistemas de acondicionamiento de aire acondicionado o simplemente sistemas espaciales.
- g) Sistemas de aire acondicionado empaquetado unitario o simplemente sistemas empaquetados.
- h) Sistemas centrales de aire acondicionado hidrónico o simplemente sistemas centrales.

De acuerdo con el proyecto que se está estudiando, el sistema de aire acondicionado de habitaciones individuales o los sistemas centrales de A/C hidrónico, se pueden aplicar en esta ocasión, ya que se va a implementar el proyecto en un condominio y el aire acondicionado solo va a ser utilizado en habitaciones de descanso o de estar.

5.2 Estándares de confort

El confort del cuerpo humano depende, principalmente, de la temperatura ambiente, el movimiento del aire, la humedad relativa, temperatura de los objetos presente en el recinto y la vestimenta de las personas.

La temperatura del medio ambiente es el índice más importante de garantizar el confort humano. Se ha realizado una investigación, con el fin de determinar la “zona de comodidad térmica”, e identificar las condiciones en las que el cuerpo se siente cómodo en un medio. Se ha observado que la mayor parte de las personas vestida de manera normal, en reposo o realizando trabajo ligero, se siente cómoda en el rango de la temperatura operativa de 23°C hasta 27°C (Castro Navarro, 2017).

La humedad relativa tiene gran importancia en el efecto y debe de ser considerable sobre la comodidad, ya que afecta la cantidad de calor que un cuerpo puede disipar por evaporación. La humedad relativa elevada retarda considerablemente el rechazo de calor por evaporación, en especial, a altas temperaturas, y la baja humedad relativa lo acelera. El nivel deseable de humedad relativa se encuentra en el amplio rango de 30 % a 70 %, siendo el nivel más deseable el de 50 %.

El movimiento excesivo del aire es otro factor importante que afecta el confort, causa un enfriamiento local no deseado del cuerpo humano. La corriente de aire es identificada como uno de los factores más molestos en los lugares de trabajo. La velocidad del aire debe mantenerse en un nivel apropiado, se recomienda que sea por debajo de 15 m/min (50 ft/min), en el verano de las zonas tropicales, para minimizar la incomodidad por la corriente, en especial, cuando el aire es frío. Un bajo nivel de movimiento del aire es deseable, ya que remueve el aire húmedo que se acumula alrededor del cuerpo, y lo reemplaza con aire fresco.

La satisfacción del sistema de aire acondicionado muchas veces no es igual para todas las personas, ya que cada persona tiene sus estándares de conformidad, por eso (ASHRAE, ASHRAE Handbook: HVAC Applications, 2011) creó una zona de confort de temperatura y humedad de aire en el interior de un recinto para garantizar que los parámetros de la mayoría de personas se encuentren en ese intervalo. Ese estudio fue aplicado para personas con ropa de verano y en actividades sedentarias. Esa gráfica se puede observar en la Figura 2.

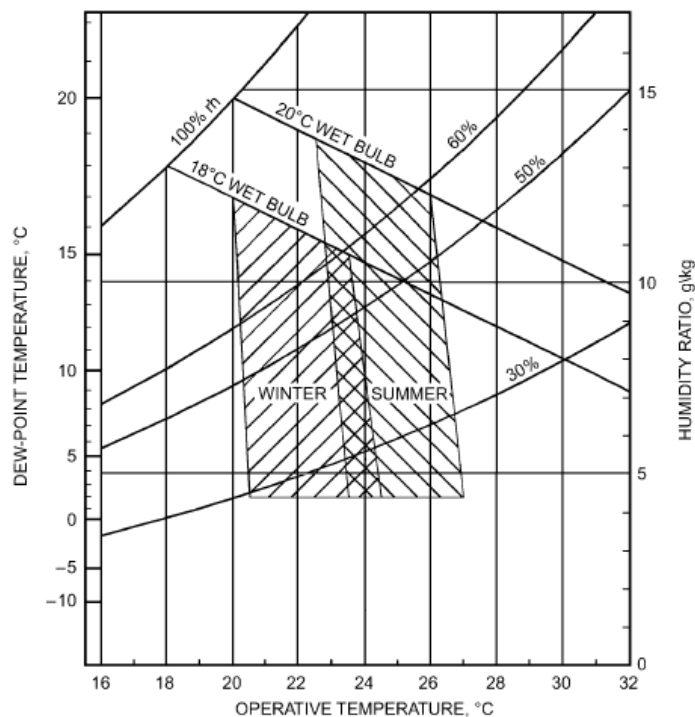


Figura 2. Tabla de comodidad de ASHRAE para ocupantes sedentarios.

Fuente: (ASHRAE, ASHRAE Handbook: HVAC Applications, 2011).

La Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado (ASHRAE) ha identificado condiciones óptimas, según el tipo de recinto. Determinó para un hotel, las condiciones óptimas de temperatura, humedad, ventilación y nivel de sonido se encuentran resumidas en la Tabla 1.

Tabla 1. Criterio de ASHRAE para diseño de Hotel.

Recinto	Condiciones internas de diseño		Ventilación l/s	Nivel de ruido NC
	Temperatura °C	Humedad %		
Habitación de huésped	23 a 26	50 a 60	15 a 30 por persona	25 a 35
Lobby	23 a 26	40 a 60	8	35 a 45
Sala de eventos	23 a 26	40 a 60	10	25 a 45
Áreas públicas	23 a 26	40 a 60	8	25 a 35

Fuente: (ASHRAE, ASHRAE Handbook: HVAC Applications, 2011).

5.3 Carta psicométrica

Es una herramienta que se utiliza para determinar condiciones del aire, una vez que se conozcan dos propiedades. Cada propiedad se representa con una línea, la intersección de dos líneas define el punto que representa el estado del aire. Una vez localizado ese punto, se puede saber las demás propiedades del aire en la carta (Pita, 2014).

5.4 Carga térmica

La carga térmica se basa en la ganancia de calor del recinto que es la velocidad a la que se recibe calor en cualquier momento; y también la carga de enfriamiento que es la velocidad a la cual se debe eliminar el calor del recinto para mantener las condiciones de diseño predestinadas.

5.4.1 Efecto de almacenamiento de calor

El calor de todas estas fuentes no se emplea de forma inmediata para calentar el aire del recinto, sino que, generalmente, la ganancia por radiación, la iluminación y personas, se absorbe en los materiales dentro del recinto, tanto en su estructura como en mobiliario (Pita E. , 2014).

Este efecto de almacenamiento de calor puede considerarse como un retraso del calor, es decir, algo del calor que se encuentra en el recinto se retrasa en el tiempo para calentar el aire del mismo. El fenómeno que relaciona ganancia y carga de refrigeración se puede observar en la Figura 3.

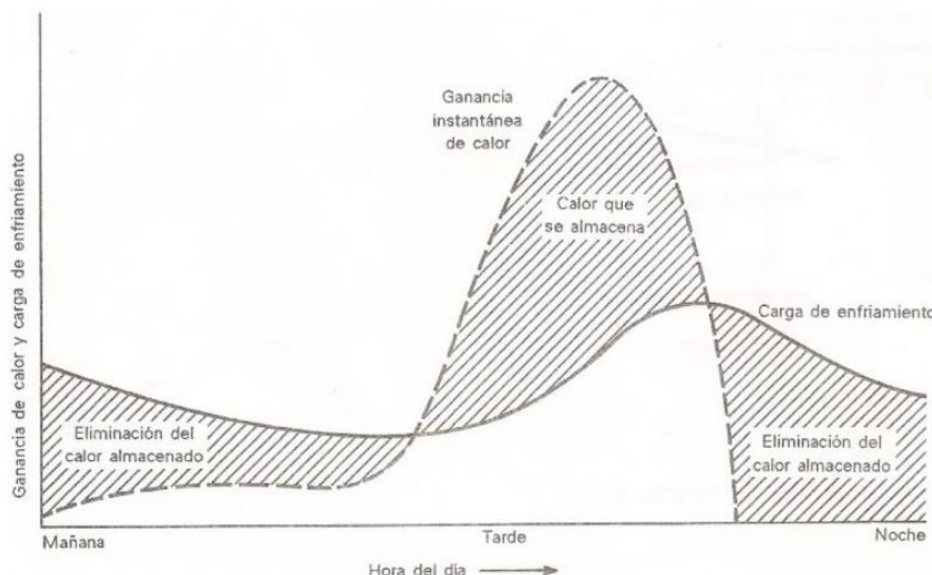


Figura 3. Relación entre la ganancia instantánea de calor y la carga de enfriamiento.

Fuente: (Pita E. , 2014).

5.4.2 Ganancias de calor

Las fuentes de calor de un lugar pueden agruparse en dos tipos; ganancias del exterior y ganancias generadas en el interior del lugar. Y dada la naturaleza de estas ganancias, puede darse calor sensible o latente. Para el cálculo de estas ganancias se va a utilizar ecuaciones que recomendada (Pita E. , 2014).

Conducción a través de la estructura exterior

$$Q = U \times A \times DTCE_e$$

Ecuación 1. Conducción a través de la estructura exterior.

Fuente: (Pita E. , 2014).

Donde:

Q = ganancia neta del recinto por conducción a través del techo, paredes o vidrio, BTU/h.

U = Coeficiente general de transferencia de calor para el techo, paredes o vidrios BTU/h-ft²-°F.

A = Área del techo, pared o vidrios, ft².

DTCE_e = Diferencia de temperatura para carga de enfriamiento, °F.

$$DTCE_e = \{(DTCE + LM) \times k + (78 - T_R) + (T_0 - 85) \times f\}$$

Ecuación 2. Diferencial de conducción corregido para paredes y techos.

Fuente: (Pita E. , 2014).

Donde:

DTCEe = Valor corregido de DTCE, °F.

DTCE = Temperatura para carga de enfriamiento, °F.

LM = Corrección para latitud al calor y mes.

K = Corrección debido al color de la superficie, 1 superficies oscuras o áreas industriales, 0,5 para techos de color claro en zonas rurales, 0,65 para paredes de color claro en zonas rurales.

T_R = Temperatura del recinto, °F.

T₀ = Temperatura de diseño exterior promedio, °F.

f = Factor de corrección para ventilación del cielo raso (solo para techo).

f = 0,75 para ventiladores de entrepiso (techo falso); en los demás casos, usar f = 1,0.

Conducción a través de la estructura interior

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

Ecuación 3. Conducción a través de la estructura exterior.

Fuente: (Pita E. , 2014).

Donde:

Q = Velocidad de transferencia de calor a través de la división, piso o cielo raso, BTU /h.

U = Coeficiente global de transferencia de calor para la división, piso o cielo raso, BTU/h-ft²-°F.

A = Área de la división, piso o cielo raso, ft².

DT = Diferencia de temperatura entre los espacios sin acondicionar y los acondicionados, °F.

Radiación solar a través de vidrios

$$Q = FGSC \times A \times CS \times FCE$$

Ecuación 4. Radiación solar a través de vidrios.

Fuente: (Pita E. , 2014).

Donde:

Q = Ganancia neta por radiación solar a través del vidrio, BTU/h.

FGCS = Factor de ganancia máxima de calor área del vidrio ft².A = Área del vidrio ft².

CS = Coeficiente de sombreado.

FCE = Factor de carga de enfriamiento para el vidrio.

Ganancia debida a la iluminación.

$$Q = 3,4 \times W \times FB \times FCE$$

Ecuación 5. Ganancia de calor debido por iluminación.

Fuente: (Pita E. , 2014).

Donde:

Q = Ganancia neta de calor debida al alumbrado, BTU/h.

W = Capacidad del alumbrado, watts.

FB = Factor de balastro; 1,25 alumbrado fluorescente, alumbrado incandescente es 1,0.

FCE = Factor de carga de enfriamiento para el alumbrado (1,0).

Ganancia debido a las personas

$$Q_s = q_s \times n \times FCE$$

$$Q_l = q_l \times n$$

Ecuación 6. Ganancia de calor total por personas.

Fuente: (Pita E. , 2014).

Donde:

Q_s, Q_l = Ganancias de calor sensible y latente.

q_s, q_l = Ganancias de calor sensible y latente por persona. Depende de la actividad física.

n = número de personas.

FCE = Factor de carga de enfriamiento para las personas.

Equipos

La ganancia de calor que genera un equipo puede considerarse como la energía que se consume establecido en los datos de placa. Puede considerarse una ganancia latente o sensible, dependiendo del equipo. En este caso, la mayoría de equipos presentes, son del tipo vivienda o cuartos de estar.

5.4.3 Carga de enfriamiento del recinto

La velocidad a la cual se debe eliminar calor del recinto corresponde a la suma neta de las ganancias netas de los apartados anteriores, se emplean las siguientes abreviaturas (Pita E. , 2014):

- a) RSHG: Ganancias corregidas de calor sensible
- b) RLHG: Ganancias corregidas de calor latente
- c) RTHG: Ganancia total, la suma de las ganancias anteriores, viene a ser la carga de enfriamiento

5.4.4 Carga de refrigeración

Esta carga debe ser mayor que la de enfriamiento, y es la referencia para seleccionar el equipo de aire acondicionado, ya que se toma en cuenta ganancias por medio de transferencia de calor en ductos, si las hay, y aire de renovación o ventilación.

Ganancia de calor en ductos

Cuando los ductos del aire acondicionado pasan por zonas no climatizadas, representa una ganancia de calor sensible que se debe sumar a la RSHG. Generalmente se aproxima agregando un 5%.

Ventilación

En un diseño de aire acondicionado se recomienda un porcentaje de ingreso de aire exterior por razones sanitarias y de confort, este aire fresco tiene condiciones de calor sensible y latente mayores que el del aire suministrado al recinto, por lo que se vuelve parte de enfriamiento que se debe tratar. Como este exceso de calor se elimina en el equipo, pasa a ser parte de la carga de refrigeración y no del recinto.

5.4.5 Condiciones del aire de suministro

El aire que ingresa debe tener condiciones de calor y humedad menores al del aire del recinto, para poder lograr la eliminación del calor en dicho lugar. Esto implica una menor cantidad de calor sensible y latente en él.

El balance de energía en el recinto, indica que no debe haber un cambio de energía en el sistema, para mantener las condiciones de temperatura y humedad para el confort. Para esto, esto se logra suministrando un flujo con ganancias latentes y sensibles, iguales a las generadas dentro del recinto. Esta relación se expresa mediante las siguientes ecuaciones.

$$RSHG = 1,1 \times CFM \times CT$$

$$RLHG = 0,68 \times CFM \times (w2 - w1)$$

Ecuación 7. CFM para el aire de suministro

Fuente: (Pita E. , 2014).

5.5 Refrigerantes

Un fluido refrigerante es una sustancia que puede absorber y transportar grandes cantidades de calor. El refrigerante en fase líquida absorbe calor estando a baja presión, con la cual cambia a fase vapor; ese calor absorbido lo libera cuando está a alta presión y pasa de fase gaseosa a líquida.

Los refrigerantes, por su interacción con su objetivo primario, se pueden agrupar en:

- a) **Refrigerantes primarios y secundarios:** Son aquellos que absorben calor al evaporarse a cierta temperatura y presión para transferirlo hacia la atmosfera, los secundarios son cualquier fluido enfriado mediante un refrigerante primario que circula como fluido de transferencia de calor para retirar la carga térmica.

5.5.1 Denominación de los refrigerantes

Según la clasificación del estándar 34 de ASHRAE la nomenclatura de los refrigerantes corresponde algunas características de su origen las cuales conforman las series que se conocen universalmente, se puede ver en la Tabla 2.

Tabla 2. Clasificación de los refrigerantes.

Serie	Nombre	Algunos refrigerantes
000	Metanos	R12, R23
100	Etanos	R134a, R141b
200	Propanos	R290
400	Zeotropos	R407, R410a
500	Azeotropos	R502, R507
600	Orgánicos	R600, R600a
700	Inorgánicos	R717, R744

Fuente: (ASHRAE, Designation and safety classification of refrigerants, 2010).

5.5.2 Clorofluorocarbonos (CFC)

Son sustancias derivados de los hidrocarburos saturados, contienen átomos de cloro y flúor sustituyendo átomos de hidrógeno. Su estabilidad química y volatilidad hacen que se acumulen fácilmente en la atmosfera, alcanzando la estratosfera y permaneciendo en ella hasta por 100 años.

Tabla 3. Datos de refrigerantes CFC's

Número R	PAO	PCG ¹
R11	1	4 750
R113	1	6 130
R114	1	10 040
R115	0,440	7 370
R12	1	10 890
R13	1	14 420
R400	1	10 000
R500	0,738	8 100
R502	0,250	4 700
R503	0,599	15 000

Nota: 1 PCG en 100 años

Fuente: (ASHRAE, Fundamentals ASHRAE Handbook American Society of Heating, 2010).

5.5.3 Hidroclorofluorocarburos (HCFC)

Son derivados de los hidrocarburos que contienen átomos de hidrógeno, cloro y flúor. El átomo de hidrógeno permite oxidarse con mayor rapidez en la parte baja de la atmosfera y afecta menos la capa de ozono. Estos fueron un sustituto de medio plazo para los CFC, pero por los tratados internacionales, en poco tiempo no serán utilizados.

Tabla 4. Datos de refrigerantes HCFC's

Número R	PAO	PCG ²
R123	0,02	77
R124	0,02	609
R142b	0,07	2 310
R22	0,05	1 810

Nota: 2 PCG en 100 años

Fuente: (ASHRAE, Fundamentals ASHRAE Handbook American Society of Heating, 2010).

5.5.4 Hidrofluorocarburos (HFC)

También son derivados de los hidrocarburos, pero la diferencia es que no contienen cloro. Es una alternativa para la sustitución de los CFC puesto no tienen PAO, sin embargo, estos refrigerantes si tienen PCG.

Tabla 5. Datos de refrigerantes HFC's

Número R	PAO	PCG ³
R125	0	3 500
R134a	0	1 430
R143a	0	4 470
R152a	0	124
R161	0	12
R227ea	0	3 220
R23	0	14 760
R236ea	0	1 370
R236fa	0	9 810
R245fa	0	1 300
R32	0	675

Nota: 3 PCG en 100 años

Fuente: (ASHRAE, Fundamentals ASHRAE Handbook American Society of Heating, 2010).

5.5.5 Mezclas Zeotrópicas

Es una mezcla formada por dos o más componentes (refrigerantes puros) con diferente volatilidad. Su composición y temperatura no cambia cuando se evaporan o se condensan. Al hervir esta mezcla en un evaporador, la composición del líquido remanente cambia. Esto es, al empezar a hervir el líquido, se evapora un porcentaje más elevado del componente más volátil. Por lo tanto, conforme continúa hirviendo la mezcla, el líquido remanente tiene menor concentración del componente más volátil, y mayor concentración del menos volátil (MINAE, 2014).

Tabla 6. Datos de refrigerantes Zeotrópicos.

Número R	Componentes	PAO	PCG ⁴
R401A	R22/R152a/R124 (53/13/34)	0,033	1 200
R401B	R22/R152a/R124 (61/11/28)	0,036	1 300
R401C	R22/R152a/R124 (33/15/52)	0,027	930
R402A	R125/R290/R22 (60/2/38)	0,019	2 800
R402B	R125/R290/R22 (38/2/60)	0,030	2 400
R403A	R290/R22/R218 (5/75/20)	0,038	3 100
R403B	R290/R22/R218 (5/56/39)	0,028	4 500
R405A	R22/R152a/R142b/RC318 (45/7/5,5/42,5)	0,026	5 300
R406A	R22/R600a/R142b (55/4/41)	0,056	1 900
R408A	R125/R143a/R22 (7/46/47)	0,024	3 200
R409A	R22/R124/R142b (60/25/15)	0,046	1 600
R409B	R22/R124/R142b (65/25/10)	0,045	1 600
R411A	R1270/R22/R152a (1,5/87,5/11)	0,044	1 600
R411B	R1270/R22/R152a (3/94,5/3)	0,047	1 700
R412A	R22/R218/R142b (70/5/25)	0,053	2 300
R414A	R22/R124/R600a/R142b (51/28,5/4/16,5)	0,043	1 500
R414B	R22/R124/R600a/R142b (51/28,5/4/16,5)	0,039	1 400
R415A	R22/R152a (82/18)	0,041	1 500
R415B	R22/R152a (25/75)	0,013	550
R416A	R134a/R124/R600 (59/39,5/1,5)	0,008	1 100
R418A	R290/R22/R152a (1,5/96/2,5)	0,048	1 700

Nota: 4 PCG en 100 años

Fuente: (ASHRAE, Fundamentals ASHRAE Handbook American Society of Heating, 2010).

5.5.6 Mezclas Azeotrópicas

Es una mezcla formada por dos o más componentes (refrigerantes puros) con similar volatilidad. Cuando estas mezclas se evaporan o se condensan en un sistema de refrigeración, su composición y temperatura de saturación no cambian. Al hervir estas mezclas en un evaporador, la composición del líquido remanente no cambia, se comporta como si estuviera formada por un solo componente (MINAE, 2014).

Tabla 7. Datos de refrigerantes Azeotrópicos.

Número R	Componentes	PAO	PCG ⁵
R404A	R125/R143a/R134a (44/52/4)	0	3 900
R407A	R32/R125/R134a (20/40/40)	0	2 100
R407B	R32/R125/R134a (10/70/10)	0	2 800
R407C	R32/R125/R134a (23/25/52)	0	1 800
R407D	R32/R125/R134a (15/15/70)	0	1 600
R407E	R32/R125/R134a (25/15/70)	0	1 600
R410A	R32/R125 (25/25)	0	2 100
R413A	R218/R134a/R600a (9/88/3)	0	2 100
R417A	R125/R134a/R600a (46,6/50/3,4)	0	2 300
R419A	R125/R134a/R170 (77/19/4)	0	3 000
R421A	R125/R134a (58/42)	0	2 600
R421B	R125/R134a (85/15)	0	3 200
R422A	R125/R134a/R600a (85,1/11,5/3,4)	0	3 100
R422B	R125/R134a/R600a (55/42/3)	0	2 500
R422C	R125/R134a/R600a (82/15/3)	0	3 100
R422D	R125/R134a/R600a (65,1/31,5/3,4)	0	2 700

Número R	Componentes	PAO	PCG ⁵
R423A	R134a/R227ea (52,5/47,5)	0	2 300
R424A	R125/R134a/R600a/R601a (50,5/47/0,9/0,6)	0	2 400
R425A	R32/R134a/R227ea (18,5/69,5/12)	0	1 500
R426A	R125/R134a/R600a/R601a (5,1/93/1,3/0,6)	0	1 500
R427A	R32/R125/R143a/ R134a (15/25/10/50)	0	2 100
R428A	R125/R143a/R290/R600a (77,5/20/0,6/1,9)	0	3 600
R429A	RE170/R152a/R600a (60/10/30)	0	20
R430A	R152a/R600a (76/24)	0	110
R431A	R290/R152a (71/29)	0	53
R434A	R125/R143a/R134a/R600a (63,2/18/16/2,8)	0	3 100
R435A	RE170/R152a (80/20)	0	27
R437A	R125/R134a/R600a/R601a (19,5/78,5/1,4/0,6)	0	1 700
R507A	R125/R143a (50/50)	0	3 800
R508A	R23/R116 (39/61)	0	13 000
R508B	R23/R116 (46/54)	0	13 000

Nota: 5 PCG en 100 años

Fuente: (ASHRAE, Fundamentals ASHRAE Handbook American Society of Heating, 2010).

5.5.7 Refrigerantes inorgánicos

Sin elementos químicos o combinados de los elementos de la tabla periódica que no contienen carbono, excepto el CO₂.

Tabla 8. Datos de refrigerantes inorgánicos.

Número R	Componentes	PAO	PCG ⁶
R702	Hidrógeno	0	NA
R704	Helio	0	NA
R717	Amoniaco	0	0
R718	Agua	0	0
R729	Aire	0	NA
R744	Dióxido de carbono	0	1
R764	Dióxido de azufre	0	300

Nota: 6 PCG en 100 años

Fuente: (ASHRAE, Fundamentals ASHRAE Handbook American Society of Heating, 2010).

5.5.8 Hidrocarburos

Son compuestos bioquímicos formados únicamente por carbono e hidrógeno. Químicamente consiste en una estructura de carbono a la que se unen átomos de hidrógeno.

Tabla 9. Datos de refrigerantes hidrocarburos.

Número R	Componentes	PAO	PCG ⁷
R1150	Etileno	0	NA
R1270	Propileno	0	NA
R120	Etano	0	3
R290	Propano	0	3
R600	Butano	0	3
R600a	Isobutano	0	3

Nota: 7 PCG en 100 años

Fuente: (ASHRAE, Fundamentals ASHRAE Handbook American Society of Heating, 2010).

5.6 Efectos negativos de los refrigerantes

5.6.1 Agotamiento de la capa de ozono

El ozono (O_3) es un gas incoloro, inestable, de olor característico, que se encuentra en la atmósfera terrestre de manera natural. Las moléculas de ozono son químicamente idénticas, cada una con tres átomos de oxígeno, pero su concentración varía con la altura respecto al nivel del mar. El ozono de la estratosfera protege de la radiación ultravioleta del sol, mientras que el ozono presente en la troposfera tiene efectos tóxicos sobre los seres vivos.

La destrucción de las moléculas de ozono consta de un rayo ultravioleta que libera un átomo de cloro de una molécula de clorofluorocarbono (CFCs). El cloro se combina con una molécula de ozono compuesta por tres átomos de oxígeno. De estos, toma uno y se convierte en monóxido de cloro. En promedio, un átomo de cloro es capaz de destruir hasta 100 mil moléculas de ozono.

La influencia de las 7 500 toneladas de cloro provenientes de CFCs que ascienden, anualmente, a la estratosfera es mínima frente a las 600 000 000 toneladas de cloro y flúor, en forma de sales que escapan de los océanos y aerosoles (Unidad de Ozono, 2015). A estas cantidades de compuestos químicos de origen natural habría que sumarles los aportes de metilcloro por incendios de bosques y por lo menos, otras 36 000 000 de toneladas anuales en forma de cloruro de hidrógeno (HCl) proveniente de erupciones volcánicas.

Se han observado correlaciones entre erupciones volcánicas fuertes y disminuciones temporarias en el ozono estratosférico y se considera probable que los volcanes de la Antártida tengan un efecto muy directo: uno solo de ellos, el Erebus, expulsa cada año unas 15 000 toneladas de cloro y, algo menos de flúor, a muy poca distancia de la estratosfera antártica. Sin embargo, se sabe que la mayor parte de este cloro regresa a la Tierra arrastrado por las lluvias antes de salir de la troposfera. Tampoco hay acuerdo sobre estas cifras relativas, que dependen de las mediciones y del método de cálculo.

Otro factor natural que influye en la velocidad de reconstitución de la capa de ozono es la variación de la actividad solar, ya que cuando hay mayor irradiación ultravioleta se genera más ozono, pero también más óxidos de nitrógeno que deprimen el ozono. Los orígenes de la incertidumbre acerca de los factores que afectan la capa de ozono son muy diversos.

