

**Diseño de sistema de refrigeración solar doméstico:
Concentrador solar-Vuilleumier**

Tesis

PARA OPTAR POR EL TÍTULO DE LICENCIATURA EN:

INGENIERÍA EN

SISTEMAS ENERGÉTICOS

(ORIENTACIÓN: **FUENTES ALTERNAS**)

Presenta:

Saúl Ríos Franco

Director de tesis:

Álvaro Eduardo Lentz Herrera

Ciudad de México, **junio**, 2026

SISTEMA BIBLIOTECARIO DE INFORMACIÓN Y DOCUMENTACIÓN



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE LA CIUDAD DE MÉXICO COORDINACIÓN ACADÉMICA

RESTRICCIONES DE USO PARA LAS TESIS DIGITALES

DERECHOS RESERVADOS[©]

La presente obra y cada uno de sus elementos está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor; por la Ley de la Universidad Autónoma de la Ciudad de México, así como lo dispuesto por el Estatuto General Orgánico de la Universidad Autónoma de la Ciudad de México; del mismo modo por lo establecido en el Acuerdo por el cual se aprueba la Norma mediante la que se Modifican, Adicionan y Derogan Diversas Disposiciones del Estatuto Orgánico de la Universidad de la Ciudad de México, aprobado por el Consejo de Gobierno el 29 de enero de 2002, con el objeto de definir las atribuciones de las diferentes unidades que forman la estructura de la Universidad Autónoma de la Ciudad de México como organismo público autónomo y lo establecido en el Reglamento de Titulación de la Universidad Autónoma de la Ciudad de México.

Por lo que el uso de su contenido, así como cada una de las partes que lo integran y que están bajo la tutela de la Ley Federal de Derecho de Autor, obliga a quien haga uso de la presente obra a considerar que solo lo realizará si es para fines educativos, académicos, de investigación o informativos y se compromete a citar esta fuente, así como a su autor ó autores. Por lo tanto, queda prohibida su reproducción total o parcial y cualquier uso diferente a los ya mencionados, los cuales serán reclamados por el titular de los derechos y sancionados conforme a la legislación aplicable.

Jurado asignado

Presidente: Dr. En ingeniería mecánica, Rincón Mejía Eduardo Armando UACM.

Secretario: Dr. En ingeniería. Lentz Herrera Alvaro Eduardo UACM.

Vocal: Dr. En ciencias en energía y medio ambiente, Torres Gonzales Edgar Vicente UACM.

1er suplente: Dr. En Ingeniería, Arroyo Cabañas Fernando Gabriel UACM.

2do suplente:

Lugar donde se realizó la carrera:

PLANTEL SAN LORENZO TEZONCO, UACM.

DIRECTOR DE TESIS:

Dr. En ingeniería. Lentz Herrera Alvaro Eduardo
UACM.

Índice

Índice.	2
Resumen.	3
Introducción.	4
Objetivos.	7
Justificación.	8
Antecedentes.	10
Metodología.	14
Capítulo 1. Marco teórico.	16
1.1 Ecuaciones de flujo de calor.	18
1.2 Refrigeración de alimentos.	19
1.3 Conceptos clave en refrigeración.	20
1.4 El sistema vuilleumier.	21
1.5 Factores que influyen en el rendimiento del ciclo vm.	26
1.6 Concentrador solar.	29
1.7 Temperatura en el termofluido.	30
1.8 Orientación del sistema.	32
Capítulo 2. Propuesta.	33
Capítulo 3. Volumen refrigerado.	37
3.1 Q1 Calentamiento por apertura de puertas.	38
3.2 Q2 Enfriamiento de los alimentos.	39
3.3 Q3 Calor exterior hacia el refrigerante durante el funcionamiento.	41
3.4 Q4 Flujo de calor desde el exterior hacia el alimento durante la noche.	42
3.5 Q5 Flujo total de calor hacia el refrigerante.	45
Capítulo 4. Transporte de calor del volumen refrigerado al sistema vm.	46
4.1 Coeficiente de rendimiento de refrigeración.	49
Capítulo 5. Refrigerador vuilleumier.	51
5.1 Condiciones finales de los subsistemas y dimensionamiento.	56
Capítulo 6. Concentrador solar.	58
6.1 Temperatura en el fluido refrigerante.	59
6.2 Orientación del concentrador.	63
Resultados.	65
Conclusiones.	68
Anexos.	71
Índice de ilustraciones.	75
Índice de tablas.	76
Bibliografía.	77

Resumen

En la tesis de grado de licenciatura presente se muestra un estudio de un refrigerador vuilleumier alimentado por energía solar. Se ha calculado para tener la capacidad de refrigerar el alimento de 3 personas. El sistema que se propone busca separar el volumen aislado térmicamente del refrigerador de la “bomba de calor” y del colector solar, con el fin de transportar la carga térmica a cocinas en los departamentos que estén alejados de la azotea donde se capte la energía.

Para dar solución a la temática mencionada se plantea una combinación de varios componentes o subsistemas, el refrigerador vuilleumier, un ciclo de refrigeración por compresión de gas (modificado), colector solar lineal e intercambiadores de calor, buscando dar una alternativa relativamente sencilla de producir y empleando materiales que se consideren sustentables y amigables con el ambiente.

La funcionalidad de este sistema está pensada hacia hogares que se encuentren en colonias o situaciones donde haya una alta densidad poblacional. Pues en una gran parte de zonas dentro de la Ciudad de México los multifamiliares y la alta densidad poblacional van de la mano. Por la disponibilidad del recurso solar y las condiciones similares en ciertas zonas habitacionales de México con Brasil, Venezuela, Colombia, etcétera, podría ser adaptado a estas regiones.

Introducción

Este trabajo presenta un acercamiento teórico a un sistema de refrigeración para aplicaciones domésticas a través de energía verde. El diseño, tamaño y prestaciones que busca emular este sistema están basados en las prestaciones de los refrigeradores eléctricos de pequeña capacidad. Se deja de lado la electricidad como fuente de energía para alimentar la carga al refrigerador, y así dar una propuesta de refrigeración a través de la energía solar. Buscando que cada material propuesto sea sustentable, incluyendo componentes, materiales de construcción, aislantes y refrigerantes.

Se propone el acoplamiento de 3 subsistemas distintos. Concentración solar, ciclo termodinámico (Vuilleumier) accionado con energía térmica proveniente del concentrador y un fluido térmico que pueda llevar el calor del volumen refrigerado hasta el ambiente (modificación al ciclo de compresión de vapor). Generando una refrigeración en cascada desde el área en contacto térmico con el alimento hasta el exterior. Se propone mantener el volumen refrigerado dentro de la cocina.

El avance tecnológico de los últimos años nos ha mostrado que para que una tecnología pueda ser aceptada por la sociedad, debe otorgar al menos el mismo nivel de comodidades y prestaciones que se ofrecen actualmente en el mercado. Existe la necesidad de diseñar e innovar tecnología con menor impacto ambiental que cumpla o supere las prestaciones que la tecnología de consumo masivo ofrece, presentando posiblemente controles electrónicos para el funcionamiento del sistema, pero sin que estas tecnologías sean conectadas a la red eléctrica existente por dos motivos.

La capacidad instalada continúa creciendo año con año, sin embargo, el consumo de energía ha tenido un crecimiento aún mayor. Cada año se suman cargas aún mayores al consumo de electricidad. El gran problema es, gran parte de esta energía proviene de fuentes fósiles, en México la Secretaría de Energía reportó en su *Balance nacional de energía preliminar del 2023* [1] que se usó un total de 266.114 GWh de energía. La generación de energía contaminante aún representa 75,67% del consumo total. El segundo motivo es que en la actualidad existen la tecnología y los medios para diversificar algunos procesos, volviéndose independientes de la red eléctrica. Por tales

motivos se considera que el diseño de tecnología que pueda atender necesidades de manera autosuficiente en el sentido energético será de gran utilidad para diversificar las fuentes de energía consumidas, así como la diversidad de tecnologías energéticas, alternativas más eficientes, fuentes de energía primaria diversas, generación distribuida, consumo eficiente y demás, comienzan a enfrentar el problema ambiental.

La propuesta tiene la idea de satisfacer las necesidades de un hogar promedio en la ciudad de México, donde según datos del INEGI [2] para esta ciudad existieron durante el año 2020, 2 756 319 viviendas y hubo una población de 9 209 904 habitantes, por lo que en promedio existieron 3.34 habitantes por hogar en la ciudad de México durante ese año.

En el desarrollo de esta tesis los dos primeros capítulos tratan el marco teórico y las características generales de la propuesta. En el capítulo 3 se verá la forma en la que se relacionan los diversos flujos de calor que intervienen en el volumen refrigerado. Para estimar la cantidad de calor necesario para refrigerar el alimento se considerarán 4 flujos de calor. Se separan los distintos flujos de calor existentes en el volumen refrigerado, así estudiar cada caso y poder dimensionar.

- Q_1 Flujo de calor desde el aire hasta el alimento, debido a las aperturas de la puerta.

- Q_2 Enfriamiento de los alimentos, calor desde el alimento hasta el refrigerante.

- Q_3 Calor del exterior hacia el refrigerante durante el funcionamiento del sistema.

- Q_4 Flujo de calor desde el exterior hasta el alimento durante la noche.

En el capítulo 4, se comparan algunos refrigerantes analizando el transporte de energía térmica entre el volumen refrigerado y la salida de energía térmica del subsistema y se seleccionara el refrigerante que presente las mejores condiciones evaluadas, dando también valores de 2 posibles refrigerantes de reemplazo.

En el capítulo 5 se revisarán casos de distintas condiciones en el ciclo Vuilleumier, dos de estos casos serán casos de funcionamiento ideal a dos distintas temperaturas, $100\text{ }^{\circ}\text{C}$, $136.85\text{ }^{\circ}\text{C}$ como comparación. Se considerarán 4 casos de funcionamiento en donde se incluyen variables y procesos más realistas. Será propuesto un ciclo, el cual, considerando todas variables trabajen de

la mejor manera, tomando en cuenta los límites teóricos de cada proceso para entregar la potencia de refrigeración empleada. Finalmente, se establecen las condiciones de trabajo y se realiza el dimensionamiento del sistema para abastecer la potencia calculada en los títulos anteriores.

En el capítulo 6 se diseña el concentrador solar según las características especificadas en el capítulo 5, también se muestra un desarrollo matemático para poder orientar el sistema hacia el sol.

Se toman en cuenta algunas suposiciones sobre las condiciones de uso que tendría el pequeño refrigerador, pues en condiciones de trabajo reales muchas de estas condiciones no podrían controlarse.

La principal condición que se asumirá es la temperatura ambiente del entorno en donde se encuentre el volumen refrigerado, La temperatura cambia según varía el tiempo, el ambiente o la locación del sistema. Para algunos ejemplos se supondrán condiciones de temperatura promedio según la estación del año. Como segunda condición se tiene el tiempo de funcionamiento, el cual se verá afectado por el tiempo de luz solar dependiendo la fecha del año. Si bien la duración del día es relativamente fácil de calcular, las condiciones climáticas pueden ser solamente estimadas. Pensando en esto, se tomarán nuevamente temperaturas promedio, evaluando el sistema en las condiciones de tiempo más breves para buscar que este sistema pueda funcionar en días con poca radiación solar. Una tercera condición de la cual se hace una estimación es la suposición de que el alimento está en forma de una esfera de agua. Esta idea se seguirá manteniendo en este capítulo por simplicidad matemática, pues además de la composición química, la cantidad de alimento, o propiedades del recipiente que almacene al alimento, la distribución, los flujos de calor pueden variar.

Objetivos

Objetivo general:

Proponer el diseño teórico de una alternativa de refrigerador para el sector doméstico que pueda construirse con materiales de bajo impacto ambiental y cuya fuente de alimentación sea el sol.

Objetivos específicos:

Encontrar de forma teórica los parámetros que mayor importancia tengan en la caída del coeficiente de rendimiento COP en el sistema.

Generar un sistema de ecuaciones que puedan describir el comportamiento del sistema y que incluya el impacto de la caída de potencia encontrada en el objetivo anterior.

Diseñar un concentrador solar que pueda alimentar de forma correcta al sistema, así como encontrar teóricamente la información necesaria para poder orientar el concentrador a lo largo del día y del año.