El potencial de agotamiento del ozono (PAO), es un número que se refiere a la cantidad de destrucción de ozono estratosférico causado por la sustancia. Es la razón entre el efecto sobre el ozono causado por una sustancia determinada y el impacto causado por una masa similar de CFC-11 (el potencial de agotamiento del CFC-11 está definido como 1). Como modo de ejemplo, el potencial de la sustancia HCFC-22 es de 0,05, lo que significa que su impacto sobre el ozono es 0.05 veces menor que el del CFC-11.

5.6.2 Calentamiento global

El calentamiento global, es un efecto generado principalmente por la emisión de gases de combustión, los cuales al acumularse en la atmósfera actúan como una barrera de la radiación infrarroja, se conoce como efecto invernadero, atrapando parte de dicha radiación, lo cual provoca aumento de la temperatura del planeta. De los problemas que presentan los CFCs con relación a la capa de ozono, se muestra, en estudios hechos por las organizaciones mundiales del medio ambiente, la influencia de estos compuestos, así como de los HCFC y HFC, en el efecto invernadero y el calentamiento global.

Este problema ya quedó recogido también en el Protocolo de Montreal. En la Conferencia Mundial del Clima de Kyoto (1997) sobre el cambio climático se acordó establecer controles sobre otras sustancias con efecto invernadero no recogidas en acuerdos anteriores.

El índice más significativo de medición es el potencial de calentamiento global (PCG), conocido en inglés como Global Warming Potential (GWP), trata de cuantificar el efecto invernadero en función de dos factores:

- la vida media en la atmósfera
- las propiedades de absorción de energía infrarroja del gas

El hecho de que en estas sustancias siempre hay enlaces C-F, que absorben gran cantidad de energía en la región de infra rojo (IR), hace que tengan gran impacto al efecto invernadero, aún en pequeñas cantidades. Como causa directa de este efecto se está presentando en estos años la alteración en el clima, la afectación de los ciclos hídricos, las lluvias y la disponibilidad del agua, así como cambios abruptos de temperatura y presión en la atmósfera, con lo cual los tornados, huracanes y tormentas tropicales suceden con más frecuencia y con mayor violencia.

El aumento en la temperatura de la superficie de la Tierra trae como consecuencia efectos en la salud tales como el aumento en las enfermedades respiratorias y cardiovasculares y enfermedades infecciosas causadas por mosquitos y plagas tropicales.

Los sistemas cardiovascular y respiratorio se afectan debido a que, bajo condiciones de calor, la persona debe ejercer un esfuerzo mayor para realizar cualquier actividad, poniendo mayor presión sobre dichos sistemas.

Por otra parte, en el futuro, como las zonas tropicales se extenderán hacia latitudes más altas, los mosquitos y otras plagas responsables del dengue, la malaria, el cólera y la fiebre amarilla en los trópicos afectarán a una porción mayor de la población del mundo, aumentando el número de muertes a causa de estas enfermedades.

5.6.3 Cuantificación de los efectos

Para cuantificar los efectos, se utiliza el dióxido de carbono equivalente (CO₂ eq), es una medida en toneladas para medir la huella de carbono producida por un proceso, producto o equipo. Por otro lado, la huella de carbono es el nombre que se utiliza para totalizar las emisiones de gases de efecto invernadero.

Los equipos de aire acondicionado y refrigeración tienen efectos negativos sobre el medio ambiente y se les llaman como “Impacto total equivalente de recalentamiento” (abreviado en inglés como TEWI). Estos impactos se manifiestan de dos maneras:

- Efecto directo producido por las emisiones de los refrigerantes instalados en los equipos.
- Efecto indirecto por el consumo de energía por la operación.

El efecto directo depende del potencial de calentamiento global (PCG) por la cantidad de gas en uso que se libera al ambiente por fugas y del periodo de referencia que se considere, es por 100 años. El efecto indirecto depende de la eficiencia del sistema, es decir, cuánta más energía requiere para operar el equipo, así va a ser el CO₂ que se emite por kilovatio-hora consumido, esto depende de la fuente de generación utilizada, por ejemplo, con la generación de energía hidroeléctrica, el impacto ambiental por los efectos indirectos es menor que con la generación de electricidad con energía térmica (petróleo).

$$TEWI = \text{Efecto directo} + \text{Efecto indirecto}$$

De acuerdo con Colbourne (2006) la forma básica de realizar el cálculo se expresa por medio de la siguiente ecuación:

$$M''' = \sum_i (M_i' \cdot GWP) + M''$$

Donde:

M''' = representa el total de emisiones en términos de CO₂ equivalente para cada tipo de refrigerante (i), en kg.

M'' = es la masa de refrigerante fugado o liberado al ambiente en kg.

M'' = es el total de masa de CO₂ emitido por la generación de energía eléctrica requerida para la operación del sistema en kg.

PCG = es el potencial de calentamiento global de cada tipo de refrigerante, referido a un escenario de 100 años.

Para el efecto indirecto se utiliza un factor de emisiones equivalente para el sector de electricidad, que varía cada año, según lo estipula el programa de cambio climático del Instituto Meteorológico Nacional.

El TEWI es una forma de representar la huella de carbono producida por la operación de un sistema de refrigeración o aire acondicionado.

5.7 Protocolos ambientales

5.7.1 Protocolo de Montreal

Este protocolo fue firmado en el mes de septiembre de 1985, por más de 196 países a nivel mundial, con el fin de establecer plazos de eliminación de la producción y consumo de sustancias de agotamiento de la capa de ozono. Conforme han pasado los años este protocolo ha sido firmado por todos los países del mundo, el tratado se ha enmendado y ajustado acorde a los avances de los descubrimientos científicos. Para Costa Rica este protocolo fue aprobado por la ley N.º 7223 en el año 1991.

El protocolo Montreal enlistó y caracterizó todas las sustancias de agotamiento de la capa de ozono, según su grado de incidencia, estableció dos grandes grupos de países con sus diferentes responsabilidades, estableció un mecanismo financiero para la transferencia de tecnología, fortalecimiento institucional y otras actividades de no inversión (Fondo multilateral del Protocolo de Montreal) y lo más importante fue que estableció calendarios de eliminación gradual para los gases refrigerantes HCFC. Este calendario se puede observar en la Figura 4.

El Protocolo de Montreal aplica medidas de control para los gases refrigerantes HCFC, los cuales son ampliamente utilizados en sistemas de refrigeración comercial y de aire acondicionado. Estos gases refrigerantes, de índole químico, producen efectos sobre el medioambiente cuando son liberados a la atmósfera, como el agotamiento del ozono estratosférico y calentamiento global.

Decisión XIX/6 de la Reunión de las Partes en el Protocolo de Montreal

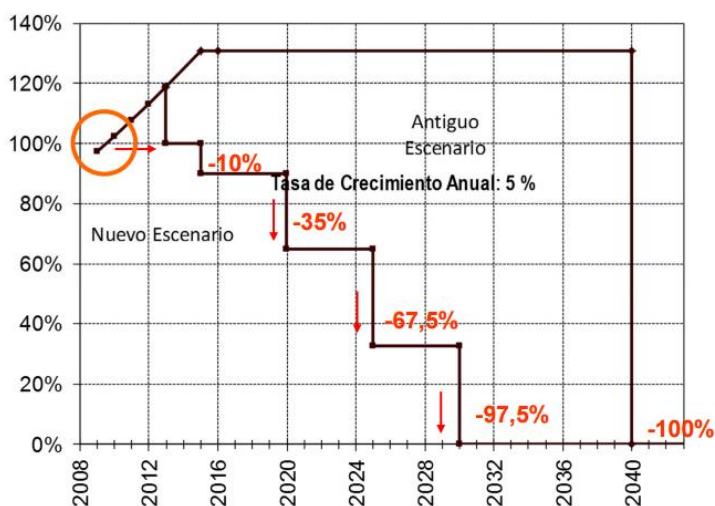


Figura 4. Compromiso de reducción de gradual de HCFC.

Fuente: Oficina Técnica del Ozono. MINAE.

5.7.2 Protocolo de Kioto

Se estableció el 11 de diciembre de 1997 en la ciudad de Kioto, Japón. Su objetivo es la regulación de las emisiones de seis gases de efecto invernadero que causan calentamiento global, al principio fue pensado aplicarlo a 37 países industrializados y en la Unión europea, pero se ha extendido por la mayoría del mundo. Las sustancias reguladas por este protocolo son:

- a) Dióxido de carbono (CO₂).
- b) Metano (CH₄).
- c) Óxido nitroso (N₂O).
- d) Hidrofluorocarbonos (HFC)
- e) Perfluorocarbonos (PFC)
- f) Hexafluoruro de azufre (SF₆).

De acuerdo con el protocolo Kioto y otras normas que Costa Rica toma como compromiso ambiental, se tiene el mandato internacional del reglamento de gases con efectos ambientales, el cual desde el año 2015 se comenzó la restricción del uso de HFC y CFC para que desde el año 2020 la comercialización de estos refrigerantes sea regulada al punto que obligue el cambio en los sistemas de refrigeración y A/C el uso de refrigerantes con efecto invernadero y de producción de CO₂ menores a 2 500 unidades.

5.7.3 Acuerdo de París

Este acuerdo se estableció en diciembre de 2015 y fue firmado por el grupo de países incluyendo Costa Rica, el 22 de abril de 2016, este acuerdo entra en vigor en el año 2020. La meta es detener el aumento de la temperatura media de la tierra por debajo de 2°C (respecto a la época preindustrial) y hacer los esfuerzos necesarios para limitar el aumento a 1,5 °C. Para Costa Rica los compromisos es ser carbono neutral para el 2021 es reducir para el 2050 el 50% de las emisiones de efecto invernadero respecto al 2012 y para el 2100 alcanzar la descarbonilación del país.

5.8 Eficiencia energética en sistemas de aire acondicionado

La energía utilizada o el consumo de energía indican la cantidad de energía utilizada o consumida por el equipo, mientras que la eficiencia energética indica la eficiencia con la que se utiliza la energía. Los equipos de aire acondicionado mantienen un ambiente interior agradable, con una calidad aceptable de aire interior y aprovechar óptimamente los recursos energético (Wang, 2001).

Entre los sistemas de aire acondicionado un índice que se puede utilizar es el índice de eficiencia energética (EER) es una la relación que existe entre la capacidad de enfriamiento suministrada por el equipo y la cantidad de potencia eléctrica consumida por el mismo. Este índice de eficiencia energética se puede especificar de dos formas: adimensional producto de la relación watt/watt o en BTU/watt h. La diferencia radica en las unidades que se utilicen para la capacidad de enfriamiento del sistema. Esta relación se puede leer como la capacidad de enfriamiento en BTU/h por cada watt consumido por los equipos del sistema.

El Índice de Eficiencia Energética Estacionales (SEER) es una relación entre la producción de energía de refrigeración durante su uso anual normal, entre la entrada de energía eléctrica total en vatios/horas, durante el mismo periodo; es más precisa que el EER, ya que esta posibilita medir, y cuando el sistema está bajo o cargar parciales.

El SEER está relacionado con el Coeficiente de Desempeño (COP) utilizado comúnmente en termodinámica y también está relacionado con el Factor de Eficiencia de Energía (EER). Esta última es la medida de un equipo en particular para temperaturas externas e internas; mientras que el SEER es calculado sobre un rango amplio de temperaturas externas.

$$SEER = \frac{Q_{TOTAL}}{POTENCIA REAL}$$

Ecuación 8. Formula del SEER.

Donde:

Q_{TOTAL} = suma de Calor Sensible (Q_s) y Calor Latente (Q_l)

POTENCIA TOTAL = Potencia real de la unidad compresora.

A nivel mundial, los equipos de aire acondicionado su calificación energética, se puede clasificar según su nivel del SEER, SCOP, EER o COP. Esta clasificación se puede observar en la Tabla 10.

Tabla 10. Clasificación Energética de los A/C

	SEER	SCOP
A+++	SEER ≥ 8,50	SCOP ≥ 5,10
A++	6,10 ≤ SEER < 8,50	4,60 ≤ SCOP < 5,10
A+	5,60 ≤ SEER < 6,10	4,00 ≤ SCOP < 4,60
A	5,10 ≤ SEER < 5,60	3,40 ≤ SCOP < 4,00
B	4,60 ≤ SEER < 5,10	3,10 ≤ SCOP < 3,40
C	4,10 ≤ SEER < 4,60	2,80 ≤ SCOP < 3,10
D	3,60 ≤ SEER < 4,10	2,50 ≤ SCOP < 2,80
E	3,10 ≤ SEER < 3,60	2,20 ≤ SCOP < 2,50
F	2,60 ≤ SEER < 3,10	1,90 ≤ SCOP < 2,20
G	SEER < 2,60	SCOP < 1,90

Clase de eficiencia energética	Acondicionadores de aire de conducto doble	
	EER	COP
A+++	≥ 4,10	≥ 4,60
A++	3,60 ≤ EER < 4,10	4,10 ≤ COP < 4,60
A+	3,10 ≤ EER < 3,60	3,60 ≤ COP < 4,10
A	2,60 ≤ EER < 3,10	3,10 ≤ COP < 3,60
B	2,40 ≤ EER < 2,60	2,60 ≤ COP < 3,10
C	2,10 ≤ EER < 2,40	2,40 ≤ COP < 2,60

Fuente: Carlos, Nergiza (2014).

5.9 Sistemas de agua helada

Los sistemas de agua helada, utilizan agua helada o caliente para los sistemas de aire acondicionado. Trabajan mediante el equipo mecánico llamado Chillers, los cuales funcionan bajo el ciclo de refrigeración; contienen un compresor, un condensador, dispositivos de expansión y evaporador (en el caso del más simple); lo que los distingue es la utilización de agua o glicol para realizar el acondicionamiento.

La diferencia radical es que el refrigerante no realiza la transferencia directa con el recinto por acondicionar, sino que funciona como un transportador de energía, que absorbe calor del agua de proceso mediante un intercambiador de calor, bajándole la temperatura, para que este, en dado momento, adsorba calor del medio a acondicionar y reduzca la temperatura del recinto.

El proceso para quitar calor al refrigerante y pasarlo de gas a líquido, se da en el condensador, donde se hace pasar otro fluido que realiza la función de extraer calor al refrigerante, si este proceso se da con aire, se está ante la presencia de un condensador enfriado por aire, mientras que, si el fluido es agua, se tiene un condensador enfriado por agua.

Se recalca que todo este proceso es cíclico y completamente cerrado, el agua utilizada y el refrigerante no salen del circuito de refrigeración, sino que están en constante movimiento en torno al sistema, la cantidad de agua y carga de refrigerante utilizados, dependen de los requerimientos de tonelaje de refrigeración del proyecto.

5.10 Sistemas de tubería hidrónica

Para los sistemas de tubería de agua helada, es recomendable el uso de tubería en cobre o Hierro Negro en el caso cuando los diámetros son mayores a 3 in o cuando el caudal requerido es muy alto. La tubería de los sistemas hidrónicos, en general, se puede clasificar en dos tipos, los circuitos en serie y los sistemas de cabezales.

Los circuitos en serie son aquellos donde el agua pasa a través de cada unidad terminal y luego vuelven a la bomba y al chiller, como toda el agua pasa por todas las unidades y estas no se pueden aislar entre sí (Pita E. G., 2014).

Los circuitos de cabezales, estos sistemas tienen variación, dependiendo del número de cabezal de tubería que se utilice. El sistema por cabezal permite tener un control independiente por cada unidad evaporadora.

5.11 Sistema de bombeo de agua helada

Los sistemas de agua helada utilizan, en su mayoría, bombas centrífugas, permiten vencer la resistencia que ocasiona el flujo de agua en la tubería y aseguran la recirculación del líquido.

Existen factores que se deben considerar para la selección adecuada de bombas en estos sistemas, son:

1. Se debe seleccionar la bomba que trabaje cerca del punto de eficiencia más alto posible, por lo general, en el rango medio de las capacidades de flujo de la bomba.
2. No se debe seleccionar bombas que trabajen cerca de su capacidad máxima, no más del 50 % al 75 % del flujo máximo.
3. La pendiente de las curvas carga - flujo varía entre las bombas centrífugas, en sistemas hidráulicos. Se recomienda que se utilice bombas con curvas características de carga - flujo plano, por ejemplo, si hay una variación pequeña concomitante en la carga de la bomba, esto hará más fácil el balanceo y control de los flujos (Pita E. G., 2014).
4. La cavitación se presenta cuando la presión en la tubería de aspiración cae por debajo de la presión de vapor, el líquido se evapora y es arrastrado por la corriente, estas burbujas de vapor desaparecen bruscamente, cuando alcanzan zonas de presión más altas en su camino a través de la bomba, generando presiones puntuales muy altas, que ocasionan ruidos excesivos, vibraciones y desgaste.

5.12 Sistema de agua caliente

Los sistemas de agua caliente están conformados con redes de tuberías, acumulador de agua y calentador, ya sea una caldera, calentador por electricidad de paso o de almacenamiento y calentador de gas.

En Costa Rica para la producción, almacenamiento y distribución de agua caliente se deberá cumplir las disposiciones necesarias estipuladas en el Código de Instalaciones Hidráulicas y Sanitarias en Edificaciones.

Se emplean dos métodos para distribuir el agua caliente en el interior de los edificios:

- Distribución simple o sin recirculación.
- Distribución con recirculación.

5.12.1 Distribución simple o sin recirculación

Este método consiste en una tubería que sale de la parte superior del calentador y de la cual, una derivación en cada planta, ver Figura 5.

El problema de este sistema es que al abrir un grifo hay que dar algún tiempo, para tener agua caliente, a que se vacíe la tubería que le une con el acumulador.

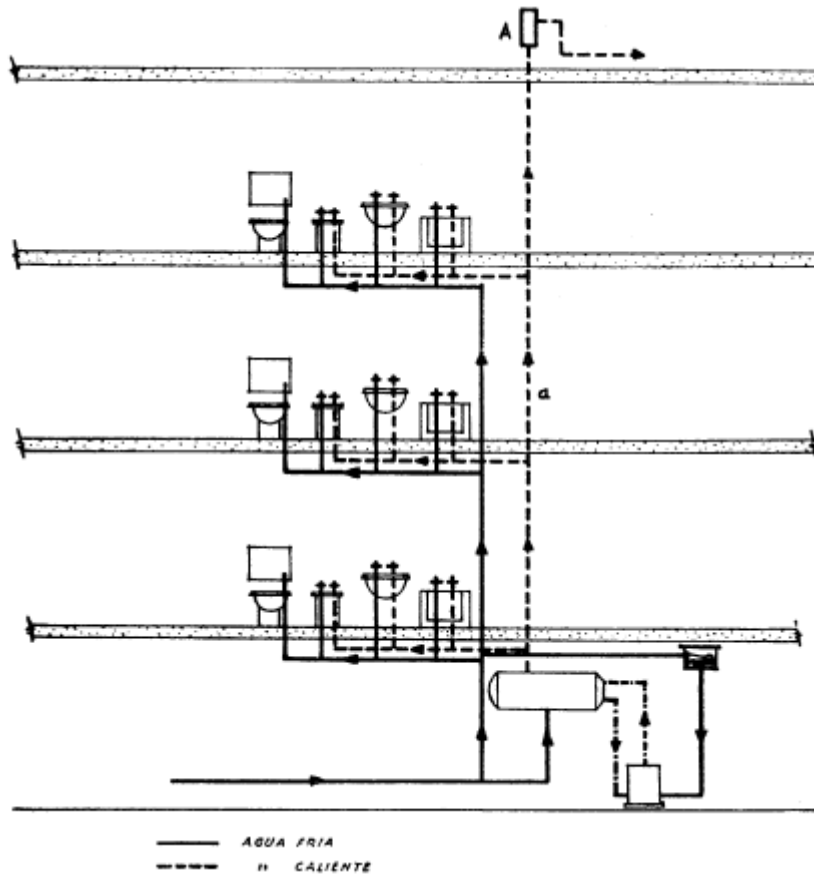


Figura 5. Distribución de agua caliente sin recirculación.

Fuente: (Garro Zavaleta, 2012).

5.12.2 Distribución con recirculación

La columna ascendente a, que sale del acumulador y que va distribuyendo agua caliente a los usuarios próximos a ella, es continuada, una vez que llega al último nivel, por la columna descendente b, que termina en el acumulador por su parte inferior. La columna b suministra a su vez también agua caliente en cada planta a otro grupo de usuarios. Con este sistema el agua caliente se ve obligada a circular continuamente y siempre está próxima a los usuarios.

Un problema de este sistema es que se estima que del 10 al 25% del combustible se gasta en la circulación del agua, pero esto se compensa por la comodidad y el ahorro de agua que con el primer sistema hay que gastar hasta que salga caliente. Ver Figura 6 para ejemplo del sistema recirculado.

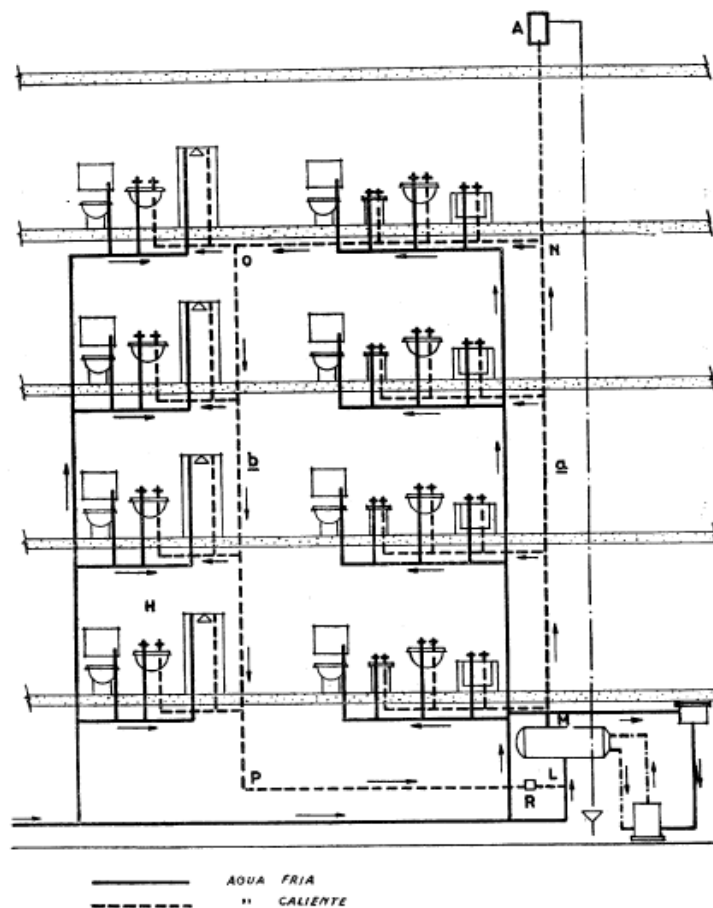


Figura 6. Distribución de agua caliente recirculado.

Fuente: (Garro Zavaleta, 2012).

5.12.3 Diseño de calentador y acumulador de agua caliente

En el cálculo del calentador y acumulador de agua caliente se utiliza la opción dos explicado por el Ingeniero Alberto Garro en su manual, que se titula *Suministro de agua en edificios*.

En este procedimiento se deben conocer los siguientes datos para el debido dimensionamiento:

- Cantidad total de agua que hay que calentar por día.
- Consumo máximo por hora y duración del consumo.
- Posibilidades para calentar y almacenar el agua en relación con el consumo diario.

El depósito del acumulador debe garantizar acumular una cantidad tal de agua caliente que durante el lapso de consumo máximo en un edificio no deje de obtenerse agua a la temperatura requerida. Está claro que mientras el agua está siendo consumida, la caldera o calentador suministrará calorías al agua que vendrá a reponer a la consumida.

Hay que tener en cuenta que el agua caliente en los usuarios se utiliza a 40°C, y en el acumulador es calentada normalmente hasta 60°C, según requerimientos en edificios, ese valor cambia dependiendo de la aplicación. Según la temperatura con que llega a los aparatos, se mezcla con la proporción conveniente de agua fría.

En cuanto a la potencia del calentador, deberá ser tal que pueda calentar el volumen del acumulador elevando su temperatura de 10° a 60° durante el periodo de calentamiento. Una explicación sencilla para el cálculo del acumulador y calentador es explicada en el folleto del ingeniero Alberto Garro, que a modo de ejemplo será escrito a continuación en este documento.

La explicación es la siguiente: el agua en los aparatos se utiliza a 40°. En el acumulador puede suponerse a 60°. Mezclando está en los aparatos con parte de agua fría, se obtendrá el agua a 40°. Si se denomina con A la cantidad de agua a 40° consumida por todos los aparatos en el uso asignado y con V, el volumen a determinar del acumulador con agua a 60°, una sencilla ecuación, que expresa la mezcla, dará V:

$$60 \times V + 10 \times (A - V) = 40 \times A$$

$$V = \frac{30}{50} \times A$$

La caldera habrá de proporcionar, durante el periodo de calentamiento, las calorías C necesarias para elevar la temperatura del agua de 10° a 60°:

$$C = V \times (60 - 10)$$

Si se dispone de dos horas para este periodo de calentamiento, la potencia calorífica en cal/ hora de la caldera será:

$$\frac{V \times (60-10)}{2} \text{ kcal/hora}$$

A esta cantidad debe agregarse un 15% para compensar las pérdidas a lo largo de las tuberías, por lo tanto:

$$C = \frac{V \times (60 - 10)}{2} \times (1 + 0,15)$$

6. Metodología

6.1 Recolección de datos de refrigerantes

Para la recolección de datos sobre los refrigerantes, se determinará cuáles refrigerantes para aire acondicionado se encuentran disponibles en el mercado costarricense y los recomendados por los fabricantes para aire acondicionado. Se seleccionará cuál de esos refrigerantes energéticamente es el mejor, tomando en cuenta el efecto refrigerante del mismo.

6.2 Normativas

En esta etapa, se estudiará si el refrigerante seleccionado en la etapa de recolección de datos cumple con los protocolos vigentes del país sobre cambio climático (Kioto) y sobre debilitamiento de capa de ozono (Montreal) y con todas las normativas ambientales en Costa Rica.

6.3 Selección del diseño

En esta selección, se pretende crear escenarios (diseños de instalación, como por ejemplo Tecnología invertir, Sistema de Volumen Variable de Refrigerante (VRV) en multi- Split y sistema de agua helada) que sean aplicables en aires acondicionadas. Estos escenarios toman en cuenta la selección del refrigerante en la etapa de recolección de datos, para así determinar, por medio del ciclo de vida útil, energética, ambiental y regulaciones, el mejor escenario para proceder a la propuesta del diseño.

6.4 Análisis de escenario

En esta etapa, se analizará el escenario escogido para la implementación del diseño y seleccionar equipos con las mayores eficiencias, para garantizar la mayor eficiencia global en la creación del diseño de los aires acondicionados.

Además, en esta etapa se calcularán todos los parámetros seleccionados que se necesita en el diseño, como cargas térmicas, tuberías, equipos electromecánicos y construcción del plano mecánico del sistema; también en esta etapa se procurará cumplir con todas las normas o certificaciones que rigen los aires acondicionados en el país.

6.5 Análisis financiero

Se realizará el análisis financiero de la implementación del diseño escogido, para analizar el impacto del proyecto, en términos de la rentabilidad. Durante esta etapa, se realizarán cotizaciones de equipos, y la inversión inicial del proyecto.

6.6 Análisis energético y ambiental

En esta etapa, se realizará el análisis energético y ambiental de la implementación del sistema escogido, para analizar el impacto del proyecto, en términos de la energía y ambiente. Durante esta etapa, se realizará el impacto del refrigerante que tiene la escogencia en el proyecto.

6.7 Herramienta de comparación

En esta última etapa, se creará un cuadro comparativo con sus respectivos criterios de comparación, que sea capaz de visualizar los beneficios y prejuicios entre los parámetros de selección de los escenarios y refrigerantes utilizados para concluir el mejor escenario para implementar el mejor diseño de aire acondicionado.

7. Alcance

El alcance del proyecto corresponderá a la generación de una propuesta de diseño que sea eficiente y confiable para el sistema de aire acondicionado, ideal para las condiciones climatológicas de la provincia de Guanacaste, basado en la normativa ASHRAE y parámetros de diseño característicos de DICOMA Refrigeración. Se utilizará el refrigerante según los criterios de comparación definidos con el diseño que mejores beneficios energéticos se pueda tener, que posean certificaciones internacionales y que presenten una eficiencia energética de factor de eficiencia energética estacional (EER) mayor a 9.

En el proyecto se va a evidenciar la importancia, comparando los sistemas tradicionales con el sistema propuesto en el proyecto y el impacto positivo que tiene la buena selección de un refrigerante en un sistema de A/C para aumentar la eficiencia del sistema y reducir el impacto ambiental, también promover a los refrigerantes naturales, ya que se sabe el beneficios energético y ambiental el uso de esos gases.

8. Limitaciones del proyecto

La limitación principal se presenta que el análisis utilizado en este proyecto es único para el sector de Guanacaste, ya que los equipos que se van a seleccionar dimensionados para esa zona como por ejemplo el condensador.

Otra limitación del proyecto es que el Departamento de Ingeniería de DICOMA, es el que tomará la decisión de ejecutar el proyecto en los condominios.

9. Desarrollo del proyecto

9.1 Planteamiento del refrigerante

El refrigerante en un circuito de aire acondicionado es una sustancia que absorbe el calor de un área respectiva y lo rechazan en otra área, generalmente por evaporización y condensación, respectivamente (ASHRAE, Fundamentals ASHRAE Handbook American Society of Heating, 2010).

Todo refrigerante debe satisfacer requisitos, algunos de los cuales no se relacionan directamente con su capacidad para transferir o absorber calor. La estabilidad química en condiciones de uso, los códigos de seguridad que requieran de baja toxicidad, fugas de refrigerante, costo, disponibilidad, eficiencia, compatibilidad con lubricantes de compresores, cumplimiento de normas ambientales, entre muchas (ASHRAE, Fundamentals ASHRAE Handbook American Society of Heating, 2010), son algunas de las requerimientos que deben cumplir los gases para ser óptimos en su funcionamiento.

En relación con temas ambientales, Costa Rica se debe cumplir con los protocolos de Montreal y Kioto para la prohibición en el uso de refrigerantes, que contribuyen con el debilitamiento de la capa de Ozono y de los gases del efecto invernadero, los cuales influyen en el calentamiento global, por lo que este diseño se enfoca en la implementación del sistema, con el uso de refrigerantes amigables con el ambiente. Además, con la meta de ser carbono neutral para el 2021 se deben diseñar sistemas que contribuyan con esa meta.

9.1.1 Refrigerantes en los equipos de aire acondicionado

Durante años anteriores, los sistemas de aire acondicionado de pequeñas y medianas capacidades han operado con refrigerante HCFC-22. Debido a su problema con su potencial de agotamiento de ozono y el proceso de eliminación gradual que existe sobre este refrigerante en respuesta al Protocolo de Montreal, se han diseñado, desarrollado y comercializado nuevos equipos que operan con HFC-410A como refrigerante alternativo. En estos momentos ya la mayoría de equipos para A/C se fabrican para utilizar este refrigerante. El HCF-410A no tiene efecto sobre la capa de ozono, sin embargo, su potencial de calentamiento atmosférico es considerable, con un índice de PCG de unos 2 100.

Existen gases capaces de sustituir el HCFC-22 y el HFC-410A, en la actualidad se proponen refrigerantes de un solo componente entre los que se destaca el HFC-32, HC-290, HC-1270, HFC-161, R717 y R744 y otros HFC como el HFC-1234yf y el HFC-1234ze (E); estas investigaciones siguen en proceso para determinar los potenciales de rendimiento de estas alternativas, por ahora no dan seguridad del uso adecuado de estos gases (UDED, 2017).

Para esta investigación se van a considerar los refrigerantes HFC-410A, HFC-134a y HC-R290, por motivos de disponibilidad de equipos y utilización en los sistemas de aire acondicionado. De estos refrigerantes el HC-R290 es el único de índole natural. Se van a considerar elementos ambientales y energéticos. No se pensó en esta investigación la utilización de Amoníaco (R-717), ya que, en la aplicación de un hotel, no se recomienda la utilización de este gas, debido que es altamente tóxico y una fuga en una tubería que trasiega el gas en una de las habitaciones del hotel puede generar altos daños a los inquilinos y hasta ocasionar la muerte; además, se deben de cumplir estándares de seguridad para la instalación y funcionamiento de este refrigerante que, utilizando otros refrigerantes, se ahorrarían esos estándar de seguridad cumpliendo con los requerimientos de acondicionamiento del edificio.

Factores ambientales

En los factores ambientales, se van a contrastar los niveles de PCG y PAO, estos criterios se recomiendan ser bajos, para que el impacto ambiental producido por los refrigerantes, sean lo menos posible.

Tabla 11. Comparación de refrigerantes propuestos.

Refrigerante	PAO	PCG ⁸	Diferencia
HC-290	0	3	
HFC-410A	0	2 100	99, 85 %
HFC-134a	0	1 430	99,79 %

Nota: 8 PCG en 100 años

Fuente: Elaboración propia (Excel).

Como se puede observar en la Tabla 11, por el ámbito ambiental, el gas propano es un refrigerante ideal para la aplicación de climatización. El HC-290 no produce agotamiento a la capa de ozono y además su impacto al cambio climático es casi nulo. Los refrigerantes HFC-134a y HFC-410A no producen agotamiento a la capa de ozono, pero sí tiene un impacto considerable al cambio climático. La diferencia del HFC-134a y HFC-410A son del 99% con respecto al PCG del propano.

Factor energético

En el factor energético, se hizo una comparación del Coeficiente de Eficiencia Energética (EER) entre los refrigerantes, el EER es la relación de la energía que se desea extraer del recinto, entre la energía consumida por el compresor y ventiladores. Por eso, entre menos consumo de energía en la etapa de compresión, ya que es el equipo que tiene mayor consumo comparado con los ventiladores, mayor será el valor del coeficiente. En la Tabla 12 se podrá observar los valores de eficiencia energética para cada refrigerante, operando en un chiller con la capacidad nominal alrededor de 90 TR, salida del agua en un intervalo de (12-7) °C y temperatura ambiente de 35 °C.

Tabla 12. Coeficiente de Desempeño (COP) de los refrigerantes propuestos.

Marca	Refrigerante	EER
		BTU/W h
SABROE	HC - 290	16,0
York	HFC - 410A	9,6
Carrier	HFC - 134a	10,6
Carrier	HFC - 410A	10,2

Fuente: Elaboración propia (Excel).

Analizando la Tabla 12, el refrigerante con mayor EER es equipo de propano, en segundo lugar, el HFC-134a; y el peor es el HFC-410a. En términos prácticos, quiere decir que el sistema con propano, extrae 16,0 BTU/W h de calor que se puede extraer en un recinto acondicionado por cada watt de consumo eléctrico consumido por los equipos. Como se mencionó antes, entre menos energía consume el compresor y los ventiladores del chiller, mayor será la eficiencia energética del equipo; en este caso el compresor y los ventiladores que se encuentran en el equipo de la marca York consumen más energía (según consultado en las fichas técnicas, un 9% mayor), esto hace que el EER del equipo con refrigerante HFC-410A de la marca York sea menor que el de Carrier.

Según la clasificación energética, los equipos de aire acondicionado se han venido etiquetando para dar información de cuán eficiente es el equipo. Este número que viene en etiqueta da información sobre qué tan mejor o peor rendimiento estacional del aparato, calculado en un laboratorio de pruebas para la demanda anual de refrigeración o de calefacción, determinada por unas condiciones climáticas específicas. La tabla donde viene reflejado esta clasificación se encuentra en el marco teórico de este documento.

Todos los sistemas estudiados en este proyecto son de clase A+++ . En este caso se destaca que la clase A+++ , es el nivel más alto de la clasificación energética de los equipos de aire acondicionado.

Se adjunta gráficos que demuestran la comparación entre los refrigerantes y los criterios utilizados.

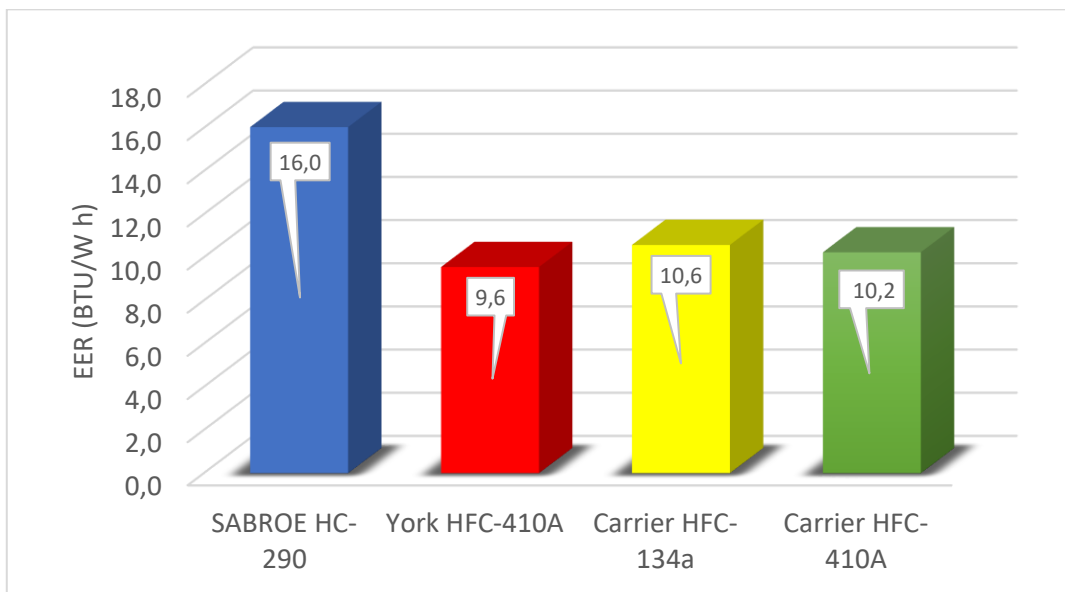


Figura 7. Eficiencia energética entre los distintos refrigerantes.

Fuente: Elaboración propia (Excel).

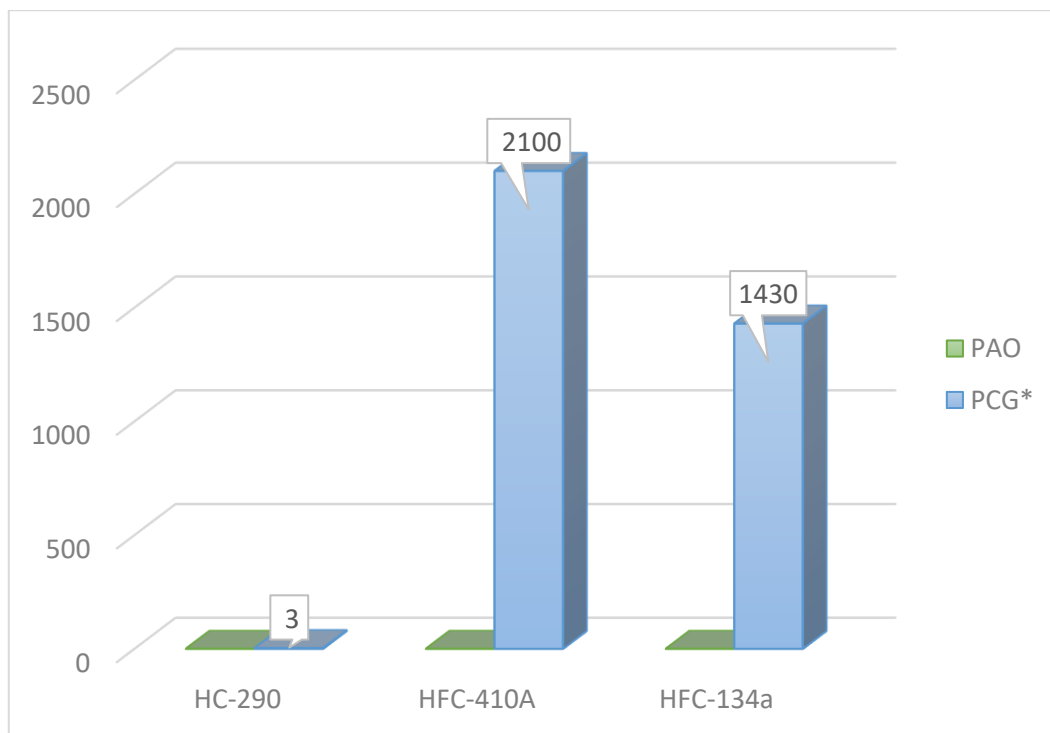


Figura 8. Impacto ambiental de los distintos refrigerantes.

Nota: * PCG en 100 años.

Fuente: Elaboración propia (Excel).

9.2 Tecnologías para aire acondicionado

La tecnología de escogencia debe de satisfacer las necesidades de aire acondicionado en el área de Guanacaste, por ser un lugar con temperaturas elevadas y como existen bastantes consumidores (71 recintos), se tiene que seleccionar un equipo robusto y capaz de soportar condiciones de trabajo bastante demandantes.

En este proyecto se tratarán tres diferentes tecnologías, capaces de sustentar una demanda de aire acondicionado considerable, por ese motivo el equipo debe de ser robusto y trabajar altas jornadas. La selección se basará en conceptos como disponibilidad, costo, impactos ambientales y energéticos, seguridad, facilidades de mantenimientos, modo de operación, entre otros.

Las tecnologías a desarrollar son:

- Mini Split Inverter
- Volumen Variable de Refrigerante
- Sistema de agua helada (chiller)

9.2.1 Tecnología Inverter

La tecnología Inverter fue creada por la compañía Toshiba, en el año 1981 comenzó la invención (Toshiba, 2016). La tecnología Inverter en comparación con la tecnología comúnmente usada, utiliza un compresor rotativo que puede variar su velocidad de acuerdo con las necesidades de cada momento, capaz de consumir únicamente la energía necesaria para mantener un margen de estabilidad ambiental y confort en un rango aproximado de $+1^{\circ}\text{C}$ y -1°C según la temperatura deseada y configurada en el equipo.

El sistema Inverter tiene la capacidad de hacer que el compresor trabaje hasta un 30% si es necesario, por encima de la potencia nominal para alcanzar la temperatura deseada en el lugar acondicionado en un menor tiempo. Además, puede trabajar hasta con un 15% por debajo de la potencia nominal, trabajando en forma continua sin ciclos de arranque y pare, esto hace que exista una reducción del consumo de energía y el ruido (Castillo, 2012).

Se enlistan algunas ventajas que se obtienen con la utilización de la tecnología Inverter en un sistema de aire acondicionado respecto a un sistema convencional son:

- Menor tiempo para alcanzar la temperatura de confort.
- Mayor estabilidad de la temperatura del recinto para beneficiar el confort.
- Se eliminan los arranques del compresor que son la causa principal del alto consumo de energía del sistema.
- Reduce fluctuación de la temperatura en el recinto.
- Operación silenciosa.
- Mejoramiento de la eficiencia del sistema.
- Uso eficiente de la energía.

Los motores de los evaporadores son de corriente directa y modulan su velocidad de acuerdo con el requerimiento de carga térmica, con lo cual su consumo energético se reduce.

9.2.2 Volumen Variable de Refrigerante (VRV)

La tecnología “VRV” (Variable Refrigerant Volume) es creada por la empresa Daikin y lanzada por primera vez en Japón en el año 1982 como una alternativa para sistemas de aire acondicionado Multi-Split en aplicaciones comerciales (Daikin, 2016). En otras ocasiones este sistema se le conoce como “VRF” (Variable Refrigerant Flow).

Son múltiples sistemas divididos de expansión directa, formados por un condensador y todos los evaporadores necesarios. Del condensador salen únicamente dos tuberías, una de succión y una de descarga, que conecta a todos los evaporadores con el condensador cuando la aplicación del VRV es para enfriamiento.

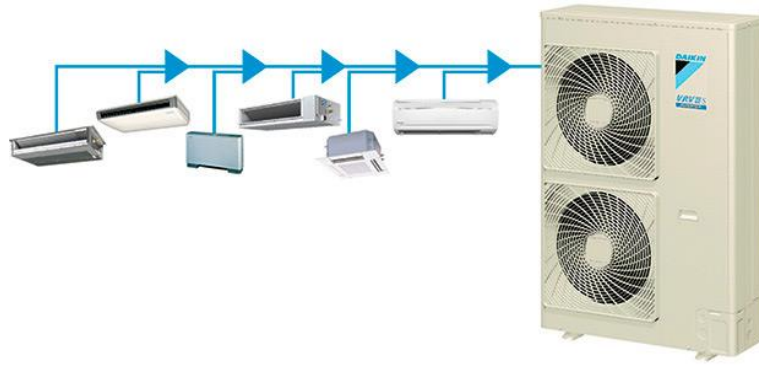


Figura 9. Configuración básica de un sistema VRV.

Fuente: <http://www.daikin.com.mx>.

El refrigerante en el sistema en todo momento debe mantener una presión constante, esa función la lleva a cabo el compresor y lo logra variando la velocidad de este, según sea la demanda de carga térmica en las unidades evaporadoras, es decir cuando una válvula de expansión abre, la presión del sistema baja, lo que demanda que el compresor aumente su velocidad para compensar la caída de presión en el sistema. Por el contrario, si la válvula de expansión cierra, la presión se incrementa en el sistema y el compresor reduce su velocidad para compensar la alta presión.

La compensación de la variación de presión del sistema y por consecuencia la modulación del flujo de refrigerante se logra por medio de la incorporada en la tecnología Inverter. La unidad condensadora de un sistema VRV puede tener más de un condensador de velocidad variable Inverter, así alcanzando ahorros de hasta el 55% con mayor control de la temperatura individual en los recintos, en comparación con equipos tradicionales sin esta tecnología (Daikin McQuay Ar Condicionado Brasil Ltda., 2015).

9.2.3 Sistema de agua helada

Un sistema de agua helada (chiller) es un equipo cuyo objetivo es enfriar agua para aplicaciones de climatización o para enfriamiento en procesos industriales. Por lo general, es utilizado donde las necesidades de enfriamiento son considerables, pero su gama de aplicaciones puede cubrir desde unas pocas toneladas de refrigeración hasta aplicaciones donde se requiere una demanda de enfriamiento importante, como en sistemas de climatización de hoteles, centros comerciales, oficinas, entre otros.

Considerando su disponibilidad en el país y costo, un sistema de agua helada utilizando HC-290 es difícil de conseguirlo, pero DICOMA Refrigeración tiene contactos que la hacen capaz de importar ese equipo al país. La tecnología Volumen de Refrigerante Variable (VRF) no se encuentra disponible utilizando HC-290, sino solo en HFC-410A, por eso no se puede utilizar VRF en este proyecto. Los sistemas Mini Split Inverter no se tomarán en cuenta por motivos del departamento de construcción del proyecto, ese departamento quiere utilizar otra opción que tengan ventajas estéticas; según la arquitecta del proyecto Arq. Georgina Gutiérrez, ver unidades evaporadoras en el cielo raso de cada habitación le quita estética al recinto, comparado con un difusor pequeño que suministra aire acondicionado al lugar.

El sistema de agua helada permite reducir el número de sistemas, la cantidad de refrigerante instalado, el consumo energía y por consecuencia, los impactos ambientales, ya que esta tecnología incorpora mejores controles electrónicos para responder a las necesidades de confort del usuario con mayor precisión, lo que implica que los sistemas operen en un alto porcentaje de tiempo a cargas parciales.

La reducción y control de la cantidad de fugas del gas se mejora, porque las tuberías para trasiego de refrigerante, recorren tramos pequeños, ya que en un chiller el condensador y evaporador se encuentran juntos y no es como en otras tecnologías, que el refrigerante tiene que recorrer largas distancias del condensador hasta el evaporador. Además, la instalación es completamente nueva, lo que se traduce en menor probabilidad de fallas y menos tiempos de paro por mantenimiento.

En este proyecto la tecnología que más beneficios tienen en los ámbitos ambientales, energéticos, cantidad de refrigerante instalado, altas demandas de toneladas de refrigeración, es el sistema de agua helada, por eso es la seleccionada como base para el proyecto y diseñar el sistema de aire acondicionado.

Tabla 13. Comparación entre las tecnologías seleccionadas.

Parámetro	Inverter	VRV	Agua helada
Capacidad de trabajo a carga parcial	SÍ	SÍ	SÍ
Capacidad de variación de velocidad del compresor	SÍ	SÍ	SÍ
Operación del compresor	Variador de frecuencia	Variador de frecuencia	Variador de frecuencia
Modulación de temperatura de confort ($\pm 1^\circ$ C)	SÍ	SÍ	SÍ
Capacidad de trabajar sobre la potencia nominal	SÍ	SÍ	SÍ
Nivel de ruido de operación	Normal	Bajo	Bajo
Expansión directa	SÍ	SÍ	NO
Capacidad de operar varios evaporadores a la vez	SÍ (limitado)	SÍ (hasta 64)	SÍ (todos)
Reducción del consumo eléctrico	Hasta 40%	Hasta 40%	Hasta 60%
Uso de refrigerantes naturales	NO	NO	SÍ
Costo aproximado de la tecnología (\$ USD/ TR)	2 000	2 300	3 000

Fuente: Elaboración propia (Excel).

9.3 Diseño del sistema de aire acondicionado

9.3.1 Sistema de climatización

El proyecto se basa en el diseño de aire acondicionado de un edificio de cuatro pisos ubicado en Guanacaste. En el primer piso se encuentran recintos para actividades varias, como un supermercado, tiendas, restaurantes, baños comunes, área de servicio para las personas de mantenimiento del edificio, oficinas y entre otras. En la Figura 10 se puede observar una tentativa de la distribución de cada recinto.



Figura 10. Vista superior primera planta.

Fuente: SOLID integral design.

La segunda y tercera planta están destinadas para cuartos de descanso para personas, estos cuartos, están pensado para estadías de uno, dos o hasta tres días de alojamiento. El segundo y tercer piso se puede observar en las Figura 11 y Figura 12, respectivamente.



Figura 11. Vista superior segunda planta.

Fuente: SOLID integral design.



Figura 12. Vista superior tercera planta.

Fuente: SOLID integral design.

9.3.2 Recintos por acondicionar

Los recintos por acondicionar en el hotel se establecen en la Tabla 14. El edificio cuenta con recintos para acondicionar y sin acondicionar. En el primer piso se rentarán lugares para diferentes actividades y la instalación de aire acondicionado si es necesario, para estos casos será responsabilidad de cada administración de dichos recintos. En el segundo y tercer piso solo existirán habitaciones. En este proyecto solo se tomarán en cuenta para el cálculo de carga térmica, los lugares que son para actividades directos del hotel, como por ejemplo oficinas administrativas y habitaciones para alquiler a personas.

Tabla 14. Recinto por acondicionar.

Piso	Recinto	Cantidad	Área (m ²)
Primer piso	Oficinas	7	196
Segundo piso	Cuartos pequeños	26	520
	Cuartos grandes	2	51
Tercer piso	Cuartos pequeños	44	880
	Cuartos grandes	2	45
		Total	1 692

Fuente: Elaboración propia (Excel).

9.3.3 Condiciones exteriores

El edificio se ubicará en Liberia, Guanacaste, a la altura de 144 m sobre el nivel de mar, con las coordenadas geográficas 10°38'00"N latitud norte y 85°26'00" longitud oeste; las características climatológicas de importancia en el diseño se presentan en la Tabla 15.

Tabla 15. Características climáticas del cantón de Liberia.

Temperatura(°C)		Precipitación (mm)	Humedad relativa (%)	Velocidad del viento(km/h)	Evaporación (mm)	Mes más caliente del año	Hora más caliente del día
Máxima	Mínima						
36	22	1 744	60	27	184	Abril	2:00 p.m.

Fuente: Instituto Meteorológico Nacional. (2013).

El diseño se basa en las condiciones más críticas de temperatura y humedad que se presenta en el cantón de Liberia, con el propósito de obtener un diseño que sea funcional en cualquier época del año. En la Tabla 16 se presenta las condiciones exteriores críticas por utilizarse en el diseño.

Tabla 16. Condiciones de diseño exterior.

Características	Datos
Temperatura de bulbo seco	35 °C
Humedad relativa promedio	75%

Fuente: Elaboración propia (Excel).

9.3.4 Condiciones interiores

Para el diseño de establecimiento tipo hotel y oficinas, se considera una temperatura interna requerida de 25 °C (78°F) y humedad relativa de 50 %, al sistema de ventilación; se asumirán los valores recomendados por ASHRAE de 10 CFM por cuarto en habitaciones y 15 CFM por persona en las oficinas. Se tomará en cuenta dos personas en habitaciones y un promedio de tres en oficinas, así su cantidad de personas.

9.3.5 Ganancias de calor

Para el cálculo de ganancias de calor, se basará en la normativa ASHRAE. Se mostrará las características físicas de los recintos, tablas resumen de los cálculos, y coeficientes seleccionados en los recintos por acondicionar.

9.3.6 Calor en paredes, techos y ventanas.

En la determinación de la carga térmica mediante paredes, ventanas, techos, se determinó en la Tabla 17 el coeficiente de transferencia de calor (U) de cada elemento. Se utilizará concreto pesado de 4 in con espacio de aire para paredes; en las divisiones para el techo se utilizará concreto ligero de 4 in entre pisos y concreto de 4 in en el último piso.

Tabla 17. Coeficiente de transferencia de calor para paredes y techo.

Construcción	U (BTU/h °F ft ²)
Techo: concreto pesado de 4 in	0,134
Paredes: concreto pesado de 4 in con espacio de aire	0,161

Fuente: Elaboración propia (Excel).

En el coeficiente de corrección DTCE se utilizó un factor LM a 16° latitud norte en el mes de abril (estos datos son por la orientación respecto a los puntos cardinales del hotel), los valores de K son para paredes y techos de colores claros y F para ventiladores de cielorraso. En la Tabla 18 se pueden verificar los factores utilizados para el cálculo de la corrección del DTCEe.

Tabla 18. Valores de DTCEe para paredes y techos.