Justificación

El principal motivo para la elección de este tema de trabajo es la búsqueda de soluciones a problemáticas cotidianas con máquinas alternativas y sustentables que puedan mitigar o enfrentar el cambio climático. Debido a la gran contaminación generada hacia la atmósfera y la biosfera proveniente de las actividades humanas, se ha vuelto una necesidad tomar acciones que se dirijan hacia cambiar la manera en la que las acciones humanas disminuyen su impacto ambiental. La ingeniería ha tomado una serie de caminos distintos entre los que se encuentran el cambio de las fuentes de energía convencionales a alternas, desarrollo de eficiencia para un mismo sistema, medidas de uso eficiente de la energía, modificación de hábitos de consumo para evitar implicaciones atmosféricas o incluso catástrofes a gran escala, pues las catástrofes a un nivel local ya han comenzado a llegar, cada vez más frecuentemente.

La refrigeración se presenta en diversas áreas de la vida contemporánea, además del ya mencionado uso para alimentos, tiene aplicaciones en el almacenamiento y fabricación de medicina, diversas áreas de la computación y gran relevancia en la investigación científica. El campo de la refrigeración ambiental es y será un gran campo de estudio en los próximos años. La refrigeración desde su inicio ha sido un tema relevante que debe tomar una dirección distinta. La rama de la refrigeración ambiental debe ser ampliada.

Debido a la descomposición de los alimentos el refrigerador ha sido un invento que nos ha permitido preservar de mejor manera los alimentos en todo el mundo, sin embargo, los refrigeradores convencionales realizan un consumo importante de electricidad en los hogares. Esto representa un problema en países cuyas fuentes primarias de energía aún son los combustibles y por tanto son contaminantes. Se buscará que el sistema funcione con energía solar, muy disponible en México y Latinoamérica, según el Servicio Solarimétrico mexicano de UNAM en mayo (SSM UNAM, 2025) [3] la CDMX alcanzó una irradiación promedio diaria mensual de entre 10.52 y 11.45 kWh/m².

Los refrigerantes han causado una serie de inconvenientes a gran escala debido al poco conocimiento del impacto ambiental que traería. La primera generación de refrigerantes llamada familia de clorofluorocarbonos CFC se introdujo en la década de los 30 's, regulados debido a la presencia de cloro en su composición. Esta primera generación, prohibida en la década de los 90s, causó un daño en la capa de ozono, debido la capacidad de oxidación de la partícula monoatómica de oxígeno que es muy alta y puede reaccionar con iones metálicos, alquenos, aminas, sulfuros, cianuros, fosfinas y otros grupos orgánicos (Santafe, 2000) [4].

En los 40's se ofreció una alternativa de refrigerantes, la familia del hidroclorofluorocarbonos (HCFC), de inflamabilidad baja, sin embargo, los halógenos de su composición son altamente reactivos con el ozono estratosférico (Rivela, 2013) [5]. Son gases de efecto invernadero con potenciales de calentamiento global PCG de entre cientos a incluso miles de veces más que el CO_2 . Años más tarde, en la década de 1990 llega la tercera generación, con potenciales de PCG más bajos, la familia de hidrofluorocarbonos (HFC), sin embargo, siguen siendo sustancias agotadoras de ozono, mencionan Álvarez y Soria (2023) [6]. Es de esta generación el refrigerante R134a el cual ha sido uno de los principales y más extendidos. Aún sigue siendo una referencia en cuanto a su estabilidad química y sus ventajas térmicas.

La familia hidrofluoro olefinas (HFO) es la cuarta generación de refrigerantes. Ha reportado aumentos en eficiencia respecto a la tercera generación, manteniendo PCG y daños al ozono muy bajos (Babilonia et al, 2016) [7]. Por lo cual se buscará trabajar únicamente con la tercera y cuarta generación de refrigerantes que presentan los menores daños ambientales hasta la fecha.

Antecedentes

En octubre de (2022). José Ocon [8] del programa de maestría y doctorado en ingeniería mecánica-termofluidos de la Universidad Nacional Autónoma de México presenta los resultados obtenidos por el estudio del “*Análisis dinámico de un ciclo de refrigeración por eyección*” tomando el calor de entrada para el proceso a través de energía solar, buscando disminuir el impacto ambiental a causa de la refrigeración. Este proceso se diseñó pensando en la refrigeración a nivel industrial. Encontrando que, para el ciclo respectivo, el refrigerante que consigue mejores resultados es el R134a con un potencial sobre el ozono ODP de 0, se consideró como un refrigerante de características amigables con el medio ambiente. El autor reporta un COP de 0.832.

En 2019, Iris santos [9] presenta el “*Desarrollo de un concentrador parabólico compuesto (CPC) y su propuesta de integración a un sistema de enfriamiento por absorción*”. Utiliza el método numérico desarrollado por Ortega et al. para predecir la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida. Posteriormente crear los canales parabólicos y operar un sistema de refrigeración por absorción que opera con una mezcla de amoníaco-nitrato de litio. Encontrando los valores óptimos de su sistema para el tubo de cobre de ½” de diámetro nominal, una película selectiva “solkote” y un ángulo de aceptación de 30° en una relación de concentración de 1.8.

Durante el XXIV Congreso internacional anual de la Sociedad Mexicana de Ingeniería Mecánica, celebrado Campeche (2018). Reyes, J. et al. [10] exponen “*Modelado de un colector solar parabólico con motor stirling para uso doméstico y pequeña industria*”. Se propone un sistema de motor stirling con un colector solar de 100 W usando un colector de 1.4 m de diámetro. Se establece que, mediante óptica parabólica se puede alcanzar una concentración máxima de 234.4, con una amplitud angular de 0.534°. Estos sistemas se han venido adaptando para pequeñas producciones eléctricas de aplicaciones domésticas, hotelería y pequeña industria desde 2008, con trabajo del Instituto Politécnico Nacional. El motor stirling trabaja mediante un fluido térmico, situando así el motor fuera del concentrador, alcanzando en el fluido térmico temperaturas superiores a 400 °C, con irradiancia solar de $1000 \frac{W}{m^2}$. El sistema presenta necesidad de un seguimiento solar debido a su bajo ángulo de apertura y una baja eficiencia óptica debido a los malos materiales de construcción en el sistema óptico.

Universidad Autónoma de Nuevo León. “*Diseño y fabricación de un motor stirling de bajo diferencial de temperatura para la generación de energía eléctrica, mediante energía solar térmica*”; (Iglesias, 2019) [11]. Se realiza un motor stirling gamma, se exploran diferencias en los distintos componentes. Se analizan regeneradores, de malla metálica y fibra porosa; propone un tipo de pistón desplazador de doble pared evitando pérdidas de calor por conducción a través del pistón, que además es sometido a una pulverización de precisión para lograr entre el pistón y la camisa una milésima de holgura, evitando pérdidas de masa en el sistema. Entrega 2.5 KW a 20 Hz.

Ávila, J. y Tapia, F. (2019) [12] de la Universidad Autónoma de San Luis Potosí y la Universidad Panamericana respectivamente (ambas en México) desarrollaron en conjunto el artículo “*Modeling of a 1kW free piston Stirling engine: Opportunity for sustainable electricity production*” donde modelan variaciones de un motor stirling de pistón libre (MSPL), que genera 1 KW de potencia. En este motor, un dispositivo lineal reemplaza a la manivela, por lo que disminuye en gran medida el desgaste que pueda sufrir el motor. El diseño se hizo mediante análisis de primer orden de Schmidt. Se logró modelar de forma exitosa 18 de 20 combinaciones distintas de parámetros para generar la potencia buscada se encontró que estos motores presentan movimientos desconocidos sin presentar graves problemas para la entrega de potencia. Aconsejan un análisis de estabilidad para comprender el comportamiento de una máquina térmica.

Para la revista jóvenes en la ciencia, los estudiantes de la Licenciatura en Ingeniería de la Universidad de Guanajuato, Regla, J y Luviano, J. [13]. “*Análisis de la transferencia de calor en medios porosos a través de flujos oscilatorios. Trabajo realizado mediante simulación de fluidos computacional*”. Regla y Luviano encontraron que las dos causas principales por las que cae la potencia de un motor stirling son las pérdidas hidráulicas en el regenerador y el volumen muerto, encontraron que en un regenerador de motor stirling se generan vórtices de turbulencia, lo cual es un impacto positivo, pues ayuda a mezclar el aire, haciendo que la distribución de temperatura sea homogénea.

Albarracin, H. y Guevara, D. (2017) [14] Presentan para la Escuela Superior Politécnica de Litoral, en Ecuador un motor stirling basado en energía solar, siendo el prototipo mostrado un motor tipo beta, con un concentrador de plato parabólico. Configuración que entrega 500 W de potencia, con un diámetro de concentrador de 2.5 m. En su trabajo recomiendan para la elaboración de motores de características similares acero comercial ASTM A36, con pernos de 5 mm. Debido al sistema parabólico también es necesario el desarrollo de un sistema de seguimiento solar.

En la Universidad Autónoma de Occidente, en Santiago de Cali, Colombia; se presentó por Murillo, D. y Usa, J. (2018) [15], un motor stirling con variaciones en los volúmenes de los pistones, con pistones de distinto volumen en la cámara de calentamiento y enfriamiento, 125 cc y 25 cc respectivamente obtuvieron 307.4 W. Con ambos volúmenes a 25 cc obtendrán 104.3 W y una tercera configuración con ambas cámaras a 125 cc obtendrán 521.5 W para un plato colector de 1.85 metros de diámetro.

Trujillo, D. (2017) [16] para la fundación Universidad de América. *“Modelamiento matemático de un sistema de concentración solar con motor stirling en Colombia”*. A 900 W/m^2 . Los rendimientos ópticos de los concentradores parabólicos de facetas de vidrio rondan del 76% al 89%, mientras los concentradores de membrana estirada rondan entre el 78% al 92%. Concluye que la temperatura ambiente, temperatura del receptor, son variables de gran importancia para el diseño de los motores.

Algunas de las medidas tomadas por México en el protocolo de Kigali [17], en tema de refrigeración concernientes a este tema son:

“Reducción de los HFC para México que en 2024 deberá congelar su consumo tomando como línea base el promedio de consumo de éstos en el periodo 2020-2022 y añadiendo 65% de la línea de base de los HCFC. La meta de México es la reducción del 80% de esa línea base para el año 2045. Por lo cual se adoptan alternativas de bajo potencial de calentamiento global (<150). Por otro lado, ya había sido establecido en protocolos anteriores. A partir del 1° de enero del 2020 queda prohibido el uso de gases fluorados con un potencial de calentamiento atmosférico igual o superior a 2500. Desde el 1° de enero del 2017, los aparatos de refrigeración, aire acondicionado y bombas de calor cargados con hidrofluorocarbonos no son comercializados.”

Oscar Adrián Guzman Guerrero de la Universidad de Guanajuato (2022) [18] presenta “*Modelo termofísico de un ciclo de refrigeración modificado, implementado en un congelador comercial*”. Con intención de mejorar el ciclo por compresión de vapor se añade un intercambiador de calor y buscando un sustituto para el refrigerante R134a hace una enriquecedora comparativa de trabajo entre distintos refrigerantes. Se puede mencionar como resumen algunos refrigerantes con buenos resultados que pueden ser alternativas sostenibles. Se encuentran R152a, R450a, R513a, R600a, R290, sin embargo, estos dos últimos son gases inflamables, Se recomienda cuidado en las aplicaciones. Se menciona que los principales refrigerantes en México son el R410a, R134a y R40a con emisiones de 22.75, 11.84 y 7.6 MtCO₂e respectivamente.

Mientras tanto, en la Universidad Autónoma del estado de México, Joanna Juárez [19], presenta “*Desarrollo y caracterización de un sistema de refrigeración solar sustentable para aplicaciones en la pesca*” en este trabajo se busca tener un sistema de refrigeración solar por absorción más compacto que los sistemas que se han elaborado actualmente, el objetivo del presente trabajo diseñar y caracterizar un refrigerador compacto que opere con energía solar para aplicarlo a la preservación de productos de la pesca; empleando un colector tipo CPC, que funcione mediante un sistema de adsorción con par de trabajo adsorbente-adsorbato de carbón vegetal- metanol.

Alcácer, Cruz (2009), [20]. *Scanning the industry 4.0: A literature review on technologies for manufacturing systems*. Nos mencionan que estamos viviendo la etapa posterior a la cuarta revolución industrial. Si bien, esta clasificación va hacia tecnología cibernética y de inteligencia artificial, nos sitúa temporalmente en un panorama ambiental totalmente distinto al que ha habido en épocas pasadas.

Metodología

La presente investigación se realizó con un enfoque cuantitativo y teórico, buscando conocer la cantidad de calor implicado en cada proceso de la refrigeración planteada. Para determinar la muestra, se utilizó información del Instituto Nacional de Estadística y Geografía [2], la cual reporta un promedio de 3,34 habitantes por hogar, la cantidad de alimento que se estimó fue de 7.8 kg y 1 kg en refrigeración.