Pared/Techo	DTCE	LM	K	TR	T0	F	DTCEe
Pared Este	39	-1	0,65	78	95	1	34,70
Pared Oeste	20	-1	0,65	78	95	1	22,35
Pared Norte	17	-1	0,65	78	95	1	20,40
Pared Sur	34	-6	0,65	78	95	1	28,20
Pared Noreste	27	-1	0,65	78	95	1	26,90
Pared Noroeste	15	-1	0,65	78	95	1	19,10
Pared Sureste	42	-3	0,65	78	95	1	35,35
Pared Suroeste	26	-3	0,65	78	95	1	24,95
Techo	29	0	0,50	78	95	1	24,50

Fuente: Elaboración propia (Excel).

En el caso de la ganancia de calor por radiación en ventanas, el coeficiente de sombreado (CS) se seleccionó para ventanas sin sombra, vidrio claro de espesor nominal 1/8 de pulgada, el (FCE) es para construcción liviana, el factor de ganancia de calor solar (FGCS) es tomado a la latitud de 16°, ambas en el mes de abril a las 2 p.m. En la Tabla 19 se muestran los valores de los coeficientes utilizados.

Tabla 19. Factores utilizados para la ganancia neta de calor en ventanas.

Ventana	FGCS	CS	FCE
Este	227	0,87	0,32
Oeste	227	0,87	0,29
Noreste	172	0,87	0,30
Suroeste	150	0,87	0,44

Fuente: Elaboración propia (Excel).

Con la información anterior, se obtiene la ganancia de calor procedente de fuentes externas para cada recinto del hotel. En la Tabla 20 se puede observar un ejemplo. Es importante aclarar que, para la determinación del área de paredes, se toma una altura de pared de 3 metros y en ventanas de 1,6 metros. En el

Apéndice I se presentan los demás datos sobre la ganancia de calor de todos los recintos.

Tabla 20. Cargas por transmisión en paredes de recinto.

	Área (ft ²)	U (BTU/h °F ft ²)	DTCEe (°F)	Ganancia de calor (BTU/h)
Pared Este	119,42	0,161	34,7	667,15
Pared Oeste	129,10	0,161	5	103,93
Pared Norte	225,93	0,161	5	181,87
Pared Sur	246,91	0,161	5	198,76

Fuente: Elaboración propia (Excel).

	FCGS	Área (ft ²)	CS	FCE	Ganancia de calor (BTU/h)
Ventana este	227	9,68	0,87	0,32	611,91

Fuente: Elaboración propia (Excel).

9.3.7 Alumbrado

Para realizar el cálculo de la ganancia por alumbrado, la cantidad de luminarias por recinto fue aportada por el Departamento de Construcción de DICOMA. En la Tabla 21 se puede observar la ganancia por alumbrado en cada tipo de recinto.

Tabla 21. Ganancia de calor por alumbrado de cada recinto.

	Equipo	Cantidad	watt (w)	FB	FCE	Ganancia de calor (BTU/h)
Cuartos	luminarias techo	2	30	1,25	1	255,00
	lámparas	3	50	1	1	510,00
Oficinas	luminarias techo	3	30	1,25	1	382,50
	lámparas	2	50	1	1	340,00

Fuente: Elaboración propia (Excel).

9.3.8 Personas

El cálculo de la ganancia de calor por parte de las personas en los recintos, se realizó, de acuerdo con las actividades físicas realizadas y los valores recomendados de ASHRAE para el calor sensible y latente. En la Tabla 22 se presentan las ganancias de calor por personas en los recintos. El número de personas en cada recinto se determinó con lo recomendado en el *Manual de Disposiciones Técnicas Generales sobre Seguridad Humana* del Benemérito Cuerpo de Bomberos de Costa Rica, que determina la cantidad de personas por metro cuadrado en los recintos.

Tabla 22. Ganancia de calor por personas de cada recinto.

Recinto	Personas	Calor sensible por persona (BTU/h)	Calor latente por persona (BTU/h)	FCE	Ganancia de calor sensible (BTU/h)	Ganancia de calor latente (BTU/h)	Ganancia de calor total (BTU/h)
Cuartos	2	210	140	1	420	280	700
Oficinas	3	230	190	1	690	570	1 260

Fuente: Elaboración propia (Excel).

9.3.9 Equipos

Para la estimación de la ganancia de los equipos, se recurrió a los valores de ganancia de calor, dependiente del tipo de equipo que recomienda ASHRAE; estos valores se pueden verificar en los anexos. Ganancia de calor por equipos. En la Tabla 23 se presenta los valores de ganancia por equipos en cada recinto.

Tabla 23. Ganancia de calor de equipos por cada recinto.

Recinto	Calor sensible (BTU/h)	Calor latente (BTU/h)	Ganancia de calor total (BTU/h)
Cuartos	5 524	900	6 424
Oficinas	911	0	911

Fuente: Elaboración propia (Excel).

9.3.10 Carga de enfriamiento

El cálculo de la carga de enfriamiento se emplea para la selección y dimensionamiento de los equipos de refrigeración. El cálculo de las toneladas de refrigeración se hará mediante dos métodos: las fórmulas de cálculo definidas por el manual de ASHRAE e y mediante el uso de software Hourly Analysis Program (HAP) de Carrier.

HAP realiza los cálculos conforme la normativa ASHRAE, con la diferencia, que el software permite agregar horarios de utilización de los equipos, estadía de personas, luces, equipo, entre otros y hasta configuración de los termostatos, por ende, al poder ingresar un horario de funcionamiento. Esto reducirá la carga que requieren los equipos, reduciendo el tamaño de la carga de enfriamiento, para obtener igual grado de confort con respecto al otro procedimiento utilizado en el proyecto. Esto ayuda a seleccionar equipos más pequeños y por consiguiente menor costo final.

En la Tabla 24, se muestran los valores obtenidos de la ganancia de calor por piso del proyecto. Tomando en cuenta las ganancias de calor de anteriormente calculadas, también se agregaron pérdidas por los ductos y por ventilación; se puede verificar en los archivos digitales de cálculo que se adjuntarán con este proyecto. En la división de recintos, se orientó por la posición de cada lugar según el pasillo central de cada piso.

Tabla 24. Tonelada de enfriamiento según procedimiento ASHRAE.

Nivel	Recinto	Cantidad de recintos	RSHG (BTU/h)	RLHG (BTU/h)	RTHG (BTU/h)	RSHR (%)	Toneladas (TR)
Primer piso	Lado derecho	5	35 658	26 875	62 533	57	5,2
	Lado izquierdo	2	13 457	10 750	24 207	56	2,0
Segundo piso	Lado derecho	6	66 757	29 280	96 037	70	8,0
	Lado izquierdo	4	43 928	19 520	63 448	69	5,3
	Lado diagonal derecho	9	96 210	43 920	140 130	69	11,7
	Lado diagonal izquierdo	9	99 955	43 920	143 875	69	12,0
Tercer piso	Lado derecho	6	66 757	29 280	96 037	70	8,0
	Lado izquierdo	4	43 928	19 520	63 448	69	5,3
	Lado diagonal derecho	13	144 459	63 440	207 899	69	17,3
	Lado diagonal izquierdo	13	149 319	63 440	212 759	70	17,7

Fuente: Elaboración propia (Excel).

La distribución de recintos, está orientada con respecto el pasillo central que divide cada piso, la distribución se puede observar en las vistas de planta en la Figura 11.

Por medio del cálculo de enfriamiento, según AHSRAE, se obtiene una carga de enfriamiento de aproximadamente 93 toneladas de refrigeración (TR) para el sistema. En promedio los recintos del primer piso tienen 1 TR cada uno, en el segundo piso 1.2 TR y en el tercer piso 1,4 TR. En el tercer piso tiene más carga de refrigeración, esto se debe a que el techo suma carga a los recintos de ese piso.

En la Tabla 25, se puede observar valores obtenidos para el diseño de la carga, mediante el programa HAP.

Tabla 25. Tonelada de enfriamiento según el programa HAP.

Nivel	Recinto	Cantidad de recintos	BTU/h	Toneladas (TR)
Primer piso	Lado derecho	5	55 580	4,6
	Lado izquierdo	2	22 232	1,1
Segundo piso	Lado derecho	6	88 218	7,3
	Lado izquierdo	4	63 476	5,3
	Lado diagonal derecho	9	131 796	11,0
	Lado diagonal izquierdo	9	135 855	11,3
Tercer piso	Lado derecho	6	95 472	8,0
	Lado izquierdo	4	68 428	5,7
	Lado diagonal derecho	13	194 714	16,2
	Lado diagonal izquierdo	13	196 846	16,4

Fuente: Elaboración propia (Excel).

Por medio del programa HAP, la carga de enfriamiento es de 88 TR, si se compara el dato anterior con el derivado mediante los cálculos del procedimiento según ASHRAE (Tabla 25), se obtiene una variación del 5 %.

En resumen, se presenta en la Tabla 26 la comparación de los dos procedimientos utilizados para calcular la carga de enfriamiento del sistema.

Tabla 26. Comparación de la carga de enfriamiento de cada método.

Nivel	Recinto	Carga de enfriamiento: TR		
		Cantidad de recintos	Cálculo manual	Cálculo HAP
Primer piso	Lado derecho	5	5,2	4,6
	Lado izquierdo	2	2,0	1,1
Segundo piso	Lado derecho	6	8,0	7,3
	Lado izquierdo	4	5,3	5,3
	Lado diagonal derecho	9	11,7	11,0
	Lado diagonal izquierdo	9	12,0	11,3
Tercer piso	Lado derecho	6	8,0	8,0
	Lado izquierdo	4	5,3	5,7
	Lado diagonal derecho	13	17,3	16,2
	Lado diagonal izquierdo	13	17,7	16,4

Fuente: Elaboración propia (Excel).

9.3.11 Dimensionamiento de ductos.

Para este proyecto el trasiego de aire tendrá un recorrido muy pequeño, ya que cada recinto tendrá una máquina (Fan coil) que llega una tubería con agua helada, desde ahí se inyectará aire acondicionado por el ducto de aproximadamente 2 a 3 metros en un tramo recto, luego por medio de un flexible y un difusor al final el aire llegará a las habitaciones. Para este proyecto y por ser el ducto un tramo recto, no se tomarán en cuenta accesorios, codos, uniones y reducciones, por eso no es necesario crear un análisis de ruta crítica en los ductos.

Para dimensionar el ducto, se utilizó el método de recuperación de presión estática. Para este método se debe seleccionar la velocidad, la cual irá el aire por el ducto. Se utilizó el Handbook del diseño de aire acondicionado de Carrier para la selección. En la Figura 13 se resume los valores recomendados de velocidad del aire en ductos.

APPLICATION	CONTROLLING FACTOR NOISE GENERATION Main Ducts	CONTROLLING FACTOR—DUCT FRICTION			
		Main Ducts		Branch Ducts	
		Supply	Return	Supply	Return
Residences	600	1000	800	600	600
Apartments Hotel Bedrooms Hospital Bedrooms	1000	1300	1300	1200	1000
Private Offices Directors Rooms Libraries	1200	2000	1500	1600	1200
Theatres Auditoriums	800	1300	1100	1000	800
General Offices High Class Restaurants High Class Stores Banks	1500	2000	1500	1600	1200
Average Store Cafeterias	1800	2000	1500	1400	1200
Industrial	2500	3000	1800	2200	1500

Figura 13. Máximos valores de velocidad recomendados en sistemas de ductos (FPM).

Fuente: (Carrier, 2009).

Una vez seleccionada la velocidad, y conociendo los requerimientos de caudal de cada recinto, se procede a determinar la pérdida por fricción en el ducto por longitud, mediante el uso de la carta de pérdida de fricción para ductos. Los ductos serán tramos rectos de 2 metros, por eso no se toma en cuenta pérdida de fricción por accesorios como codos, uniones. En la Tabla 27 se resume las dimensiones de los ductos y su respectiva fricción.

Tabla 27. Dimensionamiento de ductos por el método de recuperación estática.

Recinto	CFM	FPM	Dimensiones (mm)	Fricción (por 100 pie)
Oficinas	400	1 200	254 x 203,2 (10 x 8 in)	0,09
Habitaciones	600	1 000	304,8 x 304,8 (12 x 12 in)	0,09

Fuente: Elaboración propia (Excel).

9.3.12 Dimensionamiento de tuberías

Se utilizó el método de System Syzer Calculator de Bell & Gossett. Esta herramienta diseñada con un parámetro de caída de presión en tubería, con un rango de caída entre 1 a 4 pies de agua por cada 100 pies de tubería; estos parámetros son permitidos por ASHRAE. Se recomienda, además de la caída de presión considerar la velocidad del agua que esté entre (1,97-6,56) pies por segundo o (0,6-2) metros por segundo, ya que si es menor a ese rango se produce sedimentos en las tuberías y si es mayor se genera ruido por el trasiego de agua. Se utilizará tubería de hierro negro de cédula 40 para el trasiego del agua hacia las máquinas.

Se adjunta en el Apéndice 3 una captura de pantalla del cálculo del diámetro de tubería empleando Syzer para un tramo específico, esto con el fin de ejemplificar la aplicación del software. En la Tabla 28 se resume las dimensiones de las tuberías utilizadas por cada tramo.

Tabla 28. Dimensionamiento del sistema hidrónico.

Tramo	Diámetro (mm)
Tubería principal	152,4 (6 in)
Suministro primer piso	38,1 (1½ in)
Suministro máquina de oficinas	19,05 (¾ in)
Sube 2. ° piso	101,6 (4 in)
Suministro segundo piso	76,2 (3 in)
Suministro de habitación diagonales del segundo piso	63,5 (2½ in)
Suministro máquina de habitaciones	25,4 (1 in)
Sube 3. ° piso	101,6 (4 in)
Suministro de habitación diagonales del tercer piso	76, 2 (3 in)

Fuente: Elaboración propia (Excel).

9.3.13 Selección de equipos

En esta sección, se realizará la selección de los equipos de enfriamiento, con respecto al análisis de carga realizado. Para realizar un estándar de equipos en el proyecto, se usarán equipos de 1 TR para las oficinas y 1.5 TR para las habitaciones.

Tabla 29. Selección de equipos de los recintos.

Recinto	Capacidad (TR)	Equipo	Marca	Modelo
Oficinas	1	Fan coil	YORK	YGFC02CC3SXFX-LHM
Habitaciones	1,5	Fan coil	YORK	YGFC03CC3SXFX-LHM

Fuente: Elaboración propia (Excel).

Los equipos interiores se colocarán en el espacio de entre cielo de cada recinto, en relación con la unidad del chiller, este se colocará a nivel de suelo.

Para mantener un sistema controlado y para facilidades de mantenimiento, el sistema se centraliza en casa máquinas con una bomba para la circulación del agua en todo el sistema, su respectivo chiller y paneles de control. Para balancear el sistema se usará válvulas de balance en las tuberías principales de cada piso y se dividirá en tres circuitos secundarios, cada circuito corresponde a cada piso del edificio. La capacidad de cada serie es de 7 TR, 42 TR y 54 TR, respectivamente, estas cargas determinarán la capacidad de los sistemas secundarios.

Tabla 30. Circuitos del sistema de agua helada.

Circuito	Elementos
Secundario 01	Primer piso
Secundario 02	Segundo piso
Secundario 03	Tercer piso

Fuente: Elaboración propia (Excel).

Se selecciona un equipo que pueda operar con los refrigerantes estudiados en este proyecto, que supla las necesidades requeridas para el proyecto (HC-290, HFC-134a, HFC-410A). Cada equipo debe ser capaz de operar a la temperatura máxima para la zona de Liberia de Guanacaste, para este proyecto se establece de 35 °C; también es necesario que la temperatura del agua sea aproximadamente a 7 °C en la salida del chiller, para garantizar el buen funcionamiento de los equipos interiores en el edificio y poder climatizar los recintos.

Para la selección de marcas de cada equipo, se consideraron parámetros como, disponibilidad de importación, marcas reconocidas y con mayores eficiencias, proveedores de DICOMA Refrigeración, entre otros.

Tabla 31. Selección del chiller.

Capacidad (TR)	Marca	Refrigerante	Modelo
92	SABROE - Johnson Controls	HC-290	SABLight-A340-1
96	YORK - Johnson Controls	HFC-410A	YLAA0100SE46
93	Carrier	HFC-410A	30RBX10065-R7--3
94	Carrier	HFC-134a	30XA-1006N-07H35

Fuente: Elaboración propia (Excel).

A nivel nacional y por proveedores de la empresa DICOMA Refrigeración, la única marca que dispone equipo capaz de trabajar con propano, es la empresa SABROE de la corporación Johnson Controls. Por otro lado, York solo dispone de equipos con refrigerante HFC-134a con capacidad mayor a 150 TR, por ese motivo solo se cotizó equipo York para HFC-410A. Carrier dispone equipos con refrigerantes HFC-410A y HFC-134a, de igual forma se cotizaron para este proyecto.

El tanque de expansión se dimensiona con base en el volumen de agua circulante en el sistema, coeficiente de expansión del agua, también se toman en cuenta las temperaturas y presiones de funcionamiento del sistema. En la Tabla 32, se muestra el tanque de expansión seleccionado.

Tabla 32. Dimensionamiento del tanque de expansión.

Volumen de agua en el sistema (gal)	Temperatura del agua en el sistema (°F)		Presión de saturación del agua en el sistema (psi)		Volumen del tanque de expansión (L)
	Min	Max	Min	Max	
1 110	40	90	60	120	13

Tabla 33. Selección del tanque de expansión.

Capacidad (gal)	Presión Max (psi)	Marca	Modelo
10	125	Bell & Gossett	B-50LA

Fuente: Elaboración propia (Excel).

Tabla 34. Selección del tanque separador y válvula de venteo.

Equipo	Capacidad (gpm)	Presión de trabajo (psi)	Marca	Modelo
Tanque separador	300	125	Bell & Gossett	RL-4F
Válvula de venteo	300	125	Bell & Gossett	790

Fuente: Elaboración propia (Excel).

En los anexos se pueden verificar las fichas técnicas de cada equipo seleccionado. En la selección de la bomba, se tomaron en cuenta los parámetros de la cantidad de galones en el sistema, caída de presión en la ruta crítica. En la bomba del sistema, la caída de presión la generan los equipos del sistema que se encuentran en la ruta crítica, la longitud de tubería, accesorios, separador, difusor de succión y chiller.

La caída de presión del sistema es de 17 metros de agua. Por razones de seguridad, las bombas se seleccionan a un rango de más 3 metros de agua, respecto al calculado. Con ese valor de 3 metros de agua, se considera adecuado por el departamento de aire acondicionado y ventilación de DICOMA Refrigeración para contemplar accesorios no tomados para el cálculo de la bomba anteriormente, posibles cambios de tramos de tuberías necesarios en la construcción del sistema. En el anexo, se encuentra las características de la bomba escogida.

Tabla 35. Características de las bombas del sistema.

Capacidad (gpm)	Caída (mca)	Potencia (hp)	Eficiencia (%)	V/Fase/Hz	Marca	Serie	Modelo
258	20	7,5	76	208/3/60	Bell & Gossette	e-1510	2.5BB

Fuente: Elaboración propia (Excel).

9.3.14 Dimensionamiento del calentador y acumulador de agua caliente

En este proyecto se va agregar un apartado referente al calentador y acumulador de agua caliente. Debido a que, en el proyecto, se tomará en cuenta un accesorio que se puede instalar en el chiller, capaz de recuperar el calor de rechazo en el condensador y utilizarlo para precalentar el agua hasta los 50 °C llamado “Recuperador de Calor”, para utilizarse en actividades que requieran agua caliente, como por ejemplo duchas en habitaciones o calefacción. Se hará un dimensionamiento, selección, análisis financiero, energético y ambiental que produce la utilización del accesorio en este proyecto.

Todas las marcas que se utilizaron para la selección de los chillers pueden instalar recuperadores de calor, pero ni Carrier ni York tienen disponible esta tecnología para trabajar con los equipos con HFC-134a.

Para determinar los equipos principales del sistema de agua caliente para este proyecto (calentador y acumulador), se basó en el Código de Instalaciones Hidráulicas y Sanitarias en Edificios del Colegio Federado de Ingenieros y Arquitectos (CFIA), según el artículo 6.10.2.

Para esta sección se analizarán dos escenarios, el primero que el suministro de agua se encuentre a temperatura ambiente (20 °C); y el segundo caso, que el suministro se precalienta hasta los 40°C por medio del Recuperador de Energía. Se supone la duración de 3 horas de trabajo diario del calentador y la temperatura máxima del agua será de 60°C. En la Tabla 36 se pueden observar los datos usados para la selección del calentador y acumulador para el calentamiento de agua.

Tabla 36. Dimensionamiento del calentador tanque de almacenamiento.

Personas por recinto	Recintos	Duración del consumo(horas)	Agua caliente p/p	Consumo máximo	Capacidad de almacenamiento	Capacidad del calentador
2	64	4	150	0,14	0,20	0,14

Fuente: Elaboración propia (Excel).

En la Tabla 37 están los datos obtenidos para el calentador sin precalentamiento del agua y en la Fuente: Elaboración propia (Excel).

Tabla 38 considerando el calentamiento del agua hasta 40 °C.

Tabla 37. Capacidad del calentador y tanque sin precalentamiento del agua.

Consumo (l)	19 200
Consumo máximo probable (l)	2 743
Volumen del tanque (l)	3 840
Calentador (kcal/h)	126 171
kW	147

Fuente: Elaboración propia (Excel).

Tabla 38. Capacidad del calentador y tanque con precalentamiento del agua.

Consumo (l)	19 200
Consumo máximo probable (l)	2 743
Volumen del tanque (l)	3 840
Calentador (kcal/h)	63 086
kW	73

Fuente: Elaboración propia (Excel).

Por recomendaciones del proveedor del calentador, se recomienda utilizar calentadores por medio de gas cuando los requerimientos de potencia son elevados, por motivos de las altas demanda de energía que produce un calentador eléctrico para requerimientos altos (mayores a 54 kW). Para motivos de análisis se contrastarán calentador eléctrico y a gas, con o sin calentamiento del agua, con el fin de crear una selección más completa acorde a los términos que se analizarán más adelante en las secciones siguientes. Se utiliza la marca Bradford White para la selección de los calentadores, ya que es un socio de la empresa DICOMA Refrigeración.

Tabla 39. Selección del calentador de agua caliente.

Tecnología		Cantidad	Marca	Modelo
Electricidad	Con precalentamiento	1	Bradford White	CEHD120543CF
		1		CEHD120183CF
Gas	1	D100L3003N		
Electricidad	Sin precalentamiento	2		CEHD120543CF
		1		CEHD120363CF
Gas	1	D80L5053N		

Fuente: Elaboración propia (Excel).

9.4 Análisis comparativo

9.4.1 Análisis ambiental

Para crear un análisis ambiental de cada refrigerante, se considera la tecnología de agua helada, que se seleccionó en la sección anterior. En el planteamiento del refrigerante se analizaron los niveles de PCG y PAO y se compararon para cada refrigerante, pero no se calculó el impacto que genera esos parámetros, para tener un dato número de cuánto impacto tiene en el ambiente una adecuada selección del gas.

Para cuantificar el efecto empleando de los distintos gases refrigerantes, se calculará la huella de carbono (TEWI), la cual se calcula por medio de la ecuación siguiente, donde:

$$TEWI = Efecto\ directo + Efecto\ indirecto$$

Con ese parámetro se podrá cuantificar y contrastar las toneladas de CO₂ equivalentes generadas por año por efectos de utilización de un chiller con los refrigerantes que se están estudiando en este proyecto.

La Tabla 40 muestra la cuantificación de las emisiones directas del equipo con la instalación, con su respectivo refrigerante; el factor de fuga del gas utilizado es del 1%, considerando que el equipo es nuevo y sobre el cual recibirá los planes de mantenimiento necesarios para asegurar la contención del refrigerante y la operación eficiente durante su vida útil. También se muestra el potencial de calentamiento global (PCG) de los gases, ya que es indispensable para el cálculo de las emisiones indirectas producidas por el equipo.

Tabla 40. Cálculo de efecto directos.

Marca	Refrigerante	Cantidad de refrigerante (kg)	Tasa de fugas (%)	PCG	kg CO ₂ eq	Ton CO ₂ eq
SABROE	HC-290	40	1%	3	1,2	0,001
York	HFC-410A	51	1%	2 100	1 071	1,071
Carrier	HFC-134a	109	1%	1 430	1 559	1,559
Carrier	HFC-410A	87	1%	2 100	1 827	1,827

Fuente: Elaboración propia (Excel).

Se puede observar que, en términos directos su generación de CO₂ eq del propano es casi nulo, eso se debe que el PCG del mismo es 3, que corresponde a un valor bajo.

Se aclara que las diferencias entre cantidad de refrigerante entre cada marca, se debe a que, en un primer caso, SABROE utiliza solo un circuito, en cambio York y Carrier utilizan dos circuitos para el trasiego de gas; esto hace que se aumente la cantidad de refrigerante instalado en el equipo. En un segundo caso, se puede analizar la densidad en líquido del refrigerante reflejado en la Tabla 41, entre menor sea dicha densidad menor será la carga de refrigerante necesario en un sistema.

Si se comparan las marcas York y Carrier, pero con el refrigerante HFC-410A, se puede observar en la tabla anterior que Carrier utiliza más gas que York para el funcionamiento del equipo, esto se debe a que la red de tuberías de Carrier es mayor con respecto a la utilizada por la marca York.

A modo de ejemplo, y si se considera una comparación entre tres equipos semejantes con la única diferencia del refrigerante a utilizar, se puede decir que el HC-290 tiene una densidad 51% menor al HFC-410A y un 57% menor al HFC-134a. Esto significa que la carga de refrigerante de propano necesaria en el equipo será alrededor de la mitad de la que se requiere con el HFC-410A y HFC-134a, ya que la mayoría de la carga está en forma líquida en el equipo y con esto se disminuye el impacto indirecto generado hacia el medio ambiente por el equipo utilizando refrigerante natural.

Tabla 41. Densidad en líquido de refrigerantes.

	Densidad en líquido 25 °C (kg/m³)	Diferencia
HC - R290	521	100%
HFC - R410a	1 062	51%
HFC - R134a	1 206	57%

Fuente: Elaboración propia (Excel).

Las emisiones indirectas se muestran en la Tabla 42 y son producto del consumo energético del chiller y el factor de emisión es el establecido por el Instituto Meteorológico Nacional (IMN) para el año 2018. Se destaca que ese factor depende de la materia prima que se utilizó para generar la electricidad consumida por el equipo; por ejemplo, la electricidad generada con algún derivado del petróleo se usará en un factor más alto comparada con la electricidad generada con energía hidroeléctrica, ya que se produjo menos contaminación a la hora de generar esa energía eléctrica. Ese factor es a nivel nacional y se establece cada año por el IMN.

Tabla 42. Cálculo de efecto indirectos.

Marca	Refrigerante	C. Energía (kW h/año)	F. emisión (kg CO ₂ /kW h)	kg CO ₂ eq	Ton CO ₂ eq
SABROE	HC-290	363 600	0,0754	27 415,44	27,42
York	HFC-410A	428 400	0,0754	32 301,36	32,30
Carrier	HFC-134a	388 800	0,0754	29 315,52	29,32
Carrier	HFC-410A	396 000	0,0754	29 858,40	29,86

Fuente: Elaboración propia (Excel).

Con el cálculo de las emisiones directas y emisiones indirectas se establece el total de emisiones producidas (TEWI) por el uso de equipos de aire acondicionado en el hotel ubicado en Liberia, Guanacaste. Este cálculo es para un año, referente para el 2017.

Tabla 43. Cálculo de huella de carbono del sistema de aire acondicionado.

Marca	Refrigerante	Directas (Ton CO ₂ eq)	Indirectas (Ton CO ₂ eq)	Huella de carbono (Ton CO ₂ eq)	Diferencia
SABROE	HC-290	0,001	27,42	27,42	100%
York	HFC-410A	1,07	32,30	33,37	+18%
Carrier	HFC-134a	1,56	29,32	30,87	+11%
Carrier	HFC-410A	1,83	29,86	31,69	+13%

Fuente: Elaboración propia (Excel).

Tomando como línea base el equipo con HC-290, instando una máquina con propano, disminuiría en un 18% las toneladas de CO₂ eq generadas por el chiller con HFC-410A de la marca York, pero con respecto al equipo de Carrier con HFC-134a se disminuiría en un 11% las toneladas de CO₂ eq emitidas al ambiente por año.

Para el 2016 las toneladas de CO₂ per cápita para Costa Rica, fue de 1,8 aproximadamente (Salazar Murillo, 2018), eso quiere decir que una disminución de un 18%, se estaría dejando de emitir al ambiente, lo que equivale a la emisión que producen dos costarricenses (3,31 personas) por año; por otro lado, una disminución del 18% son 5,95 toneladas que se asemeja a dejar de liberar cuatro esferas de CO₂ eq por año de 18 metros de diámetro.

La solución de utilizar un chiller con propano tiene grandes beneficios sobre el impacto que se genera al utilizar equipos para climatización de edificios; los efectos directos son insignificantes, los efectos indirectos entre los tres escenarios analizados es el que obtuvo menor huella de carbono.

Esa solución hace que se cumpla con el Protocolo Montreal, ya que no utiliza sustancias en el equipo que agoten la capa de ozono, se mejora las emisiones de efecto invernadero hasta en 6 toneladas de CO₂ equivalente menos emitidas al ambiente; y así, también cumpliendo con el Protocolo de Kioto y con el Acuerdo de París, ya que ayuda al cumplimiento de la meta de detener el aumento de la temperatura media del planeta por debajo de 2 °C (respecto a la época preindustrial) y hacer los esfuerzos necesarios para limitar el aumento a 1,5 °C y también beneficia el compromiso de Carbono Neutralidad del Gobierno de Costa Rica para el año 2021.

9.4.2 Impacto ambiental del precalentamiento del agua

Se analizará el impacto generado en el precalentamiento de agua. En un primer caso, analizar el agua de suministro a temperatura ambiente, para este caso a 20 °C y luego suponer que el agua de suministro es precalentada por el recuperador de calor instalado en el chiller a 40 °C. También se hará un contraste utilizando calentador eléctrico o a gas, para así medir la huella de carbono en términos de toneladas de CO₂ generado para los casos en estudio.

Se utilizarán los factores de emisión para el sector energía en el uso eléctrico y combustibles, establecidos por el Instituto Meteorológico Nacional (IMN) para el año 2018. El análisis considera el calentador ya sea eléctrico o de gas en una jornada continua de tres horas por día, para recuperar el agua caliente consumida en el hotel.

Tabla 44. Huella de carbono producido por el calentador de agua eléctrico.

	Eficiencia	C. Energía (kW h/año)	F. emisión (kg CO ₂ /kW h)	kg CO ₂ eq	Ton CO ₂ eq	%
Con precalentamiento	99 %	79 238	0,0754	5 974,56	0,60	50%
Sin precalentamiento	99 %	158 476	0,0754	11 949,12	1,19	

Fuente: Elaboración propia (Excel).

En la Tabla 44 se puede observar que el ahorro de emisiones de dióxido de carbono que se puede emitir al ambiente por año, utilizando precalentamiento, es el 50 %, esto se debe a que en la energía utilizada para el precalentamiento del agua proveniente del recuperador de calor en el chiller, el calentador no debe de suministrarla y por ende existe un ahorro de energía eléctrica anual considerable.

Tabla 45. Huella de carbono producido por el calentador de agua a gas.

	C. litros (l/año)	F. emisión (kg CO ₂ /l)	kg CO ₂	Ton CO ₂	%
Con precalentamiento	13 102	1,611	21 106,60	2,11	49%
Sin precalentamiento	25 572	1,611	41 196,01	4,12	

Fuente: Elaboración propia (Excel).

Igual que el caso de calentador eléctrico, las toneladas de CO₂ producidas por el calentador a gas con precalentamiento es menor, comparado a que si no se calentara el agua de suministro para el calentador. Ese análisis se encuentra reflejado en la Tabla 45. Se destaca que entre los combustibles suministrados por Refinadora Costarricense de Petróleo (RECOPE) es el LPG, el que tiene menor factor de emisión y por eso, es que produce menos contaminación con la misma cantidad en litros de combustibles.

En este análisis ambiental, el uso de un Recuperador de Calor es factible para decidir el impacto ambiental generador por la generación de agua caliente para un hotel; por otro lado, el calentador eléctrico con un precalentamiento del agua a 40 °C es la mejor opción en términos ambientales, ya que produce menos generación de CO₂, con una diferencia del 43%, por el motivo de que, por ser el gas LP es derivado del petróleo y por eso tiene un factor alto de emisión con respecto al calculado para la energía eléctrica y esto hace que su huella de carbono se aumente hasta casi el doble en el peor de los casos. La explicación anterior está reflejada en la Tabla 46.

Tabla 46. Comparación entre tecnologías para los calentadores.

Tecnología		Diferencia Ton CO ₂	Diferencia
Electricidad			
Gas	Con precalentamiento	1,51	71 %

Fuente: Elaboración propia (Excel).

9.4.3 Análisis energético

El cálculo del consumo de energía en este proyecto está fundamentado en una jornada de 10 horas de trabajo, durante ese tiempo se considera para este estudio que el equipo siempre va a estar a carga plena, ya que es difícil medir con exactitud el consumo eléctrico real, por motivos que estos equipos, la mayoría de veces, trabajan a cargas parciales conforme a los requerimientos de carga térmica que amerite el sistema.

Se debe mencionar que la forma precisa de obtener el consumo real, sería mediante la obtención de datos a través de mediciones una vez en operación el sistema, para fines de análisis energéticos resulta oneroso e inviable medir el consumo en operación utilizando los distintos refrigerantes en estudio.

Tabla 47. Comparación energética entre los escenarios.

Marca	Refrigerante	Capacidad		Consumo		EER	Energía		Diferencia
		BTU/h	kW	TR	kW	BTU/W h	kW h/mes	kW h/año	kW h/año
SABROE	HC - R290	1 104 545	324	92	101	16,0	30 300	363 600	100%
York	HFC - R410a	1 152 000	339	96	119	9,6	35 700	428 400	+15%
Carrier	HFC - R134a	1 125 000	330	94	108	10,6	32 400	388 800	+6%
Carrier	HFC - R410a	1 116 000	331	93	110	10,2	33 000	396 000	+8%

Fuente: Elaboración propia (Excel).

Como se había mencionado en el apartado referente al planteamiento del refrigerante, el HC-290 tiene la eficiencia energética mayor, que corresponde a 16,0 BTU/W h. En el ámbito de energía el equipo con propano es el que consume menos con 363 600 kW h/año; en cambio, con el equipo de York con HFC-410A, es el que consume mayor energía por año, con una cantidad de 428 400 kW h/año, esto equivale a una diferencia de +15 % respecto al equipo con propano; en cambio, si se instala un chiller Carrier con HFC-134a este consumiría 388 800 kW h/año, con una diferencia de +6 % comparado con el chiller de propano.

El equipo de SABROE tiene instalado un intercambiador de calor de gas de succión, el líquido de condensado caliente del condensador se utiliza para sobrecalentar el vapor frío del evaporador. El subenfriamiento aumenta la capacidad del evaporador y al mismo tiempo, el sobrecalentamiento en el evaporador se puede minimizar debido a que el intercambiador de calor de gas de succión garantiza que no ingrese líquido al compresor, esto hace que se mejore la eficiencia del equipo, por eso el EER del propano tiene una diferencia considerable con respecto a los demás equipos analizados.

En los hoteles de Costa Rica, en su matriz energética, el 50% corresponde al consumo eléctrico debido al sistema de aire acondicionado (Unidad Conservación de Energía - ICE, 2017). Eso quiere decir que el 15% máximo que se puede obtener utilizando chiller de propano con respecto a los otros escenarios estudiados, impactaría considerablemente al consumo de energía eléctrica del hotel, disminuyendo el pago mensual por electricidad a la compañía que presta el servicio y, además, se preservan los recursos naturales utilizados para no producir esta cantidad de energía ahorrada, por el hecho de la utilización de un refrigerante natural propano. Por ende, se produce menos cantidad de CO₂ eq reflejados por la disminución del uso de energía sin impactar los requerimientos de confort de los usuarios de aire acondicionado del edificio. Por otro lado, esa disminución del 15% se refleja en una reducción del porcentaje total de la matriz energética por términos de aire acondicionado, pasaría de un 50% a un 42,5%.

Cabe destacar que el consumo de energía solo se contemplaron los compresores, ventiladores del equipo central (chiller) del sistema de climatización del hotel, ya que los diseñadores de los equipos se basan en esos tres consumidores de potencia para calcular la demanda de energía y cuantificar el Coeficiencia de Eficiencia Energética (EER) del equipo. Se seleccionó la capacidad de las máquinas lo más semejante posible y con la mayor eficiencia posible.

Además de cuantificar el consumo de energía por año por cada equipo, se pudo obtener el total en colones por ese consumo de energía, tomando como referencia la tarifa eléctrica de Coopeguanacaste, RL válida para el tercer trimestre de 2018 en la categoría de comercio y servicios. y eso está reflejado en la Tabla 50.

9.4.4 Impacto energético del precalentamiento del agua

El cálculo del consumo de energía por el calentador eléctrico y a gas, está fundamentado en una jornada de 3 horas de trabajo. Durante ese tiempo se considera, para este estudio, que el equipo trabajará de forma continua, ya que es difícil medir con exactitud el tiempo del consumo eléctrico real, por motivos que estos equipos arrancan y paran con respecto al consumo de agua y/o temperatura.

Según RECOPE el poder calorífico del GLP ronda entre (46 000- 50 000) kJ/kg; para este caso, se hacen los cálculos respecto al poder calorífico de 48 000 kJ/kg. En la Tabla 48 y Tabla 49 se tabula la comparación energética de los calentadores a gas y eléctricos.

Tabla 48. Comparación energética entre los calentadores a gas.

	Poder calorífico kJ/kg	Densidad kg/l	Eficiencia	Consumo l/mes	Consumo l/año	Diferencia
Con precalentamiento	48 000	0,56	81%	1 092	13 102	49%
Sin precalentamiento	48 000	0,56	83%	2 131	25 572	

Fuente: Elaboración propia (Excel).

De igual forma que en el análisis de impacto ambiental del calentador, solamente que esta vez, el parámetro estudiado es el consumo de combustible, utilizando precalentamiento a 40 °C, dicho consumo se disminuye, esto genera menores gastos por pagos de combustibles que se reflejará en el impacto financiero más adelante. También se beneficia en reducir el peligro que se tiene en almacenar gas LP, ya que, entre menos combustible instalado y almacenado en el edificio, el potencial de un accidente se reduce y aumenta la facilidad de controlar un accidente.

Tabla 49. Comparación energética entre los calentadores eléctricos.

	Consumo	Energía		Diferencia
	kW	kW h/mes	kW h/año	
Con precalentamiento	73	6 603	79 238	50%
Sin precalentamiento	147	13 206	158 476	

Fuente: Elaboración propia (Excel).

Como se observa en la Tabla 49, existe un 50 % de ahorro en energía eléctrica. Como el agua de suministro para el calentador es inyectada a 40 °C se disminuye el consumo de energía, esto se refleja en una disminución en la huella de carbono de este equipo, que se cuantificó en el apartado de impacto ambiental del calentador eléctrico.

Se destaca que la energía utilizada para el precalentamiento del agua es una energía que es necesario extraerla del refrigerante, que fue ganada en la etapa de compresión y debe liberarse por medio del condensador del chiller hacia el ambiente. El Recuperador de Calor es capaz de recuperar hasta un 85% la energía que se libera al ambiente y cederla por conducción al agua que entra al Recuperador, sin modificar el consumo de energía del chiller; de hecho, entre mayor carga de trabajo del chiller, mayor energía es transferida al agua. Este recuperador de calor hace que el dimensionamiento del calentador de agua sea más pequeño, por ende, menor consumo de energía para garantizar una temperatura de agua caliente necesaria por el usuario. Por otro lado, la eficiencia energética del equipo central de climatización(chiller) aumenta, porque el equipo está produciendo más energía con la misma cantidad de watt consumido por sus componentes.

Con la utilización del recuperador de calor, se tiene un impacto directo a la matriz energética del hotel. En un hotel, el consumo energético correspondiente a los calentadores de agua es de un 15% sobre dicha matriz (Unidad Conservación de Energía - ICE, 2017). Si se analizan solo los calentadores eléctricos, la utilización de recuperador de calor disminuiría considerablemente el consumo eléctrico del hotel, el porcentaje para los calentadores pasaría de un 15% a un 7,5%.

9.4.5 Análisis financiero

Para este proyecto, el análisis financiero se basa en el ahorro monetario que genera la disminución de energía consumida por la utilización de distintos refrigerantes con diferentes marcas de equipos semejantes de capacidad. El análisis reflejará monetariamente la ventaja que se tiene a utilizar un refrigerante natural en la climatización de un hotel.

Se destaca que en este proyecto no se utilizarán herramientas financieras para este análisis, por motivos de la falta de información para estimar los ingresos que se generará en el edificio donde se basa el proyecto en su periodo de producción. El enfoque será analizar el impacto que genera en los egresos del edificio con la implementación de una tecnología verde, como es el propano, en la actividad hotelera.

Tabla 50. Comparación financiera entre los escenarios.

<u>Tarija</u>		Vigencia: III Trimestre		<u>Refrigerante</u>			
<u>Coopeguanacaste</u>		2018		SABROE	York	Carrier	
Tarifa T- CO: tarifa comercios y servicios				HC-290	HFC-410A	HFC-134a	HFC-410A
Consumo de energía	Bloque de 0- 3 000 kW h	€182 880,00	€182 880,00	€182 880,00	€182 880,00	€182 880,00	€182 880,00
	Mayores a 3 000 kW h	€60,94	€1 663 662,00	€1 992 738,00	€1 791 636,00	€1 828 200,00	
Demanda	Bloque de 0-10 kW	€90 020,30	€90 020,30	€90 020,30	€90 020,30	€90 021,30	
	Mayores a 10 kW	€9 002,03	€819 184,73	€981 221,27	€882 198,94	€900 203,00	
Total mes			€2 755 747,03	€3 246 859,57	€2 946 735,24	€3 001 304,30	
Ahorro				x mes	€491 112,54	€190 988,21	€245 557,27
				x año	€5 893 350,48	€2 291 858,52	€2 946 687,24

Fuente: Elaboración propia (Excel).

La cuantificación económica del ahorro energético, da como resultado un ahorro anual en la factura eléctrica de ₡ 5 893 350 utilizando propano con respecto al equipo de la compañía York utilizando HFC-410A; y un ahorro anual en la factura eléctrica de ₡ 2 291 858 utilizando propano con respecto al equipo Carrier con el refrigerante HFC-134a.

Ese ahorro de la factura eléctrica es un reflejo por la utilización en el campo de la climatización de edificios por la tecnología verde, dicha tecnología no solo tiene ahorros en el consumo energético, sino también contribuye con ahorros monetarios a la administración del edificio sin modificar las necesidades de aire acondicionado para el edificio.

9.4.6 Impacto financiero del calentador de agua

De la misma forma que el análisis financiero de los chiller con distintos refrigerantes, se analizará el impacto financiero para los calentadores, se cuantificará en colones el ahorro energético analizado en la sección 9.4.4.

En un primer escenario se analizará el impacto financiero que tiene los calentadores eléctricos con pre o sin calentamiento del agua de suministro; en un segundo escenario se contrastará los calentadores a gas y su cuantificación monetaria del uso del Recuperador de Calor para el precalentamiento del agua.

Para los precios utilizados en este análisis, se utilizó la tarifa del tercer trimestre del presente año para Coopeguanacaste, esto para la facturación eléctrica; para el consumo de gas se utiliza la tarifa propuesta por ARESEP en el tercer trimestre para el gas licuado de petróleo.

Tabla 51. Comparación financiera entre los calentadores eléctricos.

<u>Tarija</u>		<u>Vigencia: III Trimestre 2018</u>		<u>Calentamiento °40 C</u>	
<u>Coopeguanacaste</u>				CON	SIN
Tarifa T- CO: tarifa comercios y servicios					
Consumo de energía	Bloque de 0-3 000 kW h	₡182 880,00		₡182 880,00	₡182 880,00
	Mayores a 3 000 kW h	₡60,94		₡219 577,89	₡621 975,79
Demanda	Bloque de 0-10 kW	₡90 020,30		₡90 020,30	₡90 020,30
	Mayores a 10 kW	₡9 002,03		₡570 446,81	₡1 230 913,92
Total mes				₡1 062 925,00	₡2 125 790,01
		Ahorro		x mes	₡1 062 865,00
				x año	₡12 754 380,04

Fuente: Elaboración propia (Excel).

Con la utilización del precalentamiento del agua se ahora al año ₡ 12 754 380, esto equivale a un 50% menos en el pago de la facturación eléctrica.

Tabla 52. Comparación financiera entre los calentadores a gas.

<u>Tarija ARESEP</u>	<u>Vigencia: III Trimestre 2018</u>		<u>Calentamiento hasta °60 C</u>	
	consumo l/mes	precio por litro		
Con calentamiento (40°C)	1 092	₡284,35		₡310 452,17
Sin calentamiento (20°C)	2 131	₡284,35		₡605 942,79
			Total mes	₡310 452,17 ₡605 942,79
	Ahorro		x mes	₡295 490,62
			x año	₡3 545 887,43

Fuente: Elaboración propia (Excel).

La implementación del Recuperador de Calor permite un ahorro en la facturación de gas por año de ₡ 3 545 887.

Existe una gran diferencia entre el ahorro en la facturación eléctrica y la de gas, esto se debe a la gran diferencia en el precio unitario de cada elemento. Aunque el precio unitario de la electricidad es aproximado a cien colones por cada watt-hora, esto para energía, y de treientos colones el litro de GLP. La diferencia radica, en un primer caso, para la electricidad, a que debe de pasar la energía consumida y la demanda de energía con un precio de nueve mil colones por cada watt, estos dos parámetros elevan en gran medida el pago en la facturación eléctrica mensual; y para un segundo caso, el gran consumo eléctrico que tiene los calentadores eléctricos.

9.5 Comparación del proyecto

En esta sección se creará la herramienta comparativa entre todos los parámetros utilizados en este proyecto y se analizarán las diferencias, los pros y contras de cada equipo que se esté analizando en este proyecto. Esto para generar la mayor cantidad de criterios para una mejor selección de refrigerante en un equipo de aire acondicionado.

9.5.1 Contraste entre los refrigerantes

En la Figura 14 se ilustra, a modo resumen, el uso de diferentes refrigerantes en el impacto sobre las condiciones operativas generales del uso de un sistema de climatización. Se utiliza como base el equipo con propano y sobre el cual se estarán porcentuando las diferencias entre los refrigerantes con sus respectivas marcas de los equipos.

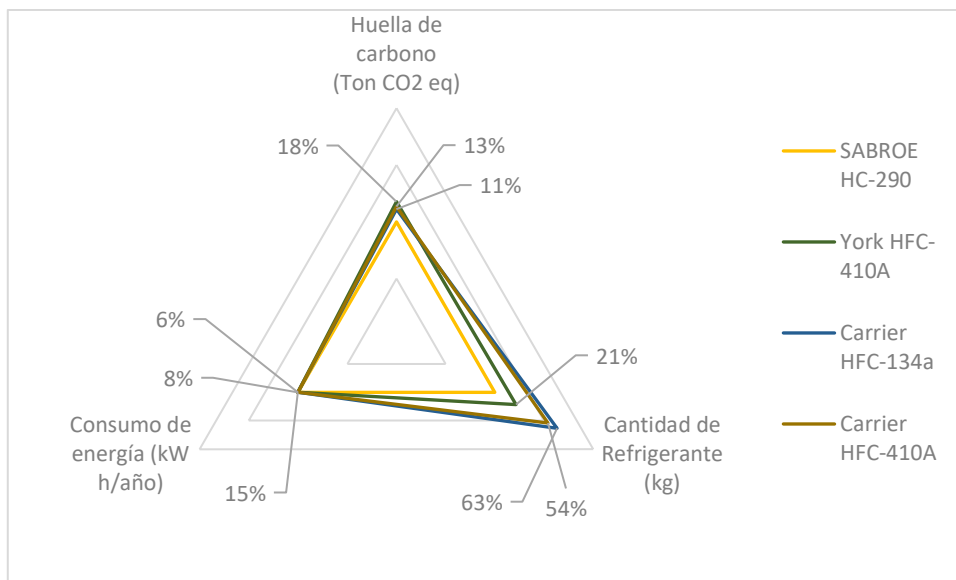


Figura 14. Comparación de las tecnologías propuestas para el proyecto.

Fuente: Elaboración propia (Excel).

El uso de tecnología verde impacta sobre los parámetros directos que tienen los equipos de climatización, en los parámetros utilizados dicha tecnología fue la que arrojó mayores beneficios ambientales y energéticos.

Para un hotel, donde ser un edificio verde es una prioridad, comprometido con el ambiente y siempre en búsqueda de disminuir el consumo de energía y la huella de carbono generada por sus actividades, una tecnología verde, como es el chiller de propano, sería la mejor opción para cumplir con ser edificio verde.

9.5.2 Acuerdos ambientales

Los acuerdos ambientales, tiene gran relevancia para la toma de decisiones en los casos que el impacto ambiental es prioridad y más en estos tiempos donde el tema ambiente debe de estar presente como un parámetro necesario de analizar.

El Protocolo Montreal es un acuerdo internacional que brinda acciones a implementar en la comunidad mundial para la protección de la capa de ozono. Según el nivel de PAO todos los refrigerantes estudiados cumplen con este protocolo.

El Protocolo de Viena es otro acuerdo internacional que busca la regulación de sustancias de efecto invernadero que causan calentamiento global. De los refrigerantes analizados el único que cumple con este protocolo, es el propano con un nivel de 3 de PCG.

En el mes de octubre de 2017, se firmó por medio del Protocolo Montreal, un acuerdo para la reducción de la utilización de los HFC en los equipos RAC. Estos refrigerantes fueron creados para el remplazo de los CFC. El uso de los HFC se está aumentando a un ritmo del 10% al año y las proyecciones muestran que, si no se hace nada, la demanda seguirá creciendo (EMBRACO, 2017). Se estableció un compromiso para que la utilización de los HFCs se reduzca gradualmente.

El proceso de reducción empieza por los países desarrollados, que en 2019 están obligados a disminuir el uso en un 10%, en comparación con el volumen consumido entre el 2011 y 2013. En esos países, hasta el 2036, la reducción tendrá que alcanzar el 85%. Para América Latina, el proceso comienza en 2024, cuando debe haber una disminución del 10% con relación al volumen utilizado entre el 2020 y 2022. Hasta el 2045, la reducción será del 80%.

DICOMA Refrigeración siempre está a la vanguardia de las nuevas tecnologías y a los nuevos retos ambientales, por eso el uso de un chiller con propano para la climatización del hotel, está cumpliendo con anterioridad este nuevo acuerdo del Protocolo Montreal, al mismo nivel de las empresas de los países desarrollados, sin esperar hasta el 2024 para reducir el uso los HFC como el R410A y R134a.

Entre las tecnologías estudiadas, el equipo de York y los de Carrier no impactan de forma positiva la meta de ser carbono neutral, ya que son los equipos más comunes a utilizar. Por otro lado, el uso del equipo de SABROE que trabajó con refrigerante natural sí beneficia con la meta a nivel país de ser carbono neutral para el año 2021, ya que reduce hasta un 18% las emisiones de CO₂ eq emitidas por año, con respecto a las demás marcas.

9.5.3 Costo de refrigerante

El costo de refrigerante es un elemento importante a considerar a la hora de seleccionar un gas para el funcionamiento de un equipo de aire acondicionado. Ese costo tiene un efecto directo al costo anual de mantenimiento del equipo, es importante siempre que el equipo tenga la cantidad de refrigerante indicada por el fabricante. Cuando un equipo trabaja con niveles bajos de refrigerante, el equipo no es capaz de “enfriar” lo necesario y hasta, en el peor de los casos, puede ocasionar un fallo en el compresor por sobrecalentamiento, por eso es de gran importancia que el equipo siempre esté con la carga de refrigerante designado por el fabricante para garantizar el óptimo funcionamiento.

El costo unitario del propano es el más alto con respecto a los demás refrigerantes estudiados en este proyecto y está reflejado en la Tabla 53.

Tabla 53. Costo total de carga de refrigerante.

Refrigerante	Cantidad de refrigerante (kg)	Costo unitario (USD/ kg)	Costo total (USD)	Diferencia
SABROE HC-290	40	12,50	500,00	100 %
York HF-410a	51	10,14	517,14	+3,31 %
Carrier HFC-134a	109	8,45	921,05	+45,71 %
Carrier HFC-410A	87	10,14	882,18	+43,32 %

Fuente: Elaboración propia (Excel).

Aunque el costo unitario del propano es el más alto, el costo total de una carga total de refrigerante es menor, esto se debe por la cantidad de refrigerante requerido por el equipo de la marca SABROE, que es la más baja entre las máquinas estudiadas. Caso contrario pasa con el HFC-134a, donde el costo unitario es el más bajo, pero con el costo total mayor respecto a los demás. Cuando exista una necesidad de una reposición total del refrigerante en el equipo, y solo tomando en cuenta el costo del gas, el cambio en el equipo con refrigerante natural es que tendrá el costo más bajo; esto tiene un impacto positivo en la disminución en el costo de mantenimiento sobre dicho equipo.

9.5.4 Incursión hacia los refrigerantes verdes

A nivel mundial, el uso de refrigerantes verdes se está convirtiendo en una necesidad, no solo para cumplir protocolos ambientales, sino para diseñar sistemas más competitivos que permitan mejorar la eficiencia energética y, a su vez, disminuir el impacto hacia el ambiente, generado por la operación de los equipos.

Los equipos en que se basa el análisis de este proyecto, el único que incursiona hacia la utilización de refrigerantes verdes es el chiller de la marca SABROE, las demás marcas son equipos que utilizan refrigerantes HFC. Aunque el equipo de Carrier con HFC-134a, es la segunda mejor opción en términos de energía y ambiente, el refrigerante que utiliza para su funcionamiento produce un impacto que beneficia el calentamiento global y en ese término de medio ambiente no es competitivo con los refrigerantes verdes como el propano.