Para el capítulo 1 se realizó una recopilación de ecuaciones de termodinámica, transferencia de calor, refrigeración de alimentos y solarimetría. así mismo se realizó una breve investigación sobre la refrigeración de alimentos.

En el segundo capítulo se presenta el diseño planteado, considerando una vivienda promedio en la Ciudad de México. Las dimensiones presentadas se han propuesto pensando en la capacidad mencionada en el primer párrafo de este apartado.

En el tercer capítulo se calcularon los flujos de calor para el volumen de control aislado térmicamente. Estos flujos son: calentamiento por apertura de puertas, enfriamiento de los alimentos, calor del exterior hacia el refrigerante durante los alimentos, y flujo de calor desde el exterior hasta el alimento durante la noche; De esta forma se estableció la cantidad de calor total para remover y así poder refrigerar un volumen de control aislado térmicamente. Las ecuaciones que generaron funciones se evaluaron en GeoGebra para hacer las gráficas correspondientes.

En la segunda etapa del trabajo se realizó una modificación al ciclo de compresión de vapor de un refrigerador tradicional. Se sustituye el compresor que eleva la presión y temperatura, por una bomba que dará movimiento al fluido. La salida de calor en este sistema se realizó a -10 °C hacia el ciclo Vuilleumier. Se utilizaron lecturas de los diagramas de Mollier de cada refrigerante para poder comparar el desempeño de cada refrigerante en hojas de cálculo LibreOffice Calc.

En el capítulo 5. Refrigerador vuilleumier se realizó el desarrollo del ciclo termodinámico vuilleumier. Para indagar en los efectos de variables que impactan en el sistema se propusieron varios escenarios. La primera variación fueron dos temperaturas de análisis 100 °C y 136.85 °C, la segunda la caída de la relación de volumen de 4.8 a 2.8, las 4 combinaciones obtenidas con este juego de variables se sometieron a su vez a 3 escenarios distintos para diferentes rendimientos del regenerador, $\epsilon = 1$, $\epsilon = 0.9$, y $\epsilon = 0.7$. Se destaca el caso de estudio con las variables $T=136.85$ °C, $rv=4.8$, $\epsilon = 0.9$, por ser posible y viable tecnológicamente. Se calculó posteriormente la destrucción de exergía para conocer la temperatura real a la que el ciclo vm llega al considerar las pérdidas. Posteriormente se redimensionó este sistema para asegurar la demanda de energía que se calculó en el capítulo 4. La comparación que se realizó entre las distintas configuraciones de variables se calculó en hojas de cálculo de LibreOffice Calc.

Finalmente se diseñó un concentrador de canal parabólico para colectar la energía solar requerida por el sistema vuilleumier, con una apertura de parábola de 0.48 m. Tubería solar de 4 cm de diámetro en su interior, con una temperatura de trabajo de 130 °C a 148°. Se consideraron los parámetros ambientales como latitud, declinación, que harán variar el ángulo de llegada de la energía solar a lo largo del año y la claridad que modifica la radiación según las condiciones atmosféricas. Se modeló el sistema con un fluido de trabajo orgánico, 50% agua y 50% etilenglicol. Se resolvió el conjunto de ecuaciones para asegurar la entrega de energía correspondiente.

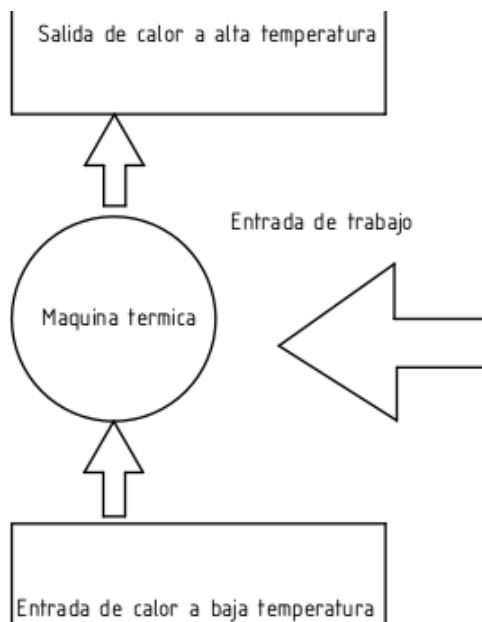
Finalmente, dado que el sistema que se propuso corresponde a un desarrollo de carácter teórico, se establecieron como criterios de cumplimiento los siguientes objetivos: El logro de valores de potencia y los rangos de temperatura definidos durante el desarrollo, la obtención de un diseño de captación solar menor a los 10 m² la viabilidad de construcción con materiales que cumplieron con las especificaciones técnicas y además son compatibles con criterios de sustentabilidad.

Capítulo 1. Marco teórico

Los seres humanos han usado los recursos del entorno. Diversas culturas como egipcios, griegos, aztecas, chinos y persas, usaron hielo o nieve de ríos o montañas para preservación de alimentos o directamente para el consumo con miel o fruta. Durante el renacimiento, el avance en matemáticas, mecánica, calorimetría y termodinámica dio paso a los inicios de la refrigeración.

A mediados del siglo XVI surgen los primeros refrigerantes permitiendo alcanzar temperaturas menores a la ambiental mediante cambios de estado del gas. A mediados del siglo XVIII se genera hielo en los laboratorios. Huchin et al. (2024) [21] menciona en su artículo “Desarrollo de la

refrigeración”, fue en 1834 que Jacob Perkins creó el refrigerador que comercializó más tarde.



Los refrigeradores utilizan una entrada de trabajo y dos transferencias de calor. Primero la aplicación de trabajo sobre un gas para que disminuya su energía interna. Segundo, al enfriarse, el calor fluye desde el ambiente. La segunda transferencia de calor se realiza expulsando este calor hacia una zona distinta, después de haber regresado al gas a sus condiciones iniciales. Es necesario subrayar que el espacio del cual se remueve el calor debe estar aislado del sitio en el cual se rechaza el calor, de lo contrario estará entrando y saliendo el calor al entorno.

Figura 1. Máquina térmica refrigeración.

Elaboración propia

En principio, cualquier ciclo termodinámico de potencia puede ejecutarse en sentido inverso aplicando trabajo y el ciclo funcionará como un refrigerador. Sin embargo, debido a las irreversibilidades en los procesos, algunos ciclos de trabajo son muy difíciles o imposibles de llevar a la práctica. Los ciclos de refrigeración que basan su funcionamiento en el cambio de temperatura de un gas están considerados dentro de la misma categoría denominada Joule-Thomson.

Los refrigeradores pueden agruparse según el efecto físico por el cual se rigen. En *Termodinámica aplicada* (Sala & López, 2011) [22] mencionan que existen tres agrupaciones principales. La primera, de efectos descritos por compresión y descompresión de gases, o de Joule-Thompson. En otra, aquellos que basan su funcionamiento en las interacciones de calor que tiene un cambio de estado (fusión, sublimación o vaporización) y los llamados de efectos específicos (enfriamiento termoeléctrico o de efecto Peltier, el efecto magnetotérmico basado en el efecto Haas-Keesen, y efecto magneto térmico eléctrico o de efecto Ettinghausen).

Al igual que en las máquinas térmicas de potencia se puede mencionar al ciclo invertido de Carnot como referencia de rendimiento. Otorga el mayor coeficiente de rendimiento entre dos temperaturas. Como reporta Cengel, (2009) [23] el ciclo está dado por dos procesos isotérmicos (absorción y expulsión de calor) y dos procesos isentrópicos (compresión y expansión).

La refrigeración por compresión de vapor como se menciona en el manual técnico para la refrigeración comercial (Red de Energía BUN-CA, 2011) [24]. Es un ciclo Rankine invertido. Es el ciclo más utilizado hoy en día y que casi la totalidad de refrigeradores domésticos utilizan. Se sustituye la turbina por una válvula de estrangulamiento. Consta de 4 procesos, compresión isentrópica, rechazo de calor a P cte, estrangulamiento y evaporación. Gracias a la electricidad nos ofrece gran control en la temperatura, y configuraciones que se adapten a las necesidades.

En cuanto a refrigeración con energías alternas se han encontrado resultados prometedores en el sistema de refrigeración por absorción. Esta tecnología ha sido utilizada con diversas aplicaciones solares para el suministro de energía. Una descripción simplificada de este ciclo nos ayudará a visualizar el funcionamiento. Nuevamente se tiene como punto de partida al ciclo de compresión de gas. Este sistema cambia el compresor que normalmente es accionado por electricidad por una serie de reacciones químicas, Juárez. J, (2018, p. 12). [19] describe como:

“El fenómeno de adsorción es el resultado de la interacción entre un sólido y un fluido(refrigerante) con base a una reacción física. La adsorción física se produce cuando las moléculas de refrigerante (adsorbato) se fijan en la superficie de un elemento poroso sólido (adsorbente) debido a las fuerzas de Van der Waals, lo que conduce a la acumulación de una sustancia en la superficie de otro”

Se tomarán ecuaciones de las áreas de transferencia de calor, refrigeración, procesos y ciclos termodinámicos y geometría solar. El ciclo Vuilleumier se analizará en el siguiente capítulo.

1.1 Ecuaciones de flujos de calor

Se usarán diversas ecuaciones de transferencia de calor, pues es necesario obtener estimaciones teóricas sobre distintos aspectos de la transferencia, por ejemplo, potencia, calorimetría, resistencias térmicas, etc. Las ecuaciones que se emplearán se presentan a continuación.

Calorimetría. Ecuación para conocer la cantidad escalar de calor en un cuerpo, según la cantidad de masa del cuerpo m , el calor específico según el material C_p y la diferencia de temperatura ΔT .

$$Q = mC_p\Delta T \quad [1]$$

Calor latente. Describe la cantidad de energía térmica que interactúa en un proceso de cambio de estado. No hay un cambio de temperatura, la energía añadida o retirada se dirige a generar un cambio en los enlaces químicos. Siendo m la masa y L el calor latente para cada sustancia.

$$Q = mL \quad [2]$$

Potencia calorífica. Es la tasa de velocidad con la que se realiza una transferencia de energía, ya sea como flujo de calor o trabajo, se mide en Watts térmicos.

$$W_T. Q'(t) = \frac{Q}{t} \quad [3]$$

Balance de energía. Relaciona distintos flujos de calor de salida, entrada o generación, interaccionando en una masa o volumen especificado.

$$\delta E_{en} + \delta E_{gen} - \delta E_{sal} = \delta E \quad [4]$$

Ley de enfriamiento de Newton (Jiji, L, 2013) [25]. Flujo de calor entre un cuerpo y su ambiente en el tiempo. Se considera el área A y un coeficiente de transferencia de calor h por convección.

$$\frac{dT}{dt} = hA(T - T_c) \quad [5]$$

Conducción de calor de Fourier. Útil para conocer el flujo de calor a través de un cuerpo en contacto con dos áreas a temperaturas distintas. Depende del área A , la longitud del cuerpo L , y un coeficiente de conducción de calor K en cada material.

$$Q_{cond} = -\frac{kA}{L} \left(\frac{dT}{dx}\right) \quad [6]$$

Flujo de calor por radiación (Stefan-Boltzmann) Mide la cantidad de energía electromagnética que desprende un cuerpo a su alrededor.

$$Q_R = \varepsilon \sigma A (T_s^4 - T_0^4) \quad [7]$$

Flujo de calor por coeficiente global de transferencia. Al trabajar con flujos de calor en los que influyen cuerpos consecutivos con características térmicas distintas, la información puede agruparse en un coeficiente general U , viéndolas como resistencias R a un flujo de calor.

$$Q'(t) = UA\Delta T \quad [8]$$

$$U = \frac{1}{\Sigma R_{CONV}} + \frac{1}{\Sigma R_{COND}} + \frac{1}{\Sigma R_{RAD}} \quad [9]$$

$$\Sigma R_{CONV} = \frac{1}{h_1 A + \dots + h_n A} \quad [10]$$

$$\Sigma R_{COND} = \frac{L_1}{k_1 A} + \dots + \frac{L_n}{k_n A} \quad [11]$$

1.2 Refrigeración de alimentos

La descomposición de alimentos se debe principalmente a la actividad de diversos grupos microbianos como mencionan Carrillo María y Reyes Abigail (2013) [26], la descomposición de los alimentos puede deberse a bacterias *Gram positivas y negativas*, *Fermentadoras oxidasa*, *Bacilos y Cocos*; los alimentos en descomposición son un lugar apto para virus como *hepatitis A*, *rotavirus* y *norwalk*. Se han encontrado características en las condiciones del medio que al ser alteradas dificultan el crecimiento de organismos, siendo posible preservar alimentos. Algunas de las características que influyen en la conservación de alimentos son la humedad del aire y los alimentos, la cantidad de azúcares, acidez del alimento, etc; nos centraremos sin embargo en la variable que se puede controlar desde un refrigerador simple: el rango de temperatura. Diversos estudios han encontrado que la reducción de temperatura no mata a las bacterias, provoca su menor velocidad de crecimiento situando la temperatura de refrigeración por debajo de los 5°C . Sin

embargo, la FDA [27], recomiendan que la temperatura sea inferior a los 4°C . Quispe Dayana (2021, p. 16) [28], menciona que entre el 60 y el 90% del contenido del alimento es agua, los cálculos de trabajo aproximaron al agua los datos del alimento. Así mismo, Quispe, menciona que existen 3 pilares en la refrigeración.