Según el nuevo acuerdo, para la eliminación de los HFC, en el 2024 se tendrá que comenzar a disminuir gradualmente el uso de esos refrigerantes, por ese motivo se aumentará los precios de esos gases. Se tendrá que llevar a cabo procesos para la destrucción según las regulaciones vigentes en Costa Rica. Se destaca que a un refrigerante compuestos como el HFC-410A, se le debe aplicar un proceso de separación antes de proceder a su debida destrucción. Lo mencionado anteriormente hace elevar de forma gradual el costo de mantenimiento anual sobre el equipo, también se tendrá que hacer, en el mejor de los casos, sustitución de refrigerantes y hasta cambios en componentes de los equipos.

Si desde ahora se incursiona en equipos con refrigerante natural, estos costos mencionados no serán semejantes a que no se incursionara, ya que no sufrirán el mismo aumento en los precios, la destrucción del gas solo sería necesaria en caso de alguna contaminación, por ende, los costos de mantenimiento serán menores respecto a los equipos que utilicen HFCs.

9.5.5 Costos de mantenimiento

Para el caso del tipo de mantenimiento, se aplicará lo recomendado por cada fabricante, planteado en los manuales correspondientes.

El hotel tendrá un departamento de mantenimiento, que será el encargado de mantener en buenas condiciones el edificio y llevar a cabo planes de mantenimiento para los equipos existentes en el hotel, por ese motivo no habrá una persona encargada exclusivamente del mantenimiento del chiller.

Las actividades descritas por el fabricante del chiller con propano recomienda actividades diarias fácil de llevar a cabo por una persona, realizado en una hora de trabajo; también recomienda cada tres meses realizar una limpieza-revisión del condensador y evaporador, esta actividad se puede realizar por una persona en un día de trabajo. Las actividades se encuentran en la Tabla 56. Para calcular el costo total, solo se toma en cuenta las horas que el encargado de mantenimiento trabajó sobre el chiller de propano, ese costo anual es de USD 919.

Para un chiller con refrigerante HFC-410A o HFC-134a, las actividades de mantenimiento son subcontratadas, ya que cada trimestre el equipo tendrá un mantenimiento especializado que garantice el buen funcionamiento durante los tres meses. El costo anual es de USD 1 600. A continuación, se describirá las actividades de mantenimiento sobre este tipo de equipo.

Desconexión eléctrica de equipo (Desenergizar equipo)

Limpieza de evaporador y condensador:

- Limpieza de serpentines
- Limpieza de turbinas
- Limpieza de aspas de motor condensador
- Limpieza de drenajes de condensado
- Engrase de ejes de motor de condensador y ejes de turbina de evaporador
- Limpieza de carátula de evaporador

Mantenimiento componentes eléctricos:

- Revisión de componentes eléctricos críticos como capacitores, contactores, transformadores y demás
- Limpieza de contactos eléctricos
- Ajuste de terminales y cambio para las que apliquen

Datos de operación:

- Toma de presiones de refrigerante
- Medición de consumos de motor ventilador, compresor y consumo del evaporador

Puesta en marcha y monitoreo del equipo

En resumen, el proyecto desarrollado tiene la capacidad de enfriamiento de 88 toneladas de refrigeración para acondicionar un hotel de 91 recintos en Liberia, Guanacaste. El chiller de SABROE con refrigerante natural HC-290 para este proyecto es la opción más factible, desde el punto de vista impacto ambiental: reduciendo la huella de carbono de la operación del equipo, cumplimiento de acuerdos internacionales y nacionales, impacto y ahorro energético hasta un 15%, eficiencia y mantenimiento; pero, desde el punto de vista costo inicial y costo de refrigerante por unidad no se justifica el uso de este equipo. En la Tabla 54 se resume una tabla comparativa con sus respectivos parámetros analizados en este proyecto.

Tabla 54. Comparación de los refrigerantes.

Parámetros	SABROE		York		Carrier		
	HC-290	HFC-410A	HFC-134a	HFC-410A			
Impacto ambiental (Ton CO2)	✓ 27	✗ 33	⚠ 31	✗ 32			
Ahorro impacto ambiental (%)	✓ Si (hasta 18%)	✗ No	✗ No	✗ No			
Protocolo Montreal (PAO)	✓ 0	✓ 0	✓ 0	✓ 0			
Acuerdo de París (PCG)	✓ 3	✗ 2 100	⚠ 1 430	✗ 2 100			
Meta carbono neutral	✓ Aumenta	⚠ Mantiene	⚠ Mantiene	⚠ Mantiene			
Cantidad de refrigerante (kg)	✓ 40	⚠ 51	✗ 109	⚠ 87			
Costo refrigerante (USD/kg)	✗ 12,50	⚠ 10,14	✓ 8,45	⚠ 10,14			
Incursión refrigerantes verdes	✓ Si	✗ No	✗ No	✗ No			
Eficiencia equipo (EER)	✓ 16,00	✗ 9,6	⚠ 10,6	⚠ 10,2			
Impacto energético (kW/TR)	✓ 0,75	✗ 1,25	⚠ 1,13	⚠ 1,18			
Ahorro energético (%)	✓ Si (hasta 15%)	✗ No	✗ No	✗ No			
Costo de mantenimiento (USD/año)	✓ 919	⚠ 1 642	⚠ 1 642	⚠ 1 642			
Costo del equipo (USD/TR)	✗ 1 354	✓ 494	✗ 1216	⚠ 819			

Fuente: Elaboración propia (Excel).

9.5.6 Contraste utilizando Recuperador de Calor

En esta sección, se analizarán los beneficios y desventajas de utilizar un Recuperador de Calor en el recalentamiento del agua a 40 °C para el suministro del calentador eléctrico o gas.

El precalentamiento del agua de suministro, reduce el tamaño del calentador sin importar que sea eléctrico o de gas, disminuyendo la inversión inicial. Por otro lado, si se utilizan calentadores eléctricos se aumenta la cantidad de equipos necesarios para suplir las necesidades, esto porque no existe la potencia por unidad suficiente para suplir la demanda con un solo equipo.

Si solo se considera el factor ambiental, utilizando Recuperador de Calor con calentador eléctrico, es la mejor opción, ya que reduce hasta un 72% la huella de carbono con respecto al calentador a gas. Como se explicó en el apartado 9.4.2, esto se debe a que el gas LP tiene un factor de contaminación alto. Si se utilizara Recuperador de calor con calentador a gas, las Toneladas de CO₂ emitidas por año del proyecto aumentarían en 1,51 Ton CO₂, lo anterior se encuentra reflejado en la Figura 15.

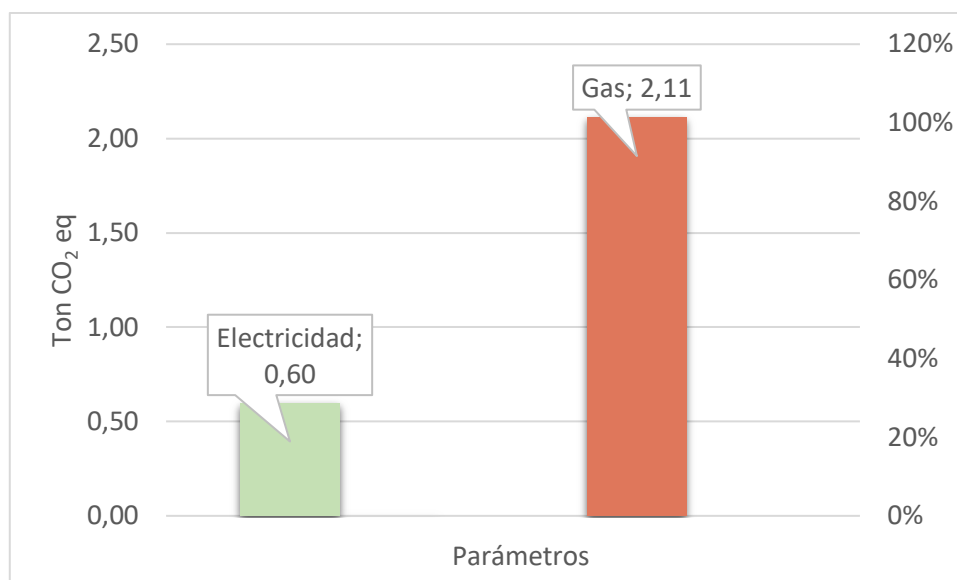


Figura 15. Comparación ambiental del precalentamiento entre los calentadores.

Fuente: Elaboración propia (Excel).

En el caso del consumo energético de los calentadores, no se puede hacer una adecuada comparación debido a que, el calentador eléctrico y de gas, utilizan fuentes de energía distintas, uno utiliza electricidad y el otro gas LP. Para este proyecto se hará el análisis por pago anual referente al consumo energético y de esa forma se podrá cuantificar cuál es el ahorro por la utilización del Recuperador de Calor para el precalentamiento del agua de suministro del calentador.

Si se considera solo el pago por el consumo energético, la mejor opción para maximizar el ahorro de energía, es el calentador con gas LP que reduce hasta un 71% de pago anual por consumo energético. Por otro lado, la utilización del Recuperador de Calor utilizando calentadores eléctricos hace aumentar en unos ₡ 9 000 000 anuales el pago referente al consumo energético por dicho calentador. En la figura que resume lo anteriormente analizado.

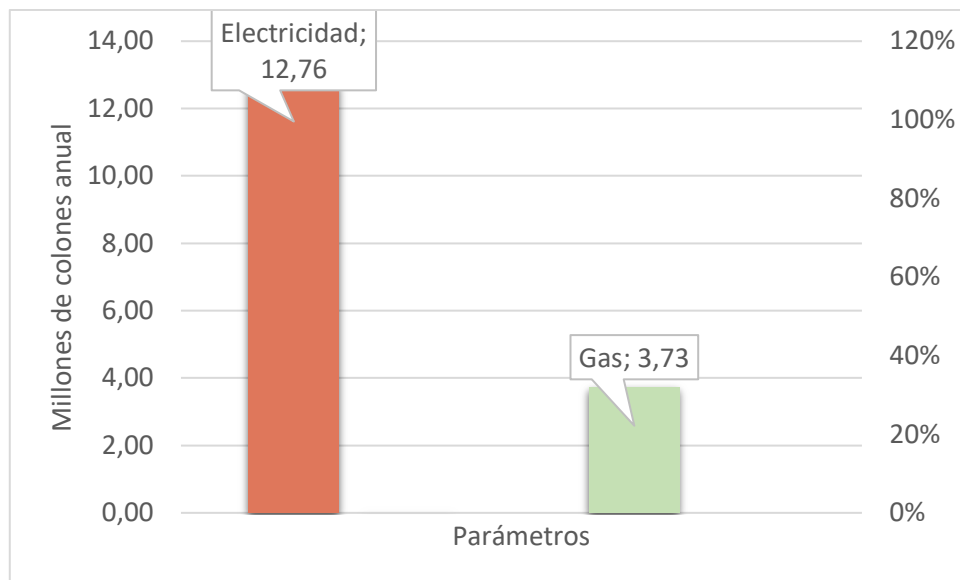


Figura 16. Comparación energética del precalentamiento entre los calentadores.

Fuente: Elaboración propia (Excel).

En relación con el tema del mantenimiento, la implicación económica varía, en muchos casos por el tipo de mantenimiento por aplicar, correctivo o preventivo, la frecuencia, y si va a ser subcontratado o realizado con el personal propio del hotel.

En el caso del tipo de mantenimiento por aplicar sobre el equipo, los calentadores eléctricos se consideran libre de mantenimiento, ya que no tienen elementos que requieran mantenimientos preventivos o programados, la única actividad necesaria es el mantenimiento correctivo, cuando la resistencia que se utiliza para calentar agua se daña, alrededor de 5 años y se debe de cambiar por una nueva. Por otro lado, los calentadores a gas sí requieren planes de mantenimientos preventivos, básicamente anualmente, es necesario extraer los calentadores, limpiarlos, volverlos a instalar y verificar la llama para el buen funcionamiento; esa actividad es anual y se puede realizar por una persona en un día de trabajo, si se subcontrata el costo es de alrededor de ₡ 150 000.

A modo resumen, el Recuperador de Calor es una buena opción para precalentar agua, ya que utiliza el calor de rechazo liberado al ambiente generado en el condensador y lo aprovecha sin generar ningún cambio en el consumo de energía del chiller; además, hace reducir la potencia necesaria del calentador alrededor del 50% para suplir las necesidades de agua caliente necesarias.

Para este proyecto, considerando un precalentamiento del agua a 40 °C, se requiere una capacidad de 63 000 kcal/h para las necesidades de agua caliente de un hotel ubicado en Liberia, Guanacaste. Para esa capacidad la mejor opción es el calentador a gas, ya que en términos energéticos, cantidad de equipos y costo inicial de equipos la mejor opción es el calentador de gas LP, aunque, para este calentador, exista un costo de mantenimiento, el valor no es tan elevado como para de generar un gran impacto económico; además, es una actividad que no requiere personal capacitado y se puede realizar por el personal de mantenimiento del edificio. En la Tabla 55 se resume una comparación entre los calentadores.

Tabla 55. Comparación del Recuperador de Calor.

<u>Parámetros</u>	<u>Calentadores</u>			
	<u>Eléctrico</u>		<u>Gas</u>	
Ahorro impacto ambiental (%)	✓	Si (hasta 72%)	✗	No
Ahorro consumo energético (%)	✗	No	✓	Si (hasta 71%)
Unidades	✗	2	✓	1
Costo de mantenimiento (USD/año)	✓	Ninguno	✗	260
Costo total de equipos (USD)	✗	11 200	✓	5 876
Costo Recuperador de Calor (USD)	25 000			

Fuente: Elaboración propia (Excel).

10. Conclusiones y recomendaciones

10.1 Conclusiones

- a) El gas natural HC-290, es el único refrigerante entre los planteados en este proyecto que cumple de forma positiva con el Protocolo Montreal, Kioto y la meta de ser Carbono Neutral para el 2021.
- b) Desde el punto de vista de mayor eficiencia, menor impacto ambiental y requerimientos de aire acondicionado en la zona de Guanacaste, la tecnología para implementar en este proyecto es el sistema de agua helada (Chiller).
- c) Se diseñó el sistema de climatización con base al refrigerante natural HC-290 y el sistema de agua helada garantizando el cumplimiento de las necesidades del diseño.
- d) Se requiere una capacidad de 88 toneladas de refrigeración, para suplir las necesidades de climatización del hotel, según el programa HAP.
- e) La diferencia entre la carga de enfriamiento calculada por el cálculo manual y con el software de simulación es de un 5% (5 toneladas).
- f) Se generaron los planos mecánicos del diseño propuesto para el sistema de aire acondicionado.
- g) Se generó el análisis comparativo entre los refrigerantes HFC-410A, HFC-134a y HC-290, capaz de evidenciar todos los criterios utilizados para la elaboración de este proyecto.
- h) El refrigerante natural HC-290, para este proyecto es la mejor opción desde el punto de vista ambiental, energético y eficiencia. Con la implementación del gas verde se reduce el impacto al medio ambiente, reduce el consumo eléctrico sin impactar los requerimientos de climatización y además es el gas que obtuvo un valor de EER más alto entre los refrigerantes estudiados, con un valor de 16.
- i) Desde el punto de vista inversión inicial, la opción que tiene menor valor es el equipo de York con HFC-410A, con 494 USD/TR.
- j) El uso del Recuperador de Calor para el calentamiento de agua, es una opción viable para maximizar la eficiencia de un sistema de un chiller, reduciendo la capacidad del calentador, disminuyendo el consumo energético y el impacto ambiental.

- k) Para un requerimiento de agua caliente de 63 086 kcal/h, el calentador a gas es el equipo más factible en término energéticos, cantidad de equipos e inversión inicial.

10.2 Recomendaciones

- El sector hotelero de Costa Rica debe constituirse en pionero en la incursión de la utilización de refrigerantes verdes para las necesidades de aire acondicionado y generar un ejemplo para otros sectores de cómo reducir los impactos provocados por el uso de sistemas de climatización; para ello, puede empezar con realizar proyectos demostrativos que sean replicables en otros sectores, como es el caso de la propuesta establecida en este proyecto.
- Para la operación y mantenimiento del equipo de SABROE HC-290, el personal a cargo, debe de tener experiencia con la manipulación de hidrocarburos como refrigerantes, además, los trabajos de mantenimiento deben realizarse de acuerdo con la norma EN 378 o ISO 5149.
- Los operadores y el personal de mantenimiento deben leer, comprender y cumplir con cuidado con todas las alarmas e instrucciones escritas en el manual del equipo.
- Los equipos para este proyecto deberán tener certificaciones UL o ETL para garantizar el buen funcionamiento y de operación de los equipos.
- Se recomienda utilizar eficiencias energéticas mayores a un EER de 9 para la selección de los equipos del sistema de aire acondicionado.
- Todos los ductos utilizados deben ser fabricados bajo la norma SMACNA (Sheet Metal and Air Conditioning Contractors National Association, Inc.).
- La soportaría entre ductos y tubería deben colocarse cada 1,5 m.

A continuación, se presenta una tabla de la rutina de mantenimiento a seguir para el chiller SABROE-290, recomendado por Johnson Controls.

Tabla 56. Cronograma de mantenimiento para el equipo SABROE.

Refrigerante	Diario	Cada 3 meses	Cada 12 meses
Propano	Inspeccione la unidad enfriadora y verifique que tanto el ruido como las vibraciones sean normales y correcto, si es necesario.	Inspeccione el condensador y el evaporador como polvo, suciedad y grasa de la barra de aire a las tuberías y láminas del condensador.	En general, solo es necesario mantener el compresor y el condensador. Sin embargo, se recomienda verificar que la enfriadora esté funcionando correctamente.
	Para observar tendencias, se recomienda ingresar los datos operativos observados en un registro de operación, ver 5.4.2 Monitoreo de operación. Compruebe que todos los valores operativos se encuentran dentro de los rangos permisibles compáralos con valores previos para detectar tendencias		
	Controlar el nivel de aceite en el compresor el aceite debe ser visible en la vista superior vidrio y debe ser revisado durante la operación.		
	Compruebe la carga de refrigerante. Comprobar que no haya formación de espuma en la vista vidrio en la línea de líquido refrigerante durante la operación estable, ya que esto implica falta de refrigerante de una fuga. Periódicamente, puede haber formaciones insignificantes de burbujas en relación con la regulación de los automáticos e inmediatamente después de cada puesta en marcha en periodos fríos.		
	Observe si hay fugas de refrigerante, aceite, glicol o agua, acumulación de aceite en la base la placa en el recinto del compresor es una indicación de fuga de refrigerante.		
	Verifique el sistema de control por alarmas / paradas.		

Fuente: Elaboración propia (Excel).

11. Bibliografía

- ASHRAE. (2010). *Designation and safety classification of refrigerants*. Alanta: USA, ASHRAE.
- ASHRAE. (2010). *Fundamentals ASHRAE Handbook American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Inc.*
- ASHRAE. (2011). *ASHRAE Handbook: HVAC Applications*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- Benemerito Cuerpo de Bomberos de Costa Rica: Unidad de Ingenieria. (2017). *Benemerito Cuerpo de Bomberos de Costa Rica*. Obtenido de <http://www.bomberos.go.cr>
- Carlos, & A. (2014). *Nergiza*. Obtenido de <https://nergiza.com/eer-cop-seer-y-scop-midiendo-la-eficiencia-del-aire-acondicionado/>
- Carrier, A. (2009). *Handbook of Air Conditioning System Design*. New York: McGRAW-HILL.
- Castillo, C. (2012). Tecnología avanzada, eficiencia energética. *Mundo HVACR*.
- Castro Navarro, J. (2017). *Diseño de sistema de agua helada para climatización artificial, en sector hotelero en Guanacaste*. Cartago: Repositorio TEC.
- Coopeguanacaste. (27 de julio de 2018). Obtenido de <http://www.coopeguanacaste.com/es/servicios/facturacion-de-energia/tarifas-aresep>
- Cortes, E. F. (2014). *Sistemas de refrigeración doméstica - Estado del arte de las mejoras en la eficiencia energética*. ResearchGate.
- Daikin. (2016). Obtenido de VRV Fit para uso residencial y comercial: <http://www.daikin.com.br/>
- Daikin McQuay Ar Condicionado Brasil Ltda. (2015). Tecnología Inverter.
- EMBRACO. (2017). *Refrigeraciónclub*. Obtenido de <http://refrigerationclub.com/es-es/r290-y-r600>

- Garro Zavaleta, A. (2012). *Suministro de Agua en Edificaciones*. Cartago.
- Heubes, J., Martin, M., & Oppelt, D. (2010). *Refrigeration, air conditioning and foam blowing sectors technology roadmap*. Alemania: GIZ Proklima.
- Heurles, J. M. (2010). *Refrigeration, air conditioning and foam blowing sectors technology roadmap*. Alemania: Giz Proklima.
- Idoia, A., & CALORYFRIO. (17 de Octubre de 2017). Huayi apuesta por el gas refrigerante R290. *Calor y frio.com*.
- Kowollik, M. (2014). *Costa Rica carbono neutral: un país pequeño con metas grandes*. Costa Rica: Friedrich Ebert Stiftung.
- Ley 7223. (1991). *Reforma Aprobación del Protocolo de Montreal, relativo a las Sustancias*. Costa Rica.
- Ley 8219. (1998). *APROBACIÓN DEL PROTOCOLO DE KYOTO DE LA CONVENCIÓN MARCO DE LAS NACIONES UNIDAS SOBRE EL CAMBIO CLIMÁTICO*. Costa Rica.
- Midea Group. (3 de Marzo de 2018). *Business Wire (Español)*. Obtenido de <https://www.businesswire.com/news/home/20180320006557/es/>
- MINAE. (2014). *Manual de buenas prácticas en refrigeración*.
- Ministerio de Ambiente, Energía y Telecomunicaciones. (2009). *Estrategia Nacional de Cambio Climático*. Obtenido de <http://cambioclimaticocr.com>
- ONUUDI. (2011). *Iniciativa de industria verde para el desarrollo industrial sostenible*. Viena.
- Pita, E. (2014). *Acondicionamiento de aire, Principios y sistemas*. CECSA.
- Pita, E. G. (2014). *Acondicionamiento de aire: Principios y sistemas*. CECSA.
- Salazar Murillo, D. (20 de Julio de 2018). *Ojo al clima*. Obtenido de <https://ojoalclima.com/>
- Toshiba. (2016). Obtenido de Toshiba Aire Acondicionado y Refrigeración: <http://www.toshiba-aire.es/>

UDED. (2017). *Report of the Technology and Economic Assessment Panel (TEAP)*. Bangkok.

Unidad Conservación de Energía - ICE. (2017). *Guía para el uso eficiente de la energía eléctrica aplicada a pequeños hoteles y otras PYMES*. San José.

Unidad de Ozono. (2015). *Manual Nacional de Buenas Prácticas en Refrigeración*. Uruguay.

Wang, S. K. (2001). *Handbook of conditioning and refrigeration*. New York: McGraw-Hill.

12. Apéndice

Apéndice 1. Tarifa eléctrica Coopeguanacaste, R.L.

Tarifa T-CO: Tarifa comercios y servicios				
Clientes consumo exclusivo de energía				
a. Consumo de energía menor o igual a 3000kWh	cada kWh		96,24	96,55
Clientes consumo energía y potencia				
Por consumo de energía (kWh)				
b. Bloque 0 - 3000 kWh	Cargo fijo		182 880,00	183 480,00
c. Bloque mayor a 3000 kWh	cada kWh		60,96	61,16
Por consumo de potencia (kW)				
d. Bloque 0 - 10 kW	Cargo fijo		90 020,30	90 308,40
e. Bloque mayor a 10 kW	cada kW		9 002,03	9 030,84

Fuente: (Coopeguanacaste, 2018).

Apéndice 2. Ganancia de calor del exterior.

Primer Piso

Oficinas de la derecha del pasillo

	Área (ft ²)	U (BTU/h °F ft ²)	DTCEe (°F)	Ganancia de calor (BTU/h)	
Pared Este	102,20	0,161	34,7	570,99	
Pared Oeste	129,10	0,161	12	249,42	
Pared Norte	225,93	0,161	12	436,49	
Pared Sur	246,91	0,161	12	477,02	
	FCGS (BTU/h ft ²)	Área (ft ²)	CS	FCE	Ganancia de calor (BTU/h)
Ventana este	227	26,90	0,87	0,32	1699,74

Oficinas de la izquierda del pasillo

	Área (ft ²)	U (BTU/h °F ft ²)	DTCEe (°F)	Ganancia de calor (BTU/h)
Pared Este	129,10	0,161	12	249,42
Pared Oeste	102,20	0,161	22,35	367,77
Pared Norte	225,93	0,161	12	436,49
Pared Sur	225,93	0,161	12	436,49

Fuente: Elaboración propia (Excel)

	FCGS (BTU/h ft ²)	Área (ft ²)	CS	FCE	Ganancia de calor (BTU/h)
Ventana oeste	227	26,90	0,87	0,29	1540,39

Segundo Piso

Habitaciones de la derecha del pasillo

	Área (ft ²)	U (BTU/h °F ft ²)	DTCEe (°F)	Ganancia de calor (BTU/h)
Pared Este	102,20	0,161	34,7	570,99
Pared Oeste	129,10	0,161	12	249,42
Pared Norte	161,38	0,161	12	311,79
Pared Sur	161,38	0,161	12	311,78

	FCGS (BTU/h ft ²)	Área (ft ²)	CS	FCE	Ganancia de calor (BTU/h)
Ventana este	227	26,90	0,87	0,32	1699,74

Habitaciones de la izquierda del pasillo

	Área (ft ²)	U (BTU/h °F ft ²)	DTCEe (°F)	Ganancia de calor (BTU/h)
Pared Este	129,10	0,161	12	249,42
Pared Oeste	102,20	0,161	22,35	367,77
Pared Norte	161,38	0,161	12	311,78
Pared Sur	161,38	0,161	12	311,78

	FCGS (BTU/h ft ²)	Área (ft ²)	CS	FCE	Ganancia de calor (BTU/h)
Ventana oeste	227	26,90	0,87	0,29	1540,39

Fuente: Elaboración propia (Excel).