“- Los artículos que se van a proteger mediante refrigeración deben estar al principio en estado sólido.

- Es importante aplicar una congelación satisfactoria y temprana y conservar estable la temperatura.

- Es vital conservar la sucesión de frío persistente a partir del principio inclusive el límite más lejano de preservación”.

En este tema de tesis se pondrá atención en el último punto, buscando una rigurosa conservación de temperatura durante el proceso de refrigeración. Este refrigerador buscará mantener un rango de temperatura entre los 0°C y 4°C en el alimento.

1.3 Conceptos clave en refrigeración

Será necesario introducir los conceptos rendimiento de Carnot y Coeficiente de rendimiento de Carnot. Pues son referentes para conocer el rendimiento máximo entre los límites de temperatura de trabajo. η_{carnot} es el rendimiento para máquinas térmicas, y COP_{carnot} el coeficiente para máquinas de refrigeración. Recuperado de Cengel, (2011). [5], en su libro “*Termodinámica*”,

$$COP = \frac{Q_H}{W_{T\ in}} \quad [12]$$

$$\eta_{carnot} = \frac{T_H - T_A}{T_H} \quad [13]$$

$$COP_{carnot} = \frac{T_R}{T_A - T_R} \quad [14]$$

Otro término que hace referencia para medir la capacidad de un refrigerador es el término toneladas de refrigeración, es descrita por Cengel en el mismo libro como “La capacidad de un sistema de refrigeración que puede congelar una tonelada de agua líquida a 0°C (32°F) en hielo a 0°C en 24 horas será 1 tonelada”. Es equivalente a $211 \frac{\text{KJ}}{\text{min}}$ o bien, 3.51 KW .

Flujo másico. En fluidos, el flujo másico hace referencia a la cantidad de materia que cruza una frontera real o imaginaria por cada fracción de tiempo. Este puede dividirse en flujos más pequeños o juntarse distintos flujos másicos. Se tienen así.

$$m'(t) = \frac{m}{t} \quad [15]$$

$$m'(t) = m'_1(t) + \dots + m'_n(t) \quad [16].$$

La entalpía de una unión de flujos másicos y entalpías conocidas se da por la relación [17].

Cambio de energía potencial de un flujo másico es una variación de la ecuación de energía [18] potencial en mecánica clásica, con aceleración gravitatoria g y altura z . (Mott, 2015, p. 127) [19]

Cambios de entalpía. Relación útil dentro de los procesos de una máquina térmica cuando se conocen las entalpías del fluido de trabajo mediante tablas o gráficas de Mollier [19].

$$h = \frac{(h_1 m_1 + \dots + h_n m_n)}{(m_1 + \dots + m_n)} \quad [17]$$

$$W_{pot} = m'(t)gz \quad [18]$$

$$Q'(t) = (h_b - h_a)m'(t) \quad [19]$$

1.4 El sistema vuilleumier

El ciclo vm abordado en este trabajo surge del motor stirling, sin embargo, hay una modificación primordial al estar conectado el regenerador hacia un tercer volumen entre el pistón de potencia y el pistón de rechazo de calor. Este espacio en contacto térmico con el ambiente es donde se rechaza el calor como lo dicta la segunda ley de la termodinámica. Dejando al segundo pistón con una energía mecánica disponible, que realizará un trabajo de “extracción de calor” en el pistón restante.

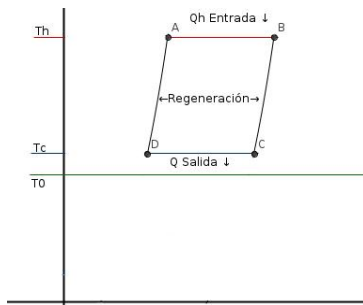


Figura 2. Diagrama TS ciclo Stirling (potencia).
Elaboración propia.

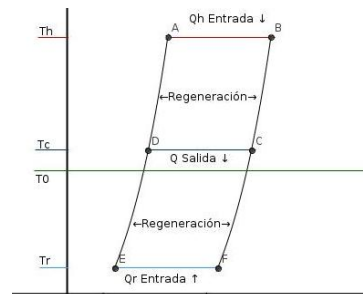


Figura 3. Diagrama TS ciclo Vuilleumier (refrigeración).
Elaboración propia.

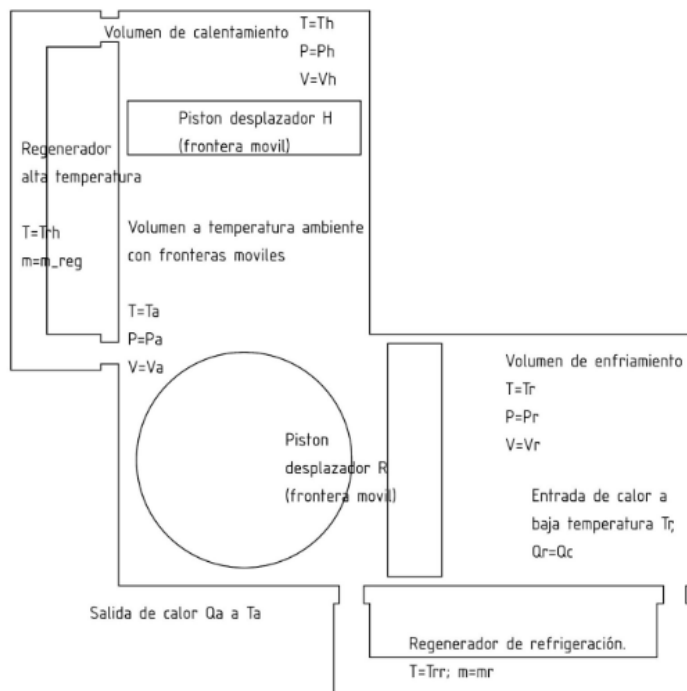


Figura 4. Esquema del sistema vm. Elaboración propia.

motor, el segundo es un rechazo de calor hacia el sumidero térmico. Los otros dos procesos son de regeneración a volumen constante, procesos en los cuales una parte del calor absorbido en la fuente de alta temperatura es almacenada en un regenerador, para disminuir la temperatura a la que sale el calor y posteriormente volver a entregar este calor al gas de trabajo.

Para comprender el funcionamiento de este ciclo se establecen los procesos según el ángulo de giro en el motor, en la información mostrada según Sherman, (1971) [30]. La posición de giro se establece en puntos cardinales, me parece conveniente expresar esta información según el ángulo de giro del refrigerador vm, es decir de $0-2\pi$.

“ $0 - \frac{\pi}{2}$, El total del volumen en el pistón caliente y el volumen en el pistón frío siguen decreciendo, el volumen en el pistón caliente comienza a expandirse, causando que el aire en la zona ambiente se dirija a través del regenerador, comenzando la regeneración, calentando el aire del regenerador caliente y el calentamiento isotérmico.

$\frac{\pi}{2} - \pi$ El volumen en la zona intermedia comienza a disminuir, el volumen en el pistón frío se comienza a expandir, por lo que comienza la regeneración enfriando el gas de la cámara fría y absorbiendo el calor de la fuente a temperatura baja

Es así como el ciclo Vuilleumier puede verse como dos ciclos Stirling en interacción, el primero un ciclo de potencia, el segundo de ellos un ciclo que absorberá calor desde la temperatura ambiente intentando simular un proceso isobárico. Consta entonces de 8 procesos, 4 procesos de regeneración y 4 procesos de transferencia térmica de calor.

El ciclo Stirling cuenta con dos procesos de calentamiento isotérmico (figura 2), el primero de ellos un calentamiento isotérmico que produce la potencia con la que funcionará el

$\frac{\pi}{2} - \frac{3\pi}{2}$ El volumen en la sección ambiente comienza a disminuir a su mínimo, el volumen en la sección caliente ha alcanzado su máximo, por lo que ahora comienza a decrecer, esto provocará que comience la regeneración enfriando el aire de la cámara caliente y al mismo tiempo el rechazo de calor a temperatura ambiente del aire caliente.

$\frac{3\pi}{2} - 2\pi$ El volumen en la cámara ambiente se encuentra creciendo, el volumen en la cámara fría comienza a descender, esto provoca que el gas se dirija hacia la sección ambiente y comience la regeneración, precalentando el aire a temperatura baja y el rechazo de calor de este gas a temperatura media.”

La descripción anterior tiene un enfoque mecánico que explica el ciclo desde los volúmenes como consecuencia del movimiento de los pistones. Tomando como prioridad los procesos térmicos y reorganizando su relación con la posición de los pistones se puede ver de otra forma.

El sistema vuilleumier cuenta con 8 procesos. Transferencia de calor isotérmica Q_{isot} en donde m es la masa de aire, R es la constante de los gases y rv es la relación de volumen entre los volúmenes en los puntos muertos superior e inferior del sistema. Y regeneración isobárica C_v Es el calor específico a volumen constante, T_H y T_C las temperaturas correspondientes.

$$Q_{isot} = mRT \ln(rv) \quad [20]$$

$$Q_{isob} = mC_v(T_H - T_C) \quad [21]$$

Subsistema caliente

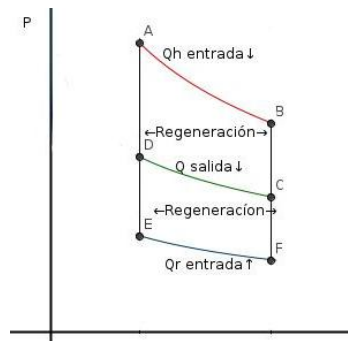
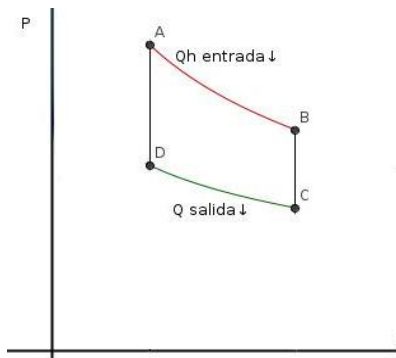


Figura 5. Ciclo Pv de potencia (ciclo Stirling). Figura 6. Ciclo Pv Vuilleumier. Elaboración propia
Elaboración propia.

$$0 - \pi,$$

Proceso $D - A$. Regeneración isocórica. Flujo de aire hacia la cámara caliente. Entrada de calor. Se calienta gradualmente el aire a través del regenerador desde la sección a temperatura ambiente hacia la cámara de calentamiento. Este punto marca mecánicamente el inicio de la expansión del pistón. Este proceso ocurre simultáneamente con el proceso de expansión isotérmica.

Proceso $A - B$. Expansión isotérmica. Adición de calor a alta temperatura. El pistón se mueve expandiendo el volumen en la cámara de temperatura alta T_H haciendo entrar el aire. Idealmente se calentará de forma isotérmica. Q_H es positivo porque $v_B > v_A$ y nos marca una entrada de calor al volumen de control.

$$\pi - 2\pi$$

Proceso $B - C$. Regeneración isocórica. Salida de calor. El gas fluye del pistón caliente hacia la sección ambiente debido al movimiento del pistón desplazador el cual ahora comienza a disminuir el espacio en este volumen.

Proceso $C - D$. Rechazo isotérmico del pistón caliente. Salida de calor del aire previamente enfriado en el regenerador hacia el ambiente en la sección intermedia. $Q_{RI} < 0$, porque el resultado de $\ln(v)$ cuando $V_D/V_C < 1$ hace que $\ln(v)$ sea negativo. Coincide con la dirección del flujo de calor de aire, pues el calor está saliendo.

Subsistema frío

$$\frac{\pi}{2} - \frac{3\pi}{2}$$

Proceso $D - E$ Regeneración. Salida de calor. Fluye el gas desde el volumen intermedio de temperatura ambiente hacia el volumen frío a través del regenerador, el regenerador debe estar más frío que el aire que entra en él para que pueda enfriar a este aire progresivamente hasta T_{Ref} .

Proceso $E - F$. Refrigeración. Absorción de calor desde la fuente de baja temperatura hacia el gas en el volumen frío. El calor que podrá verse sobre el gas a está dado por la capacidad que tiene

el gas para tomar calor a medida que se descomprime por el accionamiento mecánico del pistón que expande el volumen. Se considera un proceso isotérmico como el proceso ideal.

$$\frac{3\pi}{2} - \frac{\pi}{2}$$

Proceso $F - C$. Entrada de calor. El volumen de la cámara de refrigeración ha llegado a su máximo y comienza a disminuir, provocando un flujo de gas desde el volumen frío hacia el volumen ambiente a través del regenerador, el gas se está calentando, al tomar calor del regenerador almacenado en el proceso D-E.

Proceso C-D' Salida de calor. Rechazo isotérmico del ciclo 2 o ciclo del pistón frío. Rechazo de calor del volumen intermedio hacia el ambiente, idealmente los límites de temperatura a los que ocurre este proceso son iguales al rechazo de calor del ciclo de potencia.

Del planteamiento anterior se necesita conocer el cambio en el trabajo termodinámico que tomará el ciclo durante su funcionamiento. Está dado por la siguiente relación.

$$Q_H = Q_{inH} - Q_{outS} = mR \ln(rv) \Delta T \quad [22]$$

Con la energía anterior puede conocerse la potencia generada por ciclo según el rendimiento η_{mt} .

$$W_H = \eta_{mt} Q_H = \eta_{mt} mR \ln(rv) \Delta T \quad [23]$$

La relación entre la energía del ciclo de potencia y de refrigeración es equivalente al producto del rendimiento y el coeficiente de rendimiento de operación.

$$\frac{Q_{Ref}}{Q_H} = \eta_{mt} COP_{VM} \quad [24]$$

Calor removido en el proceso de refrigeración según la cantidad de trabajo térmico generado en el ciclo de potencia vm. Se considera el rendimiento y el coeficiente de rendimiento.

$$Q_{Ref} = \eta_{mt} COP_{VM} W_H \quad [25]$$

El calor total rechazado es la suma de ambos flujos de calor. El calor de salida del sistema son aquellos procesos de transferencia de calor isotérmico que ocurren entre la sección ambiente del sistema vm y el ambiente. Cuando la relación de volumen y las masas sean las mismas resulta:

$$Q_{out} = -2Q_a = Q_{outH} + Q_{outR} = (m_R + m_H)RT_A \ln\left(\frac{V_C}{V_D}\right) = 2mRT_A \ln(rv) \quad [26]$$

La temperatura de refrigeración se alcanzará de forma ideal, a partir del trabajo disponible para el proceso de refrigeración, se obtiene así la ecuación siguiente.

$$T_R = \frac{Q_{REF}}{mR \ln(rv)} \quad [27]$$

La frecuencia a la cual trabaja el sistema y la potencia que este genera están ligadas. La potencia se obtiene de la cantidad de ciclos que se realizan.

$$f_0 = \frac{Q'(t)}{W_{neto}} \quad [28]$$

En la figura 7 se muestra la forma en que los volúmenes varían respecto al tiempo. Se aprecia el desfase de los volúmenes de potencia (rojo) y refrigeración (azul), puede verse en verde el volumen de la sección ambiente. El volumen total, es decir la suma de los volúmenes individuales (azul oscuro) es constante en todo el tiempo. Una máquina térmica al tener una frontera móvil cumple con la definición matemática de trabajo $W = PdV$. El refrigerador vm al no tener una frontera móvil no intercambia trabajo con el ambiente, únicamente calor.

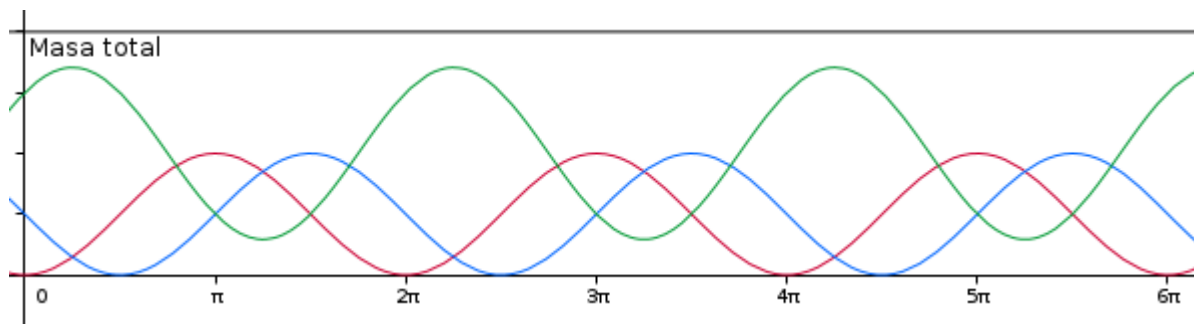


Figura 7. Volumen en las distintas secciones VM.

Elaboración propia.

1.5 Factores que influyen en el rendimiento del ciclo vm

Un primer parámetro que impacta en el rendimiento de los ciclos de potencia y refrigeración es la disminución entre los límites de temperatura a la que opera el ciclo. El teorema de Carnot (1824) menciona que la potencia entregada por una máquina térmica depende de los límites de temperatura. Si alguna condición como el regenerador afecta las temperaturas límite de la máquina, impactará en el rendimiento.

La relación entre el cambio de calor ideal y real de un intercambiador de calor da como resultado el rendimiento del intercambiador, se usará para el regenerador del vm.

$$\epsilon = \frac{\Delta T_{Real}}{\Delta T_{Ideal}} \quad [29]$$

Se pueden obtener las temperaturas de salida del aire en la regeneración mediante la ecuación de rendimiento, al conocer las demás temperaturas y establecer un valor para el rendimiento.

$$\begin{aligned} T_{HR} &= T_A + \epsilon(T_H - T_A) & T_{AHR} &= T_H - \epsilon(T_H - T_A) \\ T_{ARR} &= T_R + \epsilon(T_A - T_R) & T_{RR} &= T_A - \epsilon(T_A - T_R) \end{aligned} \quad [30]$$

Esta máquina térmica opera transformando la energía térmica en energía mecánica. Se logra cuando la expansión de gas causa una fuerza sobre el pistón desplazador, generando movimiento. Al disminuir rv entre las diferentes secciones se provoca una disminución en la capacidad del sistema para “trasladar el calor”. Se tiene un segundo factor, el volumen muerto en una máquina térmica, definido como el espacio residual dentro del sistema que no corresponde al volumen de expansión y compresión del gas, en este caso las tuberías y conexiones, en una máquina ideal la rv está dada por la relación entre los volúmenes máximo y mínimo del pistón. Se propone incluir en este nuevo cálculo el volumen existente dentro de la tubería, pues en un ciclo real el aire está interactuando con este volumen. El volumen muerto ha sido medido de la maqueta diseñada.

$$rv_0 = \frac{V_{max}}{V_{min}} \quad [31]$$

$$rv_I = \frac{V_{max} + v_{muerto}}{V_{min} + v_{muerto}} \quad [32]$$

Ligado a la eficiencia imperfecta y la de transferencia de calor se tiene la generación de entropía. La frecuencia de funcionamiento depende de la relación entre la potencia de entrada y la capacidad del sistema para “transportar” una cantidad determinada de energía por ciclo. Idealmente (primera ley de la termodinámica) el sistema realizará el ciclo más rápido, haciendo más ciclos en la misma unidad de tiempo. Esta idealización se separa de la realidad, una mayor velocidad no significa que incremente la potencia proporcionalmente. Exceder la velocidad de giro del sistema aumentará las pérdidas de exergía, provocando una disminución de trabajo útil por ciclo. Las tensiones y el desgaste por la fricción por otro lado serán mucho mayores.

Como tercer parámetro se tiene la destrucción de exergía χ_{dest} . Es necesario conocer la entropía generada, se obtiene de la diferencia de los cambios de entropía que se generan por cada flujo de calor en la masa de control. Se calcula el cambio de entropía de cada proceso, determinada por el cambio de entropía de un gas ideal. $\Delta S = S_2 - S_1 = \int_1^2 \frac{\delta Q}{T}$; $\Delta s = C_v \ln\left(\frac{T_a}{T_b}\right) + R \ln\left(\frac{V_b}{V_a}\right)$.

El ciclo VM consta de dos clases distintas de procesos, Regeneración isocórica $v_a = v_b$ y expansión a T isotérmica $T_a = T_b$. Al evaluar en $\ln(1) = 0$ se simplifica la ecuación en los dos procesos. El cambio de entropía total del ciclo es la suma del cambio de entropía de cada ciclo. Isocórico $\Delta s = C_v \ln\left(\frac{T_a}{T_b}\right)$; Isotérmico $\Delta s = R \ln\left(\frac{V_a}{V_b}\right)$.

$$\Delta s_{st} = \Delta s_{st} - \Delta s_{vm} \quad [33]$$

Haciendo los cambios de entropía para cada subciclo VM se obtienen las siguientes ecuaciones.

$$s_{gen\ QH} = R \ln\left(\frac{V_{max}}{V_{min}}\right) - R \ln\left(\frac{V_{max}}{V_{min}}\right) = 0 \quad [34]$$

$$s_{gen\ RegH} = C_v \ln\left(\frac{T_{HR}}{T_A}\right) - C_v \ln\left(\frac{T_{HR}}{T_{ARH}}\right) \quad [35]$$

$$s_{Egen\ QR} = \frac{T_H}{T_{HR}} R \ln\left(\frac{V_{max}}{V_{min}}\right) - \frac{T_{RI}}{T_R} R \ln\left(\frac{V_{max}}{V_{min}}\right) = 0 \quad [36]$$

$$s_{Egen\ RegR} = -C_v \ln\left(\frac{T_A}{T_{RR}}\right) - C_v \ln\left(\frac{T_{AR}}{T_{RR}}\right) \quad [37]$$

$$s_{gen} = \sum s_{sal} - \sum s_{ent} \quad [38]$$

$$S_{gen} = m s_{gen} \quad [39]$$

Para conocer la exergía destruida y así la cantidad de trabajo útil o real del sistema se multiplica la entropía generada por la temperatura ambiente. Restando al trabajo reversible se obtiene el trabajo útil, este trabajo útil se puede sustituir en [25] para obtener el calor útil de refrigeración.

$$\chi_{dest} = S_{gen}T_0 \quad [40]$$

$$W_{util} = W_{neto} - \chi_{dest} \quad [41]$$

$$Q_{RRef} = \eta_{mt} COP_R (W_{neto} - \chi_{dest})$$

1.6 Concentrador solar

Debido a la naturaleza cambiante del clima se deberá estimar una cantidad promedio de irradiación en distintas fechas para conocer el comportamiento del concentrador. Recuperando la ecuación para el ángulo cenital θ_z de *Solar engineering of thermal processes*. (Duffie & Beakman, 2013, p.15) [31] según la latitud ϕ , declinación δ y ángulo solar ω .

$$\cos\theta_z = (\cos\phi\cos\delta\cos\omega + \sin\phi\sin\delta) \quad [42]$$

$$\omega_{max} = \cos^{-1}\left(\frac{\frac{1}{1.5} - \sin\phi\sin\delta}{\cos\phi\cos\delta\cos\omega}\right) \quad [43]$$

Declinación solar para distintas fechas del año [44]. No se tiene una llegada constante de energía en el colector debido al ángulo que forma el sol respecto al colector y la diferencia en la cantidad de aire, variará la irradiancia y tiempo de exposición. Como criterio para discernir las horas pico se considerará que la masa de aire $AM = \frac{1}{\cos\theta_z}$ sobre el colector es menor a 1.5.

$$\delta = (23.45)\sin\left(360\frac{284+n}{365}\right) \quad [44]$$

$$\omega_{max} = \cos^{-1}(-\tan\phi \tan\delta) \quad [45]$$

$$N = 2/15 \cos^{-1}(-\tan\phi \tan\delta) \quad [46]$$

Para encontrar los ángulos con masa de aire AM menor a 1.5 se despeja la ecuación [43], el ángulo horario máximo encontrado ω se sustituye en la siguiente ecuación.

$$t = 2\omega/15 \quad [47]$$

Insolación. Según la variación de los parámetros ϕ , δ , ω , n , (Duffie & Beakman. 2013 p. 37) los cuales pueden ser establecidos para una masa de aire $m=1.5$.