Habitaciones de la derecha del pasillo diagonal

	Área (ft ²)	U (BTU/h °F ft ²)	DTCEe (°F)	Ganancia de calor (BTU/h)	
Pared Noreste	102,20	0,161	26,9	442,64	
Pared Suroeste	129,10	0,161	12	249,42	
Pared Sureste	161,38	0,161	12	311,78	
Pared Noroeste	161,38	0,161	12	311,78	
	FCGS (BTU/h ft ²)	Área (ft ²)	CS	FCE	Ganancia de calor (BTU/h)
Ventana Noreste	172	26,90	0,87	0,30	1207,42

Habitaciones de la izquierda del pasillo diagonal

	Área (ft ²)	U (BTU/h °F ft ²)	DTCEe (°F)	Ganancia de calor (BTU/h)	
Pared Noreste	161,38	0,161	12	311,78	
Pared Suroeste	134,48	0,161	24,95	540,20	
Pared Sureste	145,24	0,161	12	280,60	
Pared Noroeste	145,24	0,161	12	280,60	
	FCGS (BTU/h ft ²)	Área (ft ²)	CS	FCE	Ganancia de calor (BTU/h)
Ventana Suroeste	150	26,90	0,87	0,44	1544,37

Tercer Piso

Habitaciones de la derecha del pasillo

	Área (ft ²)	U (BTU/h °F ft ²)	DTCEe (°F)	Ganancia de calor (BTU/h)	
Pared Este	102,20	0,161	34,7	570,99	
Pared Oeste	129,10	0,161	12	249,42	
Pared Norte	161,38	0,161	12	311,79	
Pared Sur	161,38	0,161	12	311,78	
	FCGS (BTU/h ft ²)	Área (ft ²)	CS	FCE	Ganancia de calor (BTU/h)
Ventana este	227	26,90	0,87	0,32	1699,74

Fuente: Elaboración propia (Excel).

	Área (ft ²)	U (BTU/h °F ft ²)	DTCEe (°F)	Ganancia de calor (BTU/h)
Techo	215,17	0,134	41,5	1196,55

Habitaciones de la izquierda del pasillo

	Área (ft ²)	U (BTU/h °F ft ²)	DTCEe (°F)	Ganancia de calor (BTU/h)
Pared Este	129,10	0,161	12	249,42
Pared Oeste	102,20	0,161	22,35	367,77
Pared Norte	161,38	0,161	12	311,78
Pared Sur	161,38	0,161	12	311,78

	FCGS (BTU/h ft ²)	Área (ft ²)	CS	FCE	Ganancia de calor (BTU/h)
Ventana oeste	227	26,90	0,87	0,29	1540,39

	Área (ft ²)	U (BTU/h °F ft ²)	DTCEe (°F)	Ganancia de calor (BTU/h)
Techo	215,17	0,134	41,5	1196,55

Habitaciones de la derecha del pasillo diagonal

	Área (ft ²)	U (BTU/h °F ft ²)	DTCEe (°F)	Ganancia de calor (BTU/h)
Pared Noreste	102,20	0,161	26,9	442,64
Pared Suroeste	129,10	0,161	12	249,42
Pared Sureste	161,38	0,161	12	311,78
Pared Noroeste	161,38	0,161	12	311,78

	FCGS (BTU/h ft ²)	Área (ft ²)	CS	FCE	Ganancia de calor (BTU/h)
Ventana Noreste	172	26,90	0,87	0,30	1207,42

	Área (ft ²)	U (BTU/h °F ft ²)	DTCEe (°F)	Ganancia de calor (BTU/h)
Techo	215,17	0,134	41,5	1196,55

Fuente: Elaboración propia (Excel).

Habitaciones de la izquierda del pasillo diagonal

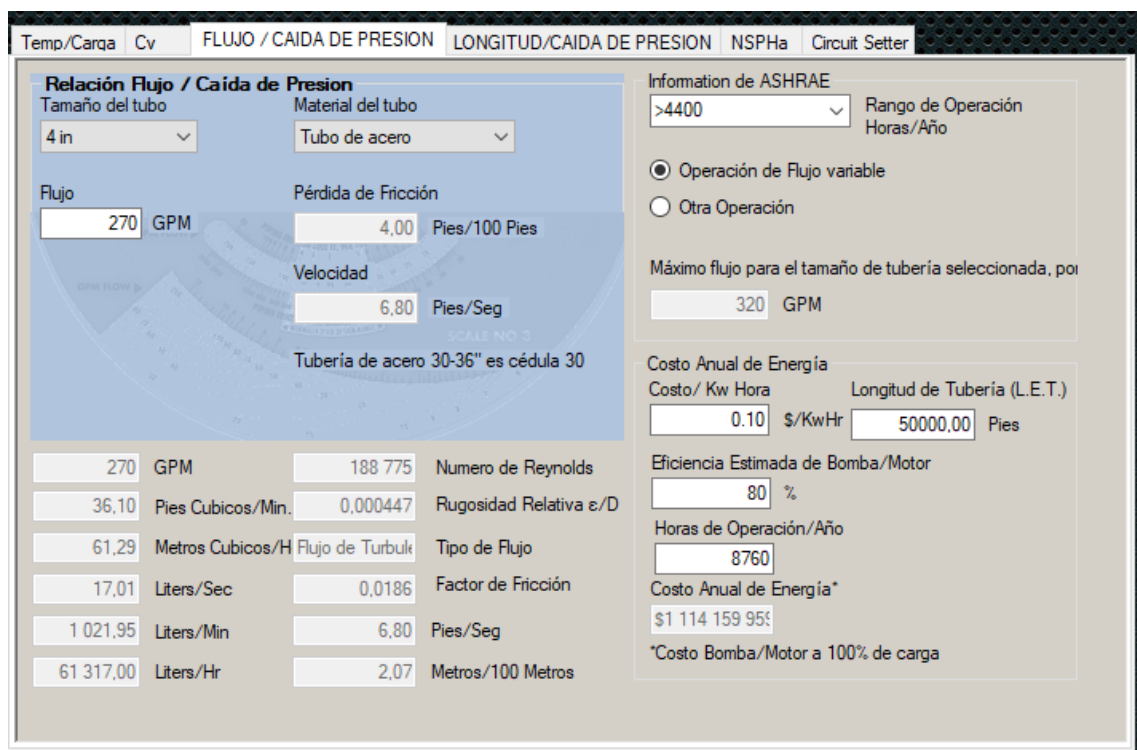
	Área (ft ²)	U (BTU/h °F ft ²)	DTCEe (°F)	Ganancia de calor (BTU/h)
Pared Noreste	161,38	0,161	12	311,78
Pared Suroeste	134,48	0,161	24,95	540,20
Pared Sureste	145,24	0,161	12	280,60
Pared Noroeste	145,24	0,161	12	280,60

	FCGS (BTU/h ft ²)	Área (ft ²)	CS	FCE	Ganancia de calor (BTU/h)
Ventana Suroeste	150	26,90	0,87	0,44	1544,37

	Área (ft ²)	U (BTU/h °F ft ²)	DTCEe (°F)	Ganancia de calor (BTU/h)
Techo	215,17	0,134	41,5	1196,55

Fuente: Elaboración propia (Excel).

Apéndice 3. Recorte Herramienta System Syzer.



Fuente: Aplicación System Syzer.

13. Anexo

Anexo 1. Coeficiente general de transferencia de calor de paredes.

Grupo No.	Descripción de la construcción	Peso, lb/ft ²	Valor de U, BTU/(h-ft ² -°F)	Capacidad calorífica BTU/(ft ² -°F)
Ladrillo de vista de 4 in + (Ladrillo)				
C	Espacio de aire + ladrillo de vista de 3 in	83	0.358	18.3
D	Ladrillo común de 4 in	90	0.415	18.4
C	Aislamiento de 1 in o espacio de aire + ladrillo común de 4 in	90	0.174-0.301	18.4
B	Aislamiento de 2 in + ladrillo común de 4 in	88	0.111	18.5
B	Ladrillo común de 8 in	130	0.302	26.4
A	Aislamiento o espacio de aire + ladrillo común de 8 in	130	0.154-0.243	26.4
Ladrillo de vista de 4 in + (Concreto pesado)				
C	Espacio de aire + concreto de 2 in	94	0.350	19.7
B	Aislamiento de 2 in + concreto de 4 in	97	0.116	19.8
A	Espacio de aire o aislamiento + concreto de 8 in o más	143-190	0.110-0.112	29.1-38.4
Ladrillo de vista de 4 in + (bloque de concreto ligero o pesado)				
E	Bloque de 4 in	62	0.319	12.9
D	Espacio de aire o aislamiento + bloque de 4 in	62	0.153-0.246	12.9
D	Bloque de 8 in	70	0.274	15.1
C	Espacio de aire o aislamiento de 1 in + bloque de 6 u 8 in	73-89	0.221-0.275	15.5-18.5
B	Aislamiento de 2 in + bloque de 8 in	89	0.096-0.107	15.5-18.6
Ladrillo de vista de 4 in + (azulejo de barro)				
D	Azulejo de 4 in	71	0.381	15.1
D	Espacio de aire + azulejo de 4 in	71	0.281	15.1
C	Aislamiento + azulejo de 4 in	71	0.169	15.1
C	Azulejo de 8 in	96	0.275	19.7
B	Espacio de aire o aislamiento de 1 in + azulejo de 8 in	96	0.142-0.221	19.7
A	Aislamiento de 2 in + azulejo de 8 in	97	0.097	19.8
Pared de concreto pesado + (acabado)				
E	Concreto de 4 in	63	0.585	12.5
D	Concreto de 4 in + aislamiento de 1 o 2 in	63	0.119-0.200	12.5
C	Aislamiento de 2 in + concreto de 4 in	63	0.119	12.7
C	Concreto de 8 in	109	0.490	21.9
B	Concreto de 8 in + aislamiento de 1 o 2 in	110	0.115-0.187	22.0
A	Aislamiento de 2 in + concreto de 8 in	110	0.115	21.9
E	Concreto de 12 in	156	0.421	31.2
A	Concreto de 12 in + aislamiento	156	0.113	31.3
Bloque de concreto ligero y pesado + (acabado)				
F	Bloque de 4 in + espacio de aire o aislamiento	29-36	0.161-0.263	5.7-7.2
E	Aislamiento de 2 in + bloque de 4 in	29-37	0.105-0.114	5.8-7.3
E	Bloque de 8 in	41-57	0.294-0.402	6.3-11.3
D	Concreto de 8 in + espacio de aire o aislamiento	41-57	0.149-0.173	8.3-11.3

Fuente: (Pita E. G., 2014).

Anexo 2. Coeficiente general de transferencia de calor de techos.

Techo No.	Descripción de la construcción	Hora Peso, lb/ft ²	Valor de U, BTU/h Ft ² -°F
1.	Lámina de metal con aislamiento de 1 o 2 in	7 (8)	0.213 (0.124)
2.	Madera de 1 in con aislamiento de 1 in	8	0.170
3.	Concreto ligero de 4 in	18	0.213
4.	Concreto pesado de 2 in con aislamiento de 2 in	29	0.206 (0.122)
5.	Madera de 1 in con aislamiento de 2 in	19	0.109
6.	Concreto ligero de 6 in	24	0.158
7.	Madera de 2.5 in con aislamiento de 1 in	13	0.130
8.	Concreto ligero de 8 in	31	0.126
9.	Concreto pesado de 4 in con aislamiento de 1 o 2 in	52 (52)	0.200 (0.120)
10.	Madera de 2.5 in con aislamiento de 2 in	13	0.093
11.	Sistema de terrazas de techo	75	0.106
12.	Concreto pesado de 6 in con aislamiento de 1 o 2 in	75 (75)	0.192 (0.117)
13.	Madera de 4 in con aislamiento de 1 o 2 in	17 (18)	0.106 (0.078)

Fuente: (Pita E. G., 2014).

Anexo 3. Diferencias de temperaturas para cargas de enfriamiento [DTCE] en paredes.

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

Fuente: (Pita E. G., 2014).

Anexo 4. Diferencias de temperaturas para cargas de enfriamiento [DTCE] en techos.

Techo No.	Descripción de la construcción	Hora Paso, h/ft²	Valor de U, BTU/h Ft²·F	Hora solar, h																											
				1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24				
				Sin cielo raso suspendido																											
1.	Lámina de metal con aislamiento de 1 o 2 in (8)	7	0.213 (0.134)	1	-2	-3	-3	-5	-3	6	19	34	49	61	71	78	77	77	70	59	45	30	18	8	5	3					
2.	Madera de 1 in con aislamiento de 1 in	8	0.170	6	3	0	-1	-3	-3	-2	4	14	27	39	52	62	70	74	74	70	62	51	38	28	20	14	9				
3.	Concreto ligero de 4 in	18	0.213 (0.206)	9	5	2	0	-2	-3	-3	1	9	20	30	44	55	64	70	73	71	66	57	45	34	25	18	13				
4.	Concreto pesado de 1 a 2 in con aislamiento de 2 in	29	0.123 (0.123)	12	8	5	3	0	-1	-1	3	11	20	30	41	51	59	65	66	66	62	54	43	36	25	22	17				
5.	Madera de 1 in con aislamiento de 2 in	19	0.189	5	0	-3	-4	-5	-7	-6	-3	5	16	27	39	49	57	63	64	62	57	48	37	26	18	11	7				
6.	Concreto ligero de 6 in	24	0.158	22	17	13	9	6	3	1	3	7	15	23	33	43	51	58	62	64	62	57	50	42	35	28					
7.	Madera de 2.5 in con aislamiento de 1 in	13	0.130	19	24	20	16	13	10	7																					

Anexo 5. Corrección de DCTE por latitud y mes (Paredes y techos).

Latitud	Mes	N	NNE	NE	ENE	E	ESE	SE	SSE	S	HORA
0	Dic	-3	-5	-5	-5	-2	-0	3	6	9	-1
	Ene/Nov	-3	-5	-4	-4	-1	-0	2	4	7	-1
	Feb/Oct	-3	-2	-2	-2	-1	-1	0	-1	0	0
	Mar/Sept	-3	0	1	-1	-1	-3	-3	-5	-8	-1
	Abr/Ago	5	4	3	0	-2	-5	-6	-8	-8	-2
	May/Jul	10	7	5	0	-3	-7	-8	-9	-8	-4
	Jun	12	9	5	0	-3	-7	-9	-10	-8	-5
8	Dic	-4	-6	-6	-6	-3	0	4	8	12	-5
	Ene/Nov	-3	-5	-6	-5	-2	0	3	6	10	-4
	Feb/Oct	-3	-4	-3	-3	-1	-1	1	2	4	-1
	Mar/Sept	-3	-2	-1	-1	-1	-2	-2	-3	-4	0
	Abr/Ago	2	2	2	0	-1	-4	-5	-7	-7	-1
	May/Jul	7	5	4	0	-2	-5	-7	-9	-7	-2
	Jun	9	6	4	0	-2	-6	-8	-9	-7	-2
16	Dic	-4	-6	-8	-8	-4	-1	4	9	13	-9
	Ene/Nov	-4	-6	-7	-7	-4	-1	4	8	12	-7
	Feb/Oct	-3	-5	-5	-4	-2	0	2	5	7	-4
	Mar/Sept	-3	-3	-2	-2	-1	-1	0	0	0	-1
	Abr/Ago	-1	0	-1	-1	-1	-3	-3	-5	-6	0
	May/Jul	4	3	3	0	-1	-4	-5	-7	-7	0
	Jun	6	4	4	1	-1	-4	-6	-8	-7	0

Fuente: (Pita E. G., 2014).

Anexo 6. Factor de ganancia máxima de calor para vidrios [FGCS].

0 Grados												16 Grados											
	N	NNE	NE	ENE	E	ESE	SE	SEE	S	HOR		N	NNE	NE	ENE	E	ESE	SE	SEE	S	HOR		
En.	34	34	88	177	234	254	235	182	118	296	En.	30	30	55	147	21	244	251	223	199	248		
Feb.	36	39	132	205	245	247	210	141	67	306	Feb.	33	33	96	180	231	247	233	188	154	275		
Mar.	38	87	170	223	242	223	170	87	38	303	Mar.	35	53	140	205	239	235	197	138	93	291		
Abr.	71	134	193	224	221	184	118	38	37	284	Abr.	39	99	172	216	227	204	150	77	45	289		
May	113	164	203	218	201	154	80	37	37	265	May	52	132	189	218	215	179	115	45	41	282		
Jun.	129	173	206	212	191	140	66	37	37	255	Jun.	66	142	194	217	207	167	99	41	41	277		
Jul.	115	164	201	213	195	149	77	38	38	260	Jul.	55	132	187	214	210	174	111	44	42	277		
Agos.	75	134	187	216	212	175	112	39	38	276	Agos.	41	100	168	209	219	196	143	74	46	282		
Sept.	40	84	163	213	231	213	163	84	40	293	Sept.	36	50	134	196	227	224	191	134	93	282		
Oct.	37	40	129	199	236	238	202	135	66	299	Oct.	33	33	95	174	223	237	225	183	150	270		
Nov.	35	35	88	175	230	250	230	179	117	293	Nov.	30	30	55	145	206	241	247	220	196	246		
Dic.	34	34	71	164	226	253	240	196	138	288	Dic.	29	29	41	132	198	241	254	233	212	234		

8 Grados												24 Grados											
	N	NNE	NE	ENE	E	ESE	SE	SEE	S	HOR		N	NNE	NE	ENE	E	ESE	SE	SEE	S	HOR		
En.	32	32	71	163	224	250	242	203	162	275	En.	27	27	41	128	190	240	253	241	227	214		
Feb.	34	34	114	193	239	248	219	165	110	294	Feb.	30	30	80	165	220	244	243	213	192	249		
Mar.	37	67	156	215	241	230	184	110	55	300	Mar.	34	45	124	195	234	237	214	168	137	275		
Abr.	44	117	184	221	225	195	134	53	39	289	Abr.	37	88	159	209	228	212	169	107	75	283		
May	74	146	198	220	209	167	97	39	38	277	May	43	117	178	214	218	190	132	67	46	282		
Jun.	90	155	200	217	200	141	82	39	39	269	Jun.	55	127	184	214	212	179	117	55	43	279		
Jul.	77	145	195	215	204	162	93	40	39	272	Jul.	45	116	176	210	213	185	129	65	46	278		
Agos.	47	117	179	214	216	186	128	51	41	282	Agos.	38	87	156	203	220	204	162	103	72	277		
Sept.	38	66	149	205	230	219	176	107	56	290	Sept.	35	42	119	185	222	225	206	163	134	266		
Oct.	35	35	112	187	231	239	211	160	108	288	Oct.	31	31	79	159	211	237	235	207	187	244		
Nov.	33	33	71	161	220	245	233	200	160	273	Nov.	27	27	42	126	187	236	249	237	224	213		
Dic.	31	31	55	149	215	246	247	215	179	265	Dic.	26	26	29	1112	180	234	247	247	237	199		

Fuente: (Pita E. G., 2014).

Anexo 7. Factor de sombreado para vidrios. (CS)

	Tipo de vidrio	Espesor nominal de cada vidrio claro ^a	Transmisión solar ^b
VIDRIO SENCILLO	Sencillo		
	Claro	3/32 a 1/4	0.87-0.80
	Claro	1/4 a 1/2	0.80-0.71
	Claro	3/8	0.72
	Claro	1/2	0.67
	Claro con figuras	1/8 a 9/32	0.87-0.79
	Absorbente de calor, con figuras ^c	1/8	
	Absorbente de calor ^d	3/16 a 1/4	0.46
	Absorbente de calor, con figuras	3/16 a 1/4	
	Coloreado	1/8 a 7/32	0.59-0.45
	Absorbente de calor, o con figuras		0.44-0.30
	Absorbente de calor ^e	3/8	0.34
Absorbente de calor, o con figuras	1/2	0.44-0.30	
Vidrio recubierto reflector		0.24	

Fuente: (Pita E. G., 2014).

Anexo 8. Factor de carga de enfriamiento para vidrios. (FCE)

Latitud norte.	Ventana viendo hacia él	Construcción del recinto	Hora solar, h																							
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
N	L		0.17	0.14	0.11	0.09	0.08	0.33	0.42	0.48	0.56	0.63	0.71	0.76	0.80	0.82	0.82	0.79	0.80	0.84	0.61	0.48	0.38	0.31	0.25	0.20
	M		0.23	0.20	0.18	0.16	0.14	0.34	0.41	0.46	0.52	0.59	0.65	0.70	0.73	0.75	0.76	0.74	0.75	0.79	0.61	0.50	0.42	0.36	0.31	0.27
	H		0.25	0.23	0.21	0.20	0.19	0.38	0.45	0.50	0.55	0.60	0.65	0.69	0.72	0.73	0.72	0.70	0.70	0.74	0.57	0.46	0.39	0.34	0.31	0.28
NE	L		0.04	0.04	0.03	0.02	0.02	0.23	0.41	0.51	0.51	0.45	0.39	0.36	0.33	0.31	0.28	0.26	0.23	0.19	0.15	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05
	M		0.07	0.06	0.06	0.05	0.04	0.21	0.36	0.44	0.45	0.40	0.36	0.33	0.31	0.30	0.28	0.26	0.23	0.21	0.17	0.15	0.13	0.11	0.09	0.08
	H		0.09	0.08	0.08	0.07	0.07	0.23	0.37	0.44	0.44	0.39	0.34	0.31	0.29	0.27	0.26	0.24	0.22	0.20	0.16	0.14	0.13	0.12	0.11	0.10
E	L		0.04	0.04	0.03	0.02	0.02	0.19	0.37	0.51	0.57	0.57	0.51	0.42	0.36	0.32	0.29	0.25	0.22	0.19	0.14	0.12	0.09	0.08	0.06	0.05
	M		0.07	0.06	0.06	0.05	0.04	0.18	0.33	0.44	0.50	0.51	0.45	0.39	0.35	0.32	0.29	0.26	0.23	0.21	0.17	0.15	0.13	0.11	0.10	0.08
	H		0.09	0.09	0.08	0.08	0.07	0.21	0.34	0.45	0.50	0.49	0.43	0.36	0.32	0.29	0.26	0.24	0.22	0.19	0.17	0.15	0.13	0.12	0.11	0.10
SE	L		0.05	0.04	0.04	0.03	0.02	0.13	0.28	0.43	0.55	0.62	0.63	0.57	0.48	0.42	0.37	0.33	0.28	0.24	0.19	0.15	0.12	0.10	0.08	0.07
	M		0.09	0.08	0.07	0.06	0.05	0.14	0.26	0.38	0.48	0.54	0.55	0.51	0.45	0.40	0.36	0.33	0.29	0.25	0.21	0.18	0.16	0.14	0.12	0.10
	H		0.11	0.10	0.10	0.09	0.08	0.17	0.28	0.40	0.49	0.53	0.53	0.48	0.41	0.36	0.33	0.30	0.27	0.24	0.20	0.18	0.16	0.14	0.13	0.12
S	L		0.08	0.07	0.05	0.04	0.04	0.06	0.09	0.14	0.22	0.34	0.48	0.59	0.65	0.65	0.59	0.50	0.43	0.36	0.28	0.22	0.18	0.15	0.12	0.10
	M		0.12	0.11	0.09	0.08	0.07	0.08	0.11	0.14	0.21	0.31	0.42	0.52	0.57	0.58	0.53	0.47	0.41	0.36	0.29	0.25	0.21	0.18	0.16	0.14
	H		0.13	0.12	0.12	0.11	0.10	0.12	0.14	0.17	0.24	0.32	0.43	0.51	0.56	0.55	0.50	0.43	0.38	0.32	0.26	0.22	0.20	0.18	0.16	0.15
SW	L		0.12	0.10	0.08	0.06	0.05	0.06	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.24	0.36	0.49	0.60	0.66	0.66	0.58	0.43	0.33	0.27	0.22	0.18	0.14
	M		0.15	0.13	0.12	0.10	0.09	0.09	0.10	0.12	0.13	0.15	0.17	0.23	0.33	0.44	0.53	0.58	0.59	0.53	0.41	0.33	0.28	0.24	0.21	0.18
	H		0.15	0.14	0.13	0.12	0.11	0.12	0.13	0.14	0.16	0.17	0.19	0.25	0.34	0.44	0.52	0.56	0.56	0.49	0.37	0.30	0.25	0.21	0.19	0.17
W	L		0.12	0.10	0.08	0.07	0.05	0.06	0.07	0.08	0.10	0.11	0.13	0.14	0.20	0.32	0.45	0.57	0.64	0.61	0.44	0.34	0.27	0.22	0.18	0.14
	M		0.15	0.13	0.11	0.10	0.09	0.09	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.19	0.29	0.40	0.50	0.56	0.55	0.41	0.33	0.27	0.23	0.20	0.17
	H		0.14	0.13	0.12	0.11	0.10	0.11	0.12	0.13	0.13	0.14	0.15	0.16	0.21	0.30	0.40	0.49	0.54	0.52	0.38	0.30	0.24	0.21	0.18	0.16
NW	L		0.11	0.09	0.08	0.06	0.05	0.06	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.17	0.19	0.23	0.33	0.47	0.59	0.60	0.43	0.33	0.26	0.21	0.17	0.14
	M		0.14	0.12	0.11	0.09	0.08	0.09	0.10	0.11	0.13	0.14	0.16	0.17	0.18	0.21	0.30	0.42	0.51	0.53	0.39	0.32	0.26	0.22	0.19	0.16
	H		0.14	0.12	0.11	0.11	0.10	0.11	0.12	0.13	0.15	0.16	0.18	0.19	0.19	0.22	0.30	0.41	0.50	0.51	0.36	0.29	0.23	0.20	0.17	0.15

Fuente: (Pita E. G., 2014).

Anexo 9. Tasa de ganancia de calor según actividad en recintos.

Degree of Activity	Location	Total Heat, Btu/h		Sensible Heat, Btu/h	Latent Heat, Btu/h	% Sensible Heat that is Radiant ^b	
		Adult Male	Adjusted, M/F ^a			Low V	High V
Seated at theater	Theater, matinee	390	330	225	105		
Seated at theater, night	Theater, night	390	350	245	105	60	27
Seated, very light work	Offices, hotels, apartments	450	400	245	155		
Moderately active office work	Offices, hotels, apartments	475	450	250	200		
Standing, light work; walking	Department store; retail store	550	450	250	200	58	38
Walking, standing	Drug store, bank	550	500	250	250		
Sedentary work	Restaurant ^c	490	550	275	275		
Light bench work	Factory	800	750	275	475		
Moderate dancing	Dance hall	900	850	305	545	49	35
Walking 3 mph; light machine work	Factory	1000	1000	375	625		
Bowling ^d	Bowling alley	1500	1450	580	870		
Heavy work	Factory	1500	1450	580	870	54	19
Heavy machine work; lifting	Factory	1600	1600	635	965		
Athletics	Gymnasium	2000	1800	710	1090		

Fuente: (ASHRAE, Fundamentals ASHRAE Handbook American Society of Heating, 2010).

Anexo 10. Ganancia de calor por equipos.