$$G_0 = G_{SC} \left(1 + 0.033 \cos \frac{360n}{365} \right) (\cos \phi \cos \delta (\sin \omega_s) + \frac{\pi \omega_s}{180} \sin \phi \sin \delta) \quad [48]$$

insolación estimada para distintos climas según la nubosidad para un día específico

$$H = (a + b \frac{n}{N}) G_0 \quad [49]$$

1.7 Temperatura en el termofluido

El Concentrador parabólico lineal es una proyección de una parábola, con un fluido en el foco geométrico. El tubo receptor está formado por dos cilindros concéntricos, el interior de radio R_R actúa como un receptor de energía solar y la transmite hacia el fluido. El radio externo R_C actúa como aislante térmico. Se busca diseñar una parábola con dos características. Primero, acercar el foco del vértice para tener un dispositivo compacto, segunda, una concentración aproximada a $C_0 = 3$. La energía que el fluido entregará es igual a la energía que el sistema VM consume. Depende de la irradiancia solar G , área A_a y eficiencia óptica, se propone un valor $\eta_0 = 0.8$.

$$z = x^2/4p \quad [50]$$

$$C_0 = \frac{A}{A'} = \frac{W_{AL}}{\pi D_e L} \quad [51]$$

$$Q_S = \eta_0 A_a G \quad [52]$$

La energía térmica de un flujo que intercambia calor, $m'(t)C_P(T_{sal} - T_i) = Q'(t)$. e igualando con [50] para conocer el flujo másico dentro de los límites de temperatura especificados.

$$m'(t) = \frac{W_T(t)}{C_P(T_{SAL} - T_I)} \quad [53]$$

Suponiendo que no existen pérdidas térmicas, se despeja la temperatura de salida máxima del agua para conocer el límite termodinámico que el sistema ofrece.

$$T_{salmax} = T_i + \frac{\eta_0 A_a G}{m' C_P} \quad [54]$$

Coeficientes de transferencia de calor por radiación del receptor a la cubierta $h'_{r,r-c}$, y coeficiente de transferencia por radiación de la cubierta al ambiente $h'_{r,c-a}$.

$$h'_{r,r-c} = \sigma(T_r^2 + T_c^2)(T_r + T_c) \left(\frac{1}{\varepsilon_c} + \frac{1}{C_O} \left(\frac{1}{\varepsilon_c} - 1 \right) \right)^{-1} \quad [55]$$

$$h'_{r,c-a} = \varepsilon \sigma (T_c^2 + T_0^2)(T_c + T_0) \quad [56]$$

Coeficiente de calor para las pérdidas. Se consideran las condiciones de calor en la película receptora hacia el ambiente a través de su resistencia térmica:

$$U_P = \left(\frac{A_r}{h_v + h_{c-a}} + \frac{l}{h'_{r-c}} \right)^{-1} \quad [57]$$

Coeficiente de transferencia de calor por convección. Será estimado mediante el número de Nusselt, es necesario calcular el número de Reynolds, y la temperatura de la película receptora.

$$Re = \frac{4m}{\pi D \mu} \quad [58]$$

$$Pr = \frac{v}{\alpha} = \frac{\mu}{\alpha \rho} \quad [59]$$

$$Nu = 0.023 * Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (\text{para } Re > 1000 \text{ y } pr > 0.6) \quad [60]$$

$$h_f = \frac{k_f}{D_I} Nu_f \quad [61]$$

$$T_r = T_{salmax} + \frac{\eta_0 C_O G}{h_f} \quad [62]$$

Conocidos los coeficientes de transferencia, convección y conducción de calor, se puede conocer el factor de remoción, el cual es la cantidad de calor retirada por las distintas pérdidas.

$$F' = \left(\frac{l}{U_P} \right) \left(\frac{l}{U_P} + \frac{D_E}{h_F(D_I)} + \frac{D_E}{2(K_C)} \ln \left(\frac{D_E}{D_I} \right) \right)^{-1} \quad [63]$$

$$F_R = \frac{m' C_P}{A_r U_P} (1 - e^{\wedge [-\frac{U_P F' A_R}{m' C_P}]}) \quad [64]$$

El calor ganado por el fluido de trabajo puede verse en función del factor de remoción, áreas, el coeficiente de pérdidas y la irradiancia solar, sin embargo, de esta ecuación aún tenemos la longitud como una variable desconocida, pues al considerar pérdidas la longitud presentada anteriormente daría una menor potencia de la necesitada.

$$Q_U = F_R(\eta_0 A_a G - A_r U_L (T_{IN} - T_0)) \quad [65]$$

Se encuentra la temperatura del fluido de trabajo que entregará nuestro colector lineal:

$$T_{out} = T_{in} + \frac{F_R(\eta_0 A_a G - A_r U_L (T_{IN} - T_0))}{m' c_p} \quad [66]$$

Energía de un fluido y ecuación de Darcy-Weisbach para cálculo de energía difuminada en un fluido turbulento.

$$W_B = E_F + h_f = m \left(\frac{v^2}{2} \right) + f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \quad [67]$$

$$P_{Bl} = \frac{e_{Bl}}{m'(t)} \quad [68]$$

1.8 Orientación del sistema

Debido a que nuestro sistema tiene un concentrador parabólico lineal, necesita un seguimiento del sol. En este tipo de concentradores solamente funcionan con radiación directa. El ángulo solar al medio día según la latitud y la declinación para el día especificado.

$$\theta_{zmd} = \delta - \phi = \delta - 19.19^\circ \quad [69]$$

Se puede conocer el ángulo solar azimutal mediante la ecuación siguiente.

$$\theta_z = \cos^{-1}(\cos\phi \cos\delta \cos\omega + \sin\phi \sin\delta) \quad [70]$$

$$\gamma_s = \cos^{-1}\left(\frac{\cos\theta_z \sin\phi - \sin\delta}{\sin\theta_z \cos\phi}\right) \quad [71]$$

Capítulo 2. Propuesta

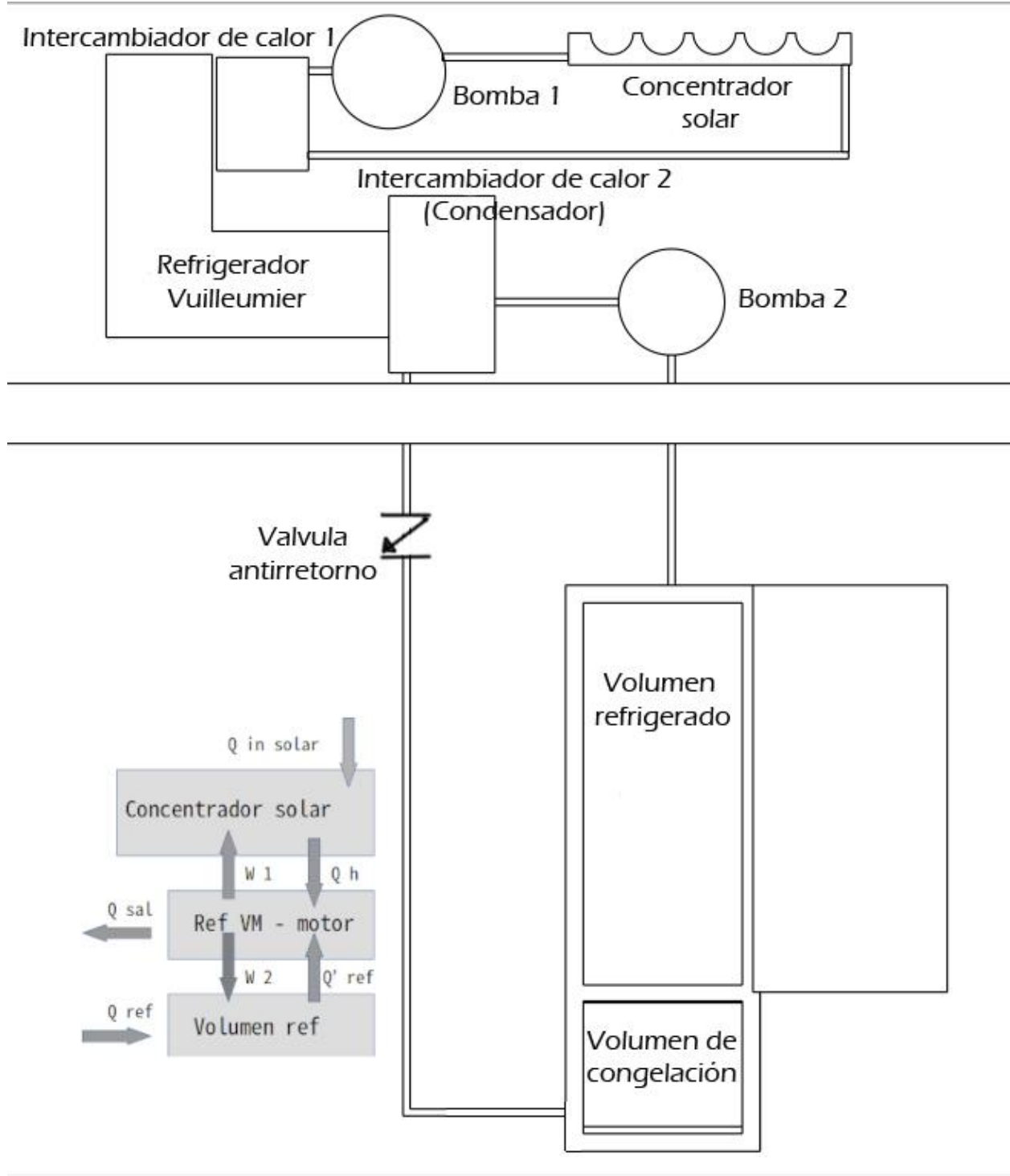


Figura 8. Esquema general del sistema propuesto. Elaboración propia

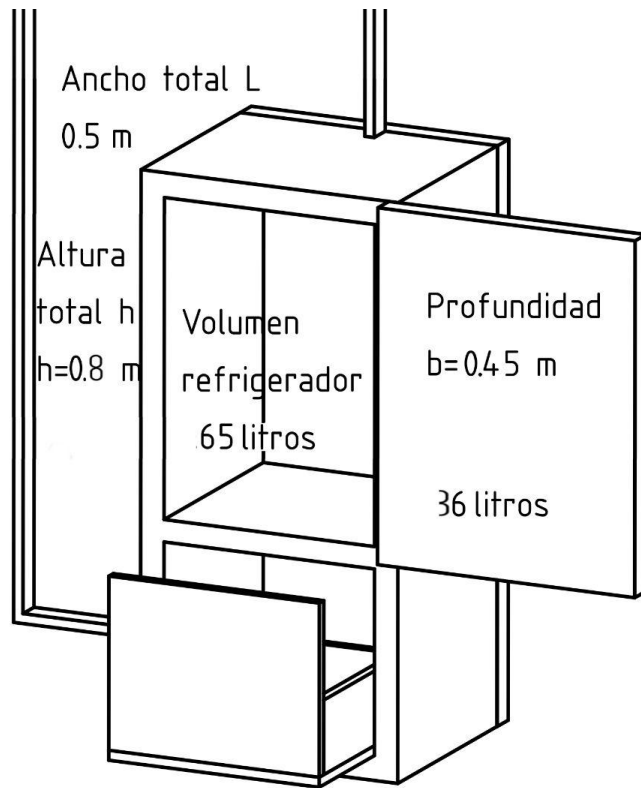


Figura 9. Medidas Volumen refrigerado

En la figura 8 se muestra una ilustración del sistema propuesto completo. El primer subsistema se compone por el concentrador solar, la bomba 1, el intercambiador de calor hacia el refrigerador vm, y el tubo colector solar. Como segundo subsistema se tiene al refrigerador vuilleumier. El tercer subsistema se compone por el volumen refrigerado, la tubería aislada térmicamente, la bomba 2, el condensador y un intercambiador de calor hacia el pistón frío.