Appliance	Energy Rate, Btu/h		Rate of Heat Gain, Btu/h				Usage Factor F_u	Radiation Factor F_r
	Rated	Standby	Sensible Radiant	Sensible Convective	Latent	Total		
Cabinet: hot serving (large), insulated*	6,800	1,200	400	800	0	1,200	0.18	0.33
Cabinet: hot serving (large), uninsulated	6,800	3,500	700	2,800	0	3,500	0.51	0.2
Cabinet: proofing (large)*	17,400	1,400	1,200	0	200	1,400	0.08	0.86
Cabinet: proofing (small-15 shelf)	14,300	3,900	0	900	3,000	3,900	0.27	0
Coffee brewing urn	13,000	1,200	200	300	700	1,200	0.09	0.17
Drawer warmers, 2-drawer (moist holding)*	4,100	500	0	0	200	200	0.12	0
Egg cooker	10,900	700	300	400	0	700	0.06	0.43
Espresso machine*	8,200	1,200	400	800	0	1,200	0.15	0.33
Food warmer: steam table (2-well-type)	5,100	3,500	300	600	2,600	3,500	0.69	0.09
Freezer (small)	2,700	1,100	500	600	0	1,100	0.41	0.45
Hot dog roller*	3,400	2,400	900	1,500	0	2,400	0.71	0.38
Hot plate: single burner, high speed	3,800	3,000	900	2,100	0	3,000	0.79	0.3
Hot-food case (dry holding)*	31,100	2,500	900	1,600	0	2,500	0.08	0.36
Hot-food case (moist holding)*	31,100	3,300	900	1,800	600	3,300	0.11	0.27
Microwave oven: commercial (heavy duty)	10,900	0	0	0	0	0	0	0
Oven: countertop conveyorized bake/finishing*	20,500	12,600	2,200	10,400	0	12,600	0.61	0.17
Panini*	5,800	3,200	1,200	2,000	0	3,200	0.55	0.38
Popcorn popper*	2,000	200	100	100	0	200	0.1	0.5
Rapid-cook oven (quartz-halogen)*	41,000	0	0	0	0	0	0	0
Rapid-cook oven (microwave/convection)*	24,900	4,100	1,000	3,100	0	4,100	0.16	0.24
Reach-in refrigerator*	4,800	1,200	300	900	0	1,200	0.25	0.25
Refrigerated prep table*	2,000	900	600	300	0	900	0.45	0.67
Steamer (bun)	5,100	700	600	100	0	700	0.14	0.86
Toaster: 4-slice pop up (large): cooking	6,100	3,000	200	1,400	1,000	2,600	0.49	0.07
Toaster: contact (vertical)	11,300	5,300	2,700	2,600	0	5,300	0.47	0.51
Toaster: conveyor (large)	32,800	10,300	3,000	7,300	0	10,300	0.31	0.29
Toaster: small conveyor	5,800	3,700	400	3,300	0	3,700	0.64	0.11
Waffle iron	3,100	1,200	800	400	0	1,200	0.39	0.67

Equipment	Description	Nameplate Power Consumption, W	Average Power Consumption, W
Desktop computer ^a	Manufacturer A (model A); 2.8 GHz processor, 1 GB RAM	480	73
	Manufacturer A (model B); 2.6 GHz processor, 2 GB RAM	480	49
	Manufacturer B (model A); 3.0 GHz processor, 2 GB RAM	690	77
	Manufacturer B (model B); 3.0 GHz processor, 2 GB RAM	690	48
	Manufacturer A (model C); 2.3 GHz processor, 3 GB RAM	1200	97
Laptop computer ^b	Manufacturer 1; 2.0 GHz processor, 2 GB RAM, 17 in. screen	130	36
	Manufacturer 1; 1.8 GHz processor, 1 GB RAM, 17 in. screen	90	23
	Manufacturer 1; 2.0 GHz processor, 2 GB RAM, 14 in. screen	90	31
	Manufacturer 2; 2.13 GHz processor, 1 GB RAM, 14 in. screen, tablet PC	90	29
	Manufacturer 2; 366 MHz processor, 130 MB RAM, 14 in. screen)	70	22
Flat-panel monitor ^c	Manufacturer 3; 900 MHz processor, 256 MB RAM (10.5 in. screen)	50	12
	Manufacturer X (model A); 30 in. screen	383	90
	Manufacturer X (model B); 22 in. screen	360	36
	Manufacturer Y (model A); 19 in. screen	288	28
	Manufacturer Y (model B); 17 in. screen	240	27
	Manufacturer Z (model A); 17 in. screen	240	29
	Manufacturer Z (model C); 15 in. screen	240	19

Equipment	Description	Nameplate Power Consumption, W	Average Power Consumption, W
Laser printer, typical desktop, small-office type ^a	Printing speed up to 10 pages per minute	430	137
	Printing speed up to 35 pages per minute	890	74
	Printing speed up to 19 pages per minute	508	88
	Printing speed up to 17 pages per minute	508	98
	Printing speed up to 19 pages per minute	635	110
Multifunction (copy, print, scan) ^b	Printing speed up to 24 page per minute	1344	130
	Small, desktop type	600	30
Scanner ^b	Medium, desktop type	40	15
	Small, desktop type	700	135
Copy machine ^c	Large, multiuser, office type	19	16
		1750	800 (idle 260 W)
		1440	550 (idle 135 W)
Fax machine	Medium	1850	1060 (idle 305 W)
	Small	936	90
Plotter	Manufacturer A	40	20
	Manufacturer B	400	250
		456	140

Fuente: (ASHRAE, Fundamentals ASHRAE Handbook American Society of Heating, 2010).

Anexo 11. Pérdida de presión en ductos.

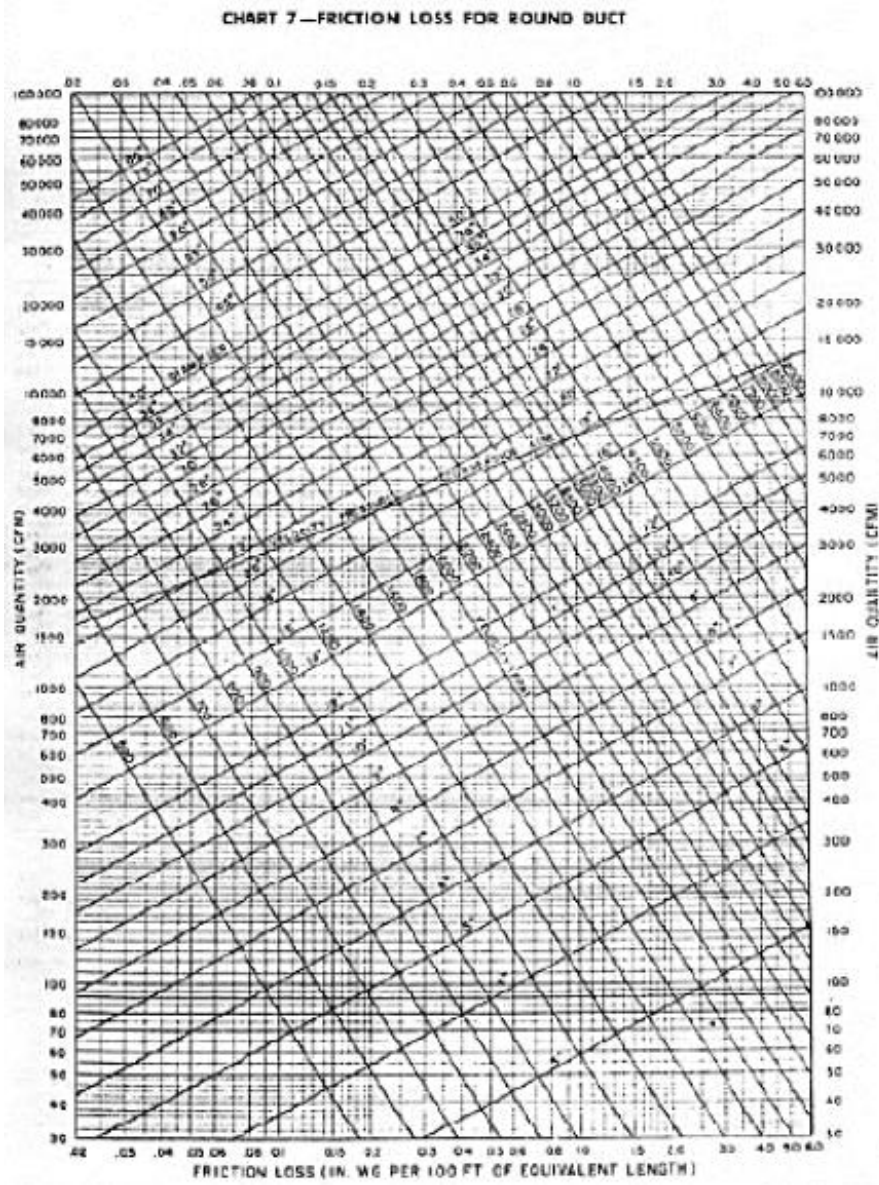
Debido a la velocidad del fluido

VELOCITY PRESSURE (in. wg)	VELOCITY (Ft/Min)	VELOCITY PRESSURE (in. wg)	VELOCITY (Ft/Min)	VELOCITY PRESSURE (in. wg)	VELOCITY (Ft/Min)	VELOCITY PRESSURE (in. wg)	VELOCITY (Ft/Min)
.01	400	.09	2150	.58	3050	1.28	4530
.02	565	.20	2100	.60	3100	1.32	4600
.03	693	.31	2220	.62	3150	1.36	4670
.04	800	.42	2280	.64	3200	1.40	4730
.05	895	.53	2300	.66	3250	1.44	4800
.06	980	.64	2320	.68	3300	1.48	4870
.07	1060	.75	2370	.70	3350	1.52	4950
.08	1130	.86	2400	.72	3390	1.56	5000
.09	1200	.97	2440	.74	3440	1.60	5060
.10	1270	1.08	2470	.76	3490	1.64	5120
.11	1330	1.19	2500	.78	3530	1.68	5190
.12	1390	1.30	2530	.80	3580	1.72	5250
.13	1440	1.41	2560	.82	3620	1.76	5310
.14	1500	1.52	2590	.84	3670	1.80	5370
.15	1550	1.63	2620	.86	3710	1.84	5430
.16	1600	1.74	2650	.88	3750	1.88	5490
.17	1650	1.85	2680	.90	3790	1.92	5550
.18	1700	1.96	2710	.92	3840	1.96	5600
.19	1740	2.07	2740	.94	3880	2.00	5660
.20	1790	2.18	2770	.96	3920	2.04	5710
.21	1820	2.29	2800	.98	3970	2.08	5770
.22	1880	2.40	2830	1.00	4000	2.12	5830
.23	1920	2.51	2860	1.04	4080	2.16	5880
.24	1950	2.62	2890	1.08	4160	2.20	5940
.25	2000	2.73	2910	1.12	4220	2.24	5990
.26	2040	2.84	2940	1.16	4310	2.28	6040
.27	2080	2.95	2970	1.20	4380		
.28	2120	3.06	2990	1.24	4450		

NOTES: 1. Data for standard air (29.92 in. Hg and 70 F)
 2. Data derived from the following equation: $h_v = \left(\frac{V}{1000}\right)^2$ where: V = velocity in fpm, h_v = pressure difference caused "velocity head" (in. wg).

Fuente: (Carrier, 2009).

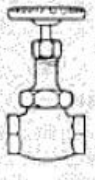
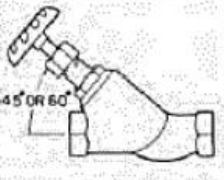
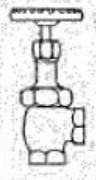

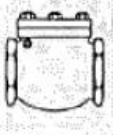

Anexo 12. Nomograma para el diseño de ductos.



Fuente: (Carrier, 2009).







Anexo 13. Longitud equivalente de accesorios.

TABLE 10—VALVE LOSSES IN EQUIVALENT FEET OF PIPE*
Screwed, Welded, Flanged, and Flared Connections

NOMINAL PIPE OR TUBE SIZE (in.)	GLOBE†	60° - Y		ANGLE†	GATE††	SWING CHECK‡	LIFT CHECK
							
3/8	17	8	6	6	0.8	3	Globe & Vertical Lift Same as Globe Valve**
1/2	18	9	7	7	0.7	6	
3/4	22	11	9	9	0.9	8	
1	29	15	12	12	1.0	10	
1 1/4	38	20	15	15	1.5	14	
1 1/2	43	24	18	18	1.8	16	
2	55	30	24	24	2.3	20	
2 1/2	69	35	29	29	2.8	25	
3	84	43	35	35	3.2	30	
3 1/2	100	50	41	41	4.0	35	
4	120	58	47	47	4.5	40	Angle Lift Same as Angle Valve
5	140	71	58	58	6	50	
6	170	88	70	70	7	60	
8	220	115	85	85	9	80	
10	280	145	105	105	12	100	
12	320	165	130	130	13	120	
14	360	185	155	155	15	135	
16	410	210	180	180	17	150	
18	460	240	200	200	19	165	
20	520	275	235	235	22	200	
24	610	320	265	265	25	240	

*Losses are for all valves in fully open position.
 †These losses do not apply to valves with needle point type seats.
 ‡Losses also apply to the in-line, ball type check valve.
 §For "Y" pattern globe lift check valve with seat approximately equal to the nominal pipe diameter, use values of 60° "Y" valve for loss.
 ¶Regular and short pattern plug cock valves, when fully open, have same loss as gate valve. For valve losses of short pattern plug cocks above 6 in., check manufacturer.

TABLE 11—FITTING LOSSES IN EQUIVALENT FEET OF PIPE
Screwed, Welded, Flanged, Flared, and Brazed Connections

NOMINAL PIPE OR TUBE SIZE (in.)	SMOOTH BEND ELBOWS							SMOOTH BEND TEES		
	90° Std*	90° Long Rad.†	90° Street*	45° Std*	45° Street*	180° Std*	Flow-Thru Branch	Straight-Thru Flow		
								No Reduction	Reduced 1/4	Reduced 1/2
3/8	1.4	0.9	2.3	0.7	1.1	2.3	2.7	0.9	1.2	1.4
1/2	1.6	1.0	2.5	0.8	1.3	2.5	3.0	1.0	1.4	1.6
3/4	2.0	1.4	3.2	0.9	1.6	3.2	4.0	1.4	1.9	2.0
1	2.6	1.7	4.1	1.3	2.1	4.1	5.0	1.7	2.3	2.6
1 1/4	3.3	2.3	5.6	1.7	3.0	5.6	7.0	2.3	3.1	3.3
1 1/2	4.0	2.6	6.3	2.1	3.4	6.3	8.0	2.6	3.7	4.0
2	5.0	3.3	8.2	2.6	4.5	8.2	10	3.3	4.7	5.0
2 1/2	6.0	4.1	10	3.2	5.2	10	12	4.1	5.6	6.0
3	7.5	5.0	12	4.0	6.4	12	15	5.0	7.0	7.5
3 1/2	9.0	5.9	15	4.7	7.3	15	18	5.9	8.0	9.0
4	10	6.7	17	5.2	8.5	17	21	6.7	9.0	10
5	13	8.2	21	6.5	11	21	25	8.2	12	13
6	16	10	25	7.9	13	25	30	10	14	16
8	20	13	—	10	—	33	40	13	18	20
10	25	16	—	13	—	42	50	16	23	25
12	30	19	—	16	—	50	60	19	26	30
14	31	23	—	18	—	55	68	23	30	34
16	38	26	—	20	—	62	78	26	35	38
18	42	29	—	23	—	70	85	29	40	42
20	50	33	—	26	—	81	100	33	44	50
24	60	40	—	30	—	94	115	40	50	60

Fuente: (Carrier, 2009).

Anexo 14. Tanque de expansión.

Series B-LA Bladder Tanks

DESCRIPTION

Series B-LA expansion tanks are ASME rated pre-charged bladder-type pressure vessels. The Series B-LA tank is designed to absorb the expansion forces of heating/cooling system water while maintaining proper system pressurization under varying operating conditions. The heavy duty bladder contains system water thereby eliminating tank corrosion and waterlogging problems.

OPERATING DATA

Maximum working pressure 125 PSI (862kPa)
 Maximum operating temperature 240°F (115°C)

MATERIALS OF CONSTRUCTION

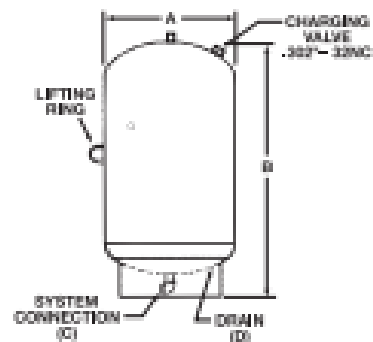
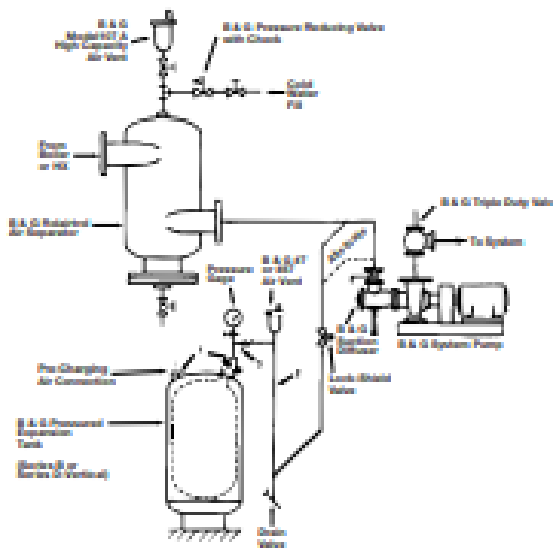
System Connection: Forged Steel
 Shell: Carbon Steel
 Bladder: Heavy Duty Butyl Rubber
 Designed and Constructed per ASME Section VIII, Division 1

Dimensions: Gallons (Ltrs.), Inches (mm), Weights: LBS (KG)

PART NUMBER	MODEL NUMBER	TANK VOLUME	ACCEPTANCE VOLUME	A	B	C	D	APPROX. SHPG. WT.	APPROX. WT. 100% FULL*
116782	B-35LA	10 (38)	10 (38)	10 (254)	37 1/2 (948)	1	3/4	65 (29)	144 (67)
116783	B-50LA	13 (50)	11 (40)	12 (305)	37 1/2 (941)			72 (33)	164 (74)
116784	B-85LA	22 (85)		16 (406)	34 1/2 (872)			88 (40)	270 (122)
116785	B-100LA	26 (100)		39 (991)	94 (43)			308 (140)	
116786	B-130LA	34 (130)	27 (100)	20 (508)	34 1/2 (881)			130 (59)	410 (186)
116787	B-165LA	44 (165)		39 1/2 (1008)	140 (63)			503 (228)	
116788	B-200LA	53 (200)		40 1/2 (1038)	192 (87)			629 (285)	
116789	B-300LA	80 (300)	53 (200)	24 (610)	56 (1423)			230 (104)	690 (304)
116790	B-400LA	106 (400)		66 1/2 (1743)	274 (124)			1148 (521)	
116791	B-500LA	132 (500)		82 1/2 (2095)	308 (140)			1397 (634)	
116792	B-600LA	158 (600)	30 (762)	67 (1702)	442 (200)			1745 (791)	

Dimensions subject to change. Not to be used for construction purposes. *Approximate weight 100% full occurs if bag fails or if air charge is lost. Refer to submittals for optional seismic restraints.

TYPICAL HYDRONIC HEATING/COOLING APPLICATION



NOTE: Tanks are factory pre-charged at 12 PSI (83 kPa).

Fuente: Bell & Gossett.

Anexo 15. Tanque separador.



ROLAIRTROL®
Air Separator
 Flanged Less Strainer
 Air Control and Elimination

DESCRIPTION

The Rolairtrol Air Separator is an ASME vessel designed with tangential openings to create a low velocity vortex where air is separated and removed from the circulating water.

CONSTRUCTION MATERIALS

- Designed and constructed per ASME Section VIII, Division 1
- Shell: Carbon Steel

MAXIMUM WORKING PRESSURE

125 PSIG (862 kPa)

MAXIMUM OPERATING TEMPERATURE

350°F (177°C)

Consult factory for higher working pressures and temperatures.

PART NUMBER	MODEL NUMBER	Capacity GPM (m ³ /hr)	Flanged Tangential Opening in. (mm)	TAGGING INFORMATION	QUANTITY
5363-03F-12-003	RL-3F	190 (43.2)	3 (76.2)		
5363-04F-12-003	RL-4F	300 (68.1)	4 (101.6)		
5363-05F-12-003	RL-5F	530 (120.4)	5 (127.0)		
5363-06F-12-003	RL-6F	850 (193.0)	6 (150.0)		
5363-08F-12-004	RL-8F	1,900 (431.5)	8 (203.2)		
5363-10F-12-003	RL-10F	3,600 (817.6)	10 (254.0)		
5363-12F-12-003	RL-12F	4,800 (1090.1)	12 (300.0)		
5363-03F-12-004	RL-3FB	190 (43.2)	3 (76.2)		
5363-04F-12-004	RL-4FB	300 (68.1)	4 (101.6)		
5363-05F-12-004	RL-5FB	530 (120.4)	5 (127.0)		
5363-06F-12-004	RL-6FB	850 (193.0)	6 (150.0)		
5363-08F-12-005	RL-8FB	1,900 (431.5)	8 (203.2)		
5363-10F-12-004	RL-10FB	3,600 (817.6)	10 (254.0)		
5363-12F-12-004	RL-12FB	4,800 (1090.1)	12 (300.0)		

Model numbers with a B suffix include bracket supports.

Fuente: Bell & Gossett.

Anexo 16. Válvula de venteo.

Bell & Gossett

SUBMITTAL

A-434D

JOB:	REPRESENTATIVE:	
UNIT TAG:	SUBMITTED BY:	DATE:
ENGINEER:	APPROVED BY:	DATE:
CONTRACTOR:		

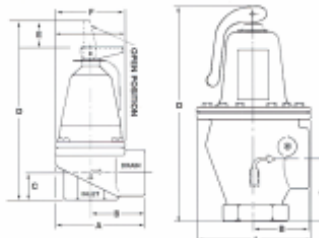


Safety Relief Valves ASME

Valves and Fittings
Patent No. 3,294,114

DESCRIPTION

B&G diaphragm operated cast iron and diaphragm-assist operated bronze ASME Safety Relief Valves are designed to protect fired and unfired hot water pressure vessels against over-pressure conditions. These valves feature a unique failsafe disc with sufficient area to permit the valves to maintain their safety relief function in the event of a diaphragm rupture. These valves are designed, manufactured, tested and labeled in accordance with the requirements of Section IV of the ASME Boiler and Pressure Vessel code. They are offered in a wide range of capacities to permit a close match with the boiler output rating.



OPERATING DATA

MODEL	MAXIMUM WORKING PRESSURE	MAXIMUM OPERATING TEMPERATURE
790	125 PSIG (8.6 bar)	250°F (121°C)
1170		
3301	50 PSIG (3.4 bar)	250°F (121°C)
4100		

CONSTRUCTION

790 & 1170	3301 & 4100
Body: Brass	Body: Cast Iron
Diaphragm & Seat: EPDM	Diaphragm & Seat: EPDM
Internal Wetted Parts: Brass	Internal Wetted Parts: Brass

DIMENSIONS & WEIGHTS

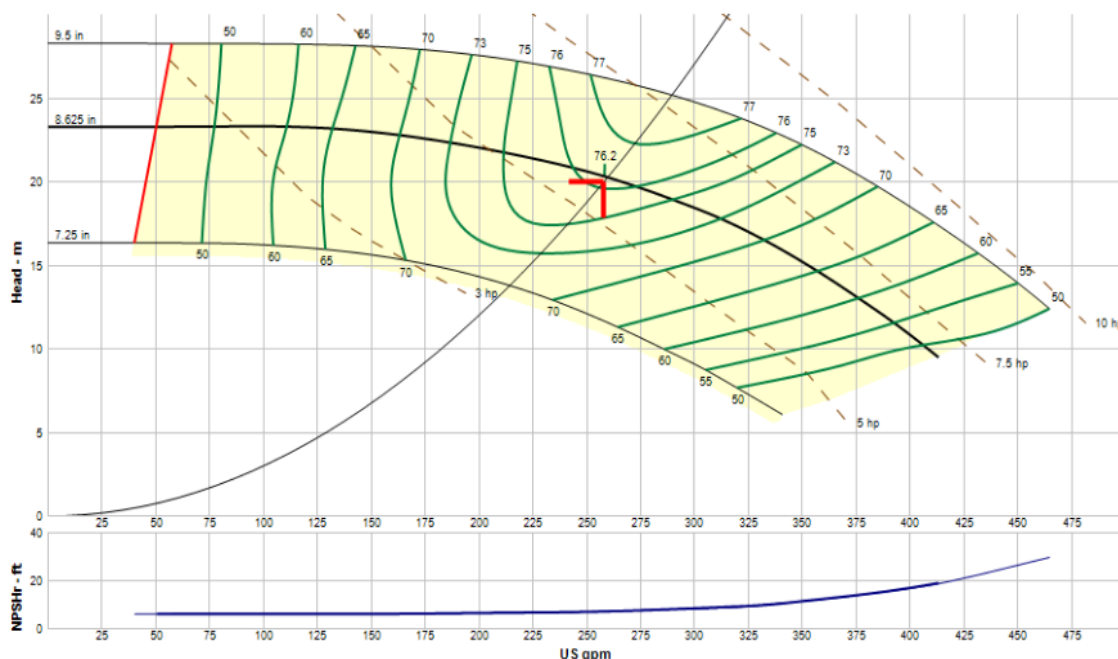
MODEL NUMBER*	BODY	DIMENSIONS-INCHES (mm)								APPROXIMATE SHIPPING WEIGHT LBS. (kg)
		NPT CONNECTIONS		A	B	C	D	E	F	
		INLET	OUTLET							
790	BRONZE	3/4	3/4	2-9/16 (65.1)	1-1/2 (38.1)	3/4 (19.1)	4-9/16 (115.9)	1-1/32 (26.2)	2-3/16 (55.6)	1.2 (0.5)
1170	BRONZE	1	1	2-7/8 (73.0)	1-3/4 (44.5)	7/8 (22.2)	4-15/16 (125.4)	1-1/32 (26.2)	2-7/16 (61.9)	1.5 (0.7)
3301	IRON	1-1/2	2	6 (152.4)	2-7/8 (73.0)	3-1/4 (82.6)	11 (279.4)	N/A	N/A	17 (7.7)
4100	IRON	2	2	6 (152.4)	2-7/8 (73.0)	3-1/4 (82.6)	11 (279.4)	N/A	N/A	17 (7.7)

*Actual unit model numbers include individual valve pressure settings as a suffix to the basic valve model number noted.

Fuente: Bell & Gossett.

Anexo 17. Información de motor del circuito.

Pump: e-1510 2.5BB



Fuente: Bell & Gossett.

Anexo 18. Consumo de agua caliente por persona en varios tipos de edificios.

Temperatura: 60°C, excepto en restaurantes, a 80°C

Clase de edificio	Agua caliente: necesaria, en litros por persona y día	Consumo máximo horario en relación al consumo diario	Duración del periodo de consumo máximo (horas)	Capacidad de almacenamiento en relación al consumo diario	Capacidad del calentador en relación al consumo diario
Viviendas, apartamentos, hoteles.	150	1/7	4	1/5	1/7
Oficinas	7,5	1/5	2	1/5	1/6
Fábricas y talleres	20	1/3	1	2/5	1/8
Restaurantes	7 litros por comida y día			1/10	1/10
Restaurantes (tres comidas diarias)		1/10	8	1/5	1/10
Restaurantes (una comida diaria).		1/5	2	2/5	1/6

* Reproducida, con autorización, de *Heating, Ventilating, Air Conditioning Guide*, 1953, página 1056.

Fuente: (Garro Zavaleta, 2012).