Se proponen las siguientes medidas para el volumen del espacio refrigerado, considerando un refrigerador frigobar. Ancho: 0.5 m. Profundidad: 0.45 m. Altura congeladora: 0.3 m. Altura refrigerador: 0.5 m. Altura total: 0.8 m

Se proponen las siguientes medidas para el volumen del

Se tendrá un revestimiento externo primeramente con una lámina metálica de calibre 1/16" (1.59 mm) que proteja físicamente a este volumen, recubierto al interior por una lámina de corcho de 10 mm, un espacio de 15 mm de aire para mejorar el aislamiento, una segunda lámina de corcho del mismo espesor, posteriormente a este recubrimiento estarán los canales por donde pasará el serpentín del refrigerante (10 mm), finalmente una lámina del mismo calibre que proteja al interior este dispositivo de aislamiento térmico. Esto nos deja con las siguientes dimensiones internas. Espesor de la pared aislante (mm) = 48.18 mm. Espesor en la puerta (mm) = 38.18 mm

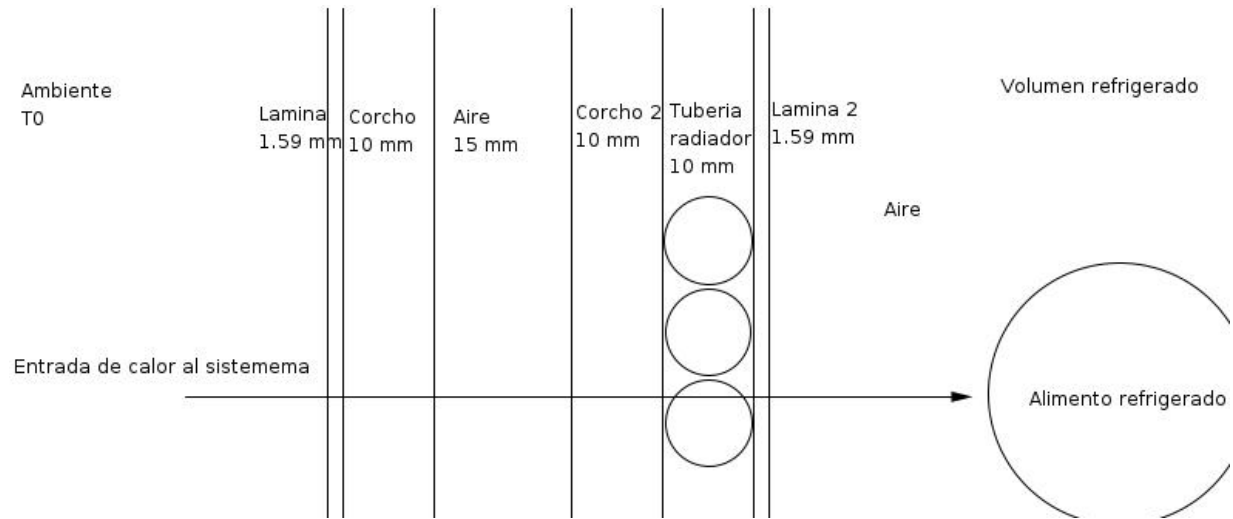


Figura 10. Espesor de los materiales aislantes. Elaboración propia

Por lo cual las medidas interiores serán:

$$\text{Ancho: } 0.5 \text{ m} - 2 * 0.0482 \text{ m} = 0.4036 \text{ m}$$

$$\text{Profundidad: } 0.45 \text{ m} - 0.0482 \text{ m} - 0.0382 \text{ m} = 0.3636 \text{ m}$$

$$\text{Altura refrigerador: } 0.5 \text{ m} - 0.0482 \text{ m} - 0.00658 \text{ m} = 0.4452 \text{ m}$$

$$\text{Altura congelador: } 0.3 \text{ m} - 0.0482 \text{ m} - 0.00658 \text{ m} = 0.2452 \text{ m}$$

Al interior del refrigerador vacío se obtiene entonces el volumen de aire

$$V_R = l * b * h = 0.4036 \text{ m} * 0.3636 \text{ m} * 0.4452 \text{ m} = 0.06533 \text{ m}^3 = 65.33 \text{ litros.}$$

Volumen utilizado por el alimento al interior del refrigerador

$$V_a = \frac{m}{\rho} = \frac{7.9 \text{ kg}}{1000 \text{ kg/m}^3} = 7.9 \times 10^{-3} \text{ m}^3 = 7.9 \text{ l}$$

Volumen de gas aire al interior del refrigerador

$$V_{GR} = V_{REF} - V_a = 65.33 \text{ l} - 7.9 \text{ l} = 57.43 \text{ l}$$

$$m_{gr} = V\rho = (0.05743 \text{ m}^3) \left(1.29 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) = 0.07408 \text{ kg}$$

Volumen en el congelador

$$\text{Ancho: } 0.5 \text{ m} - 2 * 0.0482 \text{ m} = 0.4036 \text{ m}$$

$$\text{Profundidad: } 0.45 \text{ m} - 0.0482 \text{ m} - 0.0382 \text{ m} = 0.3636 \text{ m}$$

$$\text{Altura: } 0.3 \text{ m} - 0.04818 \text{ m} - 0.04818/2 \text{ m} = 0.2452 \text{ m}$$

$$V_c = 0.4036 \text{ m} * 0.3636 \text{ m} * 0.2452 \text{ m} = 0.03598 \text{ m}^3 = 36 \text{ l.}$$

$$m_{gc} = V_c \rho = (0.03598 \text{ m}^3)(1.29 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}) = 0.04641 \text{ kg}$$

Para tener un punto de referencia se modela al sistema con el refrigerante más usado comercialmente en la actualidad, el refrigerante R134a, y posteriormente se comparará con algunas alternativas para buscar un mejor comportamiento ideal del sistema.

De los resultados de Guzmán O, [23] se obtuvo como alternativa a los refrigerantes R1234yf y R513a, sin embargo, ambos disminuyen el COP respecto al refrigerante R134a. Se hace mención de los siguientes refrigerantes como alternativas, R152a, el R1234ze, R450a R445a, R600a (butano), R290 (propano). En la tabla 1 se muestran algunas características de los refrigerantes, tomados desde su hoja técnica.

Tabla 1. Propiedades de los refrigerantes propuestos.									
	R134a	R152a	R1234ze	R450a	R445a	R600a	R290	R1234yf	R513A
# Gen	3	4	4	4	4	-	-	4	4
GPW	1430	124	6	604	148	-	-	4	-
ODP	0	0	0	0	0	0	-	0	-
T ebul	26.1	-24.7	-19.0	-23.1	-52.1	-12	42.1	-29.4	-29.2

Capítulo 3. Volumen refrigerado

El volumen refrigerado como se mencionó anteriormente será un espacio similar al refrigerador común, donde se almacenarán los alimentos y a través de una tubería en su interior se sacará el calor de los alimentos con el fin de ser transportado hasta un condensador en el sistema vm (figura 8). Hay que considerar que habrá una transferencia de calor desde el exterior hacia el interior del volumen refrigerado debido a la diferencia de temperaturas. Otro aspecto importante es que más de la mitad del tiempo el subsistema vm no se encontrará en funcionamiento debido a la baja y nula radiación solar directa sobre el concentrador solar.

Sin ahondar en la diversidad de los hogares como lo son: número de habitantes por vivienda, hábitos de consumo, costumbres alimenticias, uso del refrigerador, el número de habitantes en el hogar que realizan distinto número de comidas fuera de casa, la frecuencia con la que se almacena comida, etc; Se supondrá como modelo de partida la idea de 3 habitantes adultos por hogar en la ciudad de México los cuales almacenan la comida de 2 días en el refrigerador.

Para conocer la cantidad de comida que será almacenada y refrigerada en el sistema se hace un comentario breve sobre lo dicho por la organización mundial de la salud OMS [32], quien recomienda comer 400 gramos de frutas y verduras al día, además de 500 gramos de carne a la semana o dicho de otra forma 71.43 gramos diarios.

Se consideran también otros alimentos como 1 lt. de leche, 1 lt. de agua, 2 kg. de margen para condimentos o aderezos como salsa, crema, mayonesa, queso etc. 2 kg de tortilla. Se define entonces que este refrigerador tendrá la capacidad de almacenar 71.43 gr de carne por persona (0.428 kg), las porciones de fruta y verdura que 3 adultos comerían en 2 días (2.4 kg), dos litros de bebidas diversas (2 Kg), tortilla (2 Kg) y aderezos (1 kg). Se obtienen un total de 7.828 kg de comida. Debido a la gran variación de los alimentos que pueden ser almacenados y las distintas composiciones químicas, se aproxima la masa del alimento a la masa del agua, con sus distintas propiedades específicas. El refrigerador aquí estimado tendrá la capacidad de refrigerar 7.9 kg de agua a 2°C y en un segundo compartimento a -10°C para la congelación de 1 kg de agua.

3.1 Q₁ Calentamiento por apertura de puertas

Se busca conocer el calor que ingresa desde el aire a temperatura ambiente (22 °C) por la apertura de puertas hasta el alimento que se encuentra a una temperatura promedio de refrigeración de 2 °C y -10 °C en el congelador. Al abrir la puerta se renueva totalmente el aire al interior de los volúmenes refrigerador y congelador. Para considerar esta cantidad de calor se hará uso de la ecuación [1] de calorimetría pues se considera que todo el aire que se ha enfriado sale del refrigerador, por lo cual hay que enfriar el nuevamente se usa la masa de aire. La que la energía obtenida se parte entre el tiempo en que ocurre el proceso.

$$Q_{IR} = m_{gr} C_{pg} \Delta T = 0.07408 \text{ kg} (1.005 \frac{\text{KJ}}{\text{kg K}}) (20\text{K}) = 1.489 \text{ kJ}$$

$$Q_{IC} = m_{gc} C_{pg} \Delta T = 0.04641 \text{ kg} (1.005 \frac{\text{KJ}}{\text{kg K}}) (32\text{K}) = 1.492 \text{ kJ}$$

Igualando las fórmulas de calorimetría del gas y los alimentos, se puede conocer la temperatura a la que llegaría la masa de agua dentro del refrigerador (con temperatura inicial de 2° C), Al estar en contacto dentro del refrigerador ambas temperaturas finales tenderán a ser la misma. Se

evalúa para los valores. $m_A = 7.9 \text{ kg}$, $C_{pA} = 4186 \frac{\text{J}}{\text{kg K}}$, $T_R = 2^\circ\text{C} = 275.15 \text{ K}$,

$m_{Gr} = 0.07408 \text{ kg}$, $C_{pG} = 1005 \frac{\text{J}}{\text{kg K}}$ y $T_0 = 22^\circ\text{C} = 295.15 \text{ K}$.

$$m_A C_{pA} (T_{ref} - T_X) = -m_G C_{pG} (T_{amb} - T_X);$$

$$T_X = \frac{m_A C_{pA} T_R + m_G C_{pG} T_0}{m_A C_{pA} + m_G C_{pG}} = 275.188 \text{ K} = 2.038^\circ\text{C}$$

Posteriormente con T_X Se calcula en [1] el calor total que ingresa al alimento.

$$Q_{I'_{Ref}} = -C_{p_a} \Delta T = m_a C_{p_a} (T_0 - T_X) = (7.9 \text{ kg}) (4186 \frac{\text{J}}{\text{kg K}}) (0.04 \text{ K}) = 1.323 \text{ kJ}$$

$$Q_{I'_{con}} = -C_{p_a} \Delta T = m_a C_{p_a} (T_0 - T_X) = (1 \text{ kg}) (2090 \frac{\text{J}}{\text{kg K}}) (0.69 \text{ K}) = 1.442 \text{ kJ}$$

Una sola apertura de puerta tiene la capacidad de aumentar la temperatura del alimento 0.038°C. Para alcanzar los 4 °C necesitan alrededor de 50 aperturas de puerta. Según una encuesta de LG

Electronics, en promedio se abre el refrigerador 79 veces al día (LG, 2021) [33]. Se supondrá que 40 veces se abra el refrigerador y 39 el congelador. La entrada de energía a través del aire será desechada en 4 horas (14400s) de funcionamiento. La potencia requerida se muestra [3].

$$Q_{inR} = nQ_{IR} = 40 * 1.323 \text{ kJ} = 52.92 \text{ kJ}; Q_{inC} = nQ_{IC} = 39 * 1.442 \text{ kJ} = 56.238 \text{ kJ}$$

$$Q'_{IR}(t) = \frac{52.92 \text{ kJ}}{14400 \text{ s}} = 3.675 \text{ W}_T \quad Q'_{IC}(t) = \frac{56.238 \text{ kJ}}{14400 \text{ s}} = 3.905 \text{ W}_T$$

3.2 Q₂ Enfriamiento de los alimentos

Se busca calcular la cantidad de energía térmica que hay que extraer desde el alimento para llevar 7.9 kg desde su temperatura ambiente hasta 2°C en el refrigerador y 1 kg de agua hasta T_R = -10°C. Debido a que los flujos de temperatura son distintos dependiendo la temperatura es importante conocer las distintas temperaturas ambientales.

Tabla 2. Temperaturas en las distintas estaciones del año.						
	T máx.	T prom.	T min.	T nocturna	Duración del día	Inactividad
Primavera	34.22° C	19° C	10° C	13.5 ° C	12 hr	18 hr
Verano	25° C	17° C	14° C	15.5° C	13 hr	17 hr
Otoño	-	19° C	13° C	16° C	12 hr	18 hr
Invierno	-	14° C	7° C	10.5° C	11 hr	21 hr

Para saber el calor extraído del congelador se recurre a las ecuaciones de calorimetría [1] para calor específico en los cambios de T y calor latente en el cambio de estado [2].

Congelador

$$Q_2 = mCdT = (1 \text{ kg})(4.186 \frac{\text{KJ}}{\text{kg K}})(295.15 \text{ K} - 273.15 \text{ K}) = 92.092 \text{ kJ}$$

$$Q_{2'} = mL = (1 \text{ kg})(334 \frac{\text{KJ}}{\text{kg K}}) = 334 \text{ kJ}$$

$$Q_{2''} = mCdT = (1 \text{ kg})(2.09 \frac{\text{KJ}}{\text{kg K}})(273.15 \text{ K} - 263.15 \text{ K}) = 20.9 \text{ kJ}$$

$$Q_{\text{cong}} = 92.092 + 334 \text{ kJ} + 20.9 = 446.992 \text{ kJ} = 447 \text{ kJ}$$

Refrigerador.

La cantidad de energía térmica está dada por la ecuación de calor y la potencia térmica requerida para la refrigeración durante 4 h (14400 s):

$$Q_{\text{Ref}} = mCdT = (7.9 \text{ kg})(4.186 \frac{\text{KJ}}{\text{kg K}})(295.15 \text{ K} - 275.15 \text{ K}) = 661.388 \text{ kJ}$$

$$Q'_{2C}(t) = \frac{447 \text{ kJ}}{14400 \text{ s}} = 31.042 \text{ W}_T \quad Q'_{2R}(t) = \frac{661.388 \text{ kJ}}{14400 \text{ s}} = 45.929 \text{ W}_T$$

Para conocer la velocidad a la que se enfría la comida, se supone que el alimento es una esfera de agua y la temperatura de las paredes del refrigerador se mantienen constantes a -4°C . Igualando la ley de enfriamiento de Newton [5] con la ecuación de calorimetría se obtiene la igualdad $-hA(T - T_R)dt = mC_p dT$, reorganizando e introduciendo el cambio de variable $y(t) = T(t) - T_R$ se obtiene la EDO $\frac{dy}{dt} = -ky$.

Resolviendo mediante separación de variables, evaluando con $T(0) = T_A$ y posteriormente despejando T se obtiene la ecuación de Temperatura para el alimento $T(t) = T_R + (T_0 - T_R) * e^{[-\frac{hA_s}{mC_p}]t}$. Evaluando la ecuación anterior en los valores especificados: $T_R = -4^\circ \text{C} = 269.15 \text{ K}$, $h = 18$, $A_{sR} = 0.1917 \text{ m}^2$, $m = 7.9 \text{ kg}$. ΔT . El exponente $\frac{hA_s}{mC_p}$ se transforma a horas $\frac{hA_s}{mC_p} = 0.20868$. Se obtiene la temperatura respectiva a cada condición climatológica. $T(t) = T_R + (T_0 - T_R) * e^{[-0.20868t]}$

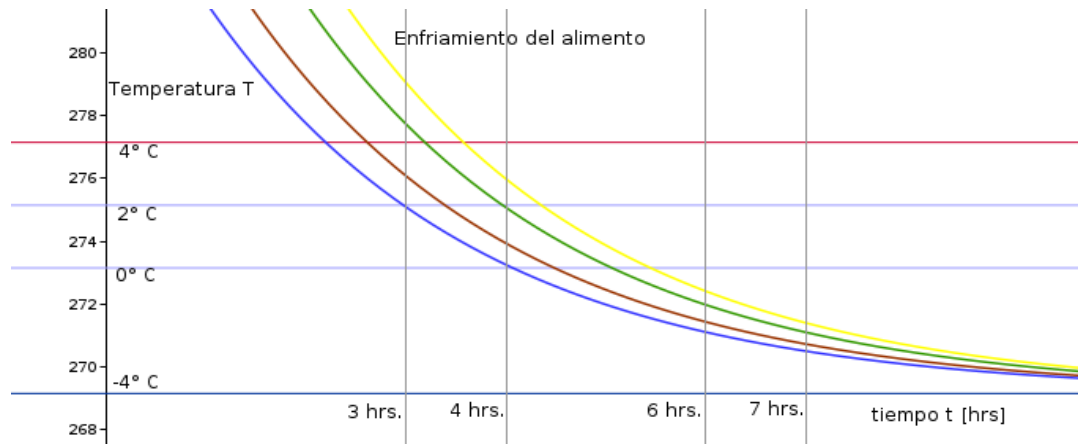


Figura 11. Tiempo de enfriamiento de los alimentos en el refrigerador. Elaboración propia.

3.3 Q_3 Calor exterior hacia el refrigerante durante el funcionamiento

Este flujo de calor se da a través de las paredes aislantes hacia el refrigerante. La transferencia de calor se puede encontrar desde la sumatoria de resistencias térmicas por cada pared. Considerando una temperatura de refrigeración en dos partes, la primera hacia el congelador y la segunda hacia el refrigerador.

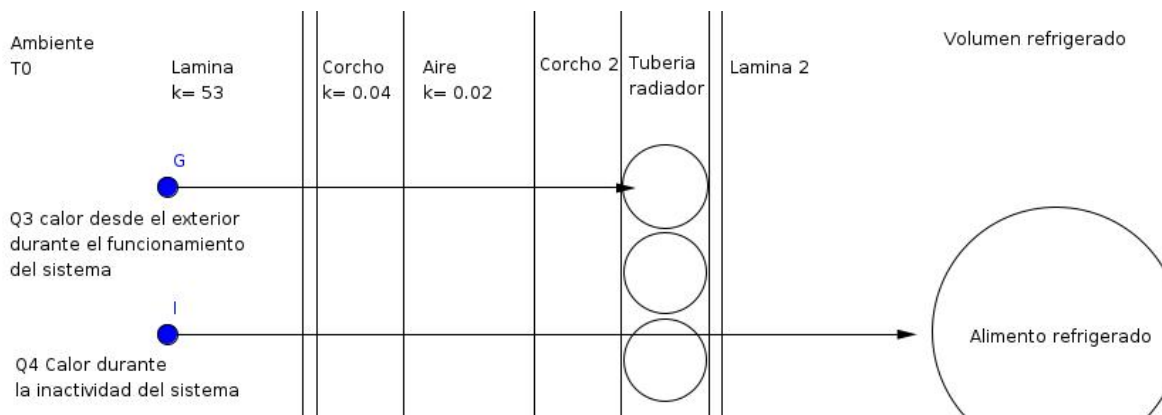


Figura 12. Diferencia entre los flujos de calor Q_3 y Q_4 . Elaboración propia.

Para conocer el flujo de energía se utilizará la ecuación de coeficiente global de transferencia de calor, así como el valor de su resistencia [8], [9], [10], [11] y evaluando en los valores correspondientes:

$$L_{corcho} = 0.01 \text{ m}, \quad k_{corcho} = 0.04 \frac{W}{mK}; \quad L_{aire} = 0.015 \text{ m}, \quad k_{aire} = 0.02 \frac{W}{mK}; \quad L_{lamina} = 0.00159 \text{ m} \quad k_{lamina} = 53 \frac{W}{mK}$$

$$\Sigma R = \frac{1}{5} + 2 \frac{0.01 \text{ m}}{0.04 \frac{W}{mK}} + \frac{0.015 \text{ m}}{0.02 \frac{W}{mK}} + \frac{0.00159 \text{ m}}{53 \frac{W}{mK}} = 1.4501 \frac{m^2 K}{W}; \quad U = 0.6896 \frac{W}{m^2 K}$$

Para las dos diferentes secciones del vr, se tienen dos distintas áreas de transferencia área interna del congelador $A_c = 0.795 \text{ m}^2$, área interna del refrigerador $A_R = 1.175 \text{ m}^2$, las cuales, medidas en Watts (térmicos) son:

$$Q'_{3C}(t) = UAdT = (0.6896 \frac{W}{m^2 K})(0.795 \text{ m}^2)(32 \text{ K}) = 17.543 \text{ W}_T$$

$$Q'_{3R}(t) = UAdT = (0.6896 \frac{W}{m^2 K})(1.175 \text{ m}^2)(26 \text{ K}) = 21.067 \text{ W}_T$$

Durante un lapso de 4 horas, este flujo significa una entrada de energía:

$$Q_{3C} = Qt = (17.543 \text{ W})(14400 \text{ s}) = 252.619 \text{ kJ}$$

$$Q_{3R} = Qt = (21.067 \text{ W})(14400 \text{ s}) = 303.364 \text{ kJ}$$

3.4 Q_4 Flujo de calor desde el exterior hasta el alimento durante la noche

El flujo de calor hacia el interior no debe provocar un aumento en la temperatura del alimento arriba de los 4°C en una noche, como se ha visto anteriormente el aumento de temperatura que pase los 5° C favorecerá al crecimiento de poblaciones de bacterias.

Conociendo las áreas, refrigerador $A_X = 1.175 \text{ m}^2$, congelador $A_X = 0.795 \text{ m}^2$. Y A_{2X} es el área superficial de la esfera de agua que simula al alimento en el refrigerador $A_{2X} = 0.19166 \text{ m}^2$ y el congelador $A_{2X} = 0.0483 \text{ m}^2$. El esquema de los aislantes como se mostró (figura 10), L_{aire2} es la distancia promedio de las paredes aislantes hasta el alimento, con los valores: $L_{aire2} = 0.09 \text{ m}$ en el refrigerador y $L_{aire2} = 0.184 \text{ m}$ en el congelador. Evaluando [10] y [11] en la ecuación [9] se obtienen los siguientes valores:

$$\Sigma R = 6.9159059 \quad U_R = 0.1445942 \frac{W}{K}$$

$$\Sigma R = 16.91541 \quad U_C = 0.059117 \frac{W}{K}$$

Para graficar el calentamiento de los alimentos se recurre a la ley de enfriamiento de Newton [5], y se obtiene nuevamente como resultado $\frac{dy}{dt} = -ky$, resolviendo por separación de variables se obtiene (siempre que U y C_p sean constantes). $y(t) = Ce[-kt] = Ce[-\frac{U}{mC_p}t]$.

Cambiando la variable $y(t) = T - T_A$, y la condición inicial $T(0) = T_R$ se obtiene:

$$T(t) = T_0 + (T_R - T_0)e^{-\frac{U}{mC_p}t}$$

Ahora el exponente es dependiente del área de transferencia de calor y de la cantidad de materia en refrigeración obteniendo dos resultados, uno para el refrigerador y otro para el congelador. Los cuales se expresan ahora en horas.

$$\text{Congelador } \frac{U}{mC_p}t = 0.059117 * t(s) \qquad \frac{U}{mC_p}t = 212.8212 * t(h).$$

$$\text{Refrigerador } \frac{U}{mC_p}t = 0.1445942 * t(s) \qquad \frac{U}{mC_p}t = 520.5391 * t(h).$$

Se plantean 4 escenarios, las características de tiempo de inactividad por el período solar y la temperatura ambiente en la noche cambian. El sol al alba y al crepúsculo son situaciones difíciles para aplicaciones solares, implica que se tendrán menos horas de aprovechamiento, se resta una hora de aprovechamiento en la mañana y en el ocaso.

$$T(t) = T_0 + (T_R - T_0)e^{[0.1445942 t]}$$

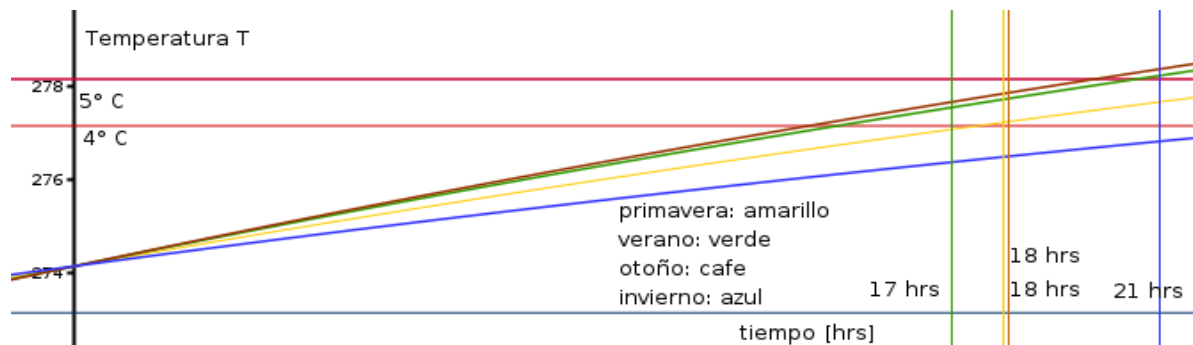


Figura 13. Gráfica de calentamiento del volumen refrigerado en las distintas estaciones del año

En esta gráfica del refrigerador puede verse que la temperatura del alimento rebasa los 4 °C en los meses cálidos, provocando daños en el alimento. Durante los meses fríos el ciclo de trabajo comienza antes de alcanzar los 5°C. Para resolver este conflicto podría mejorarse el aislamiento térmico o bien, añadir algún control electrónico que evapore refrigerante cuando la temperatura se acerque a los 4°.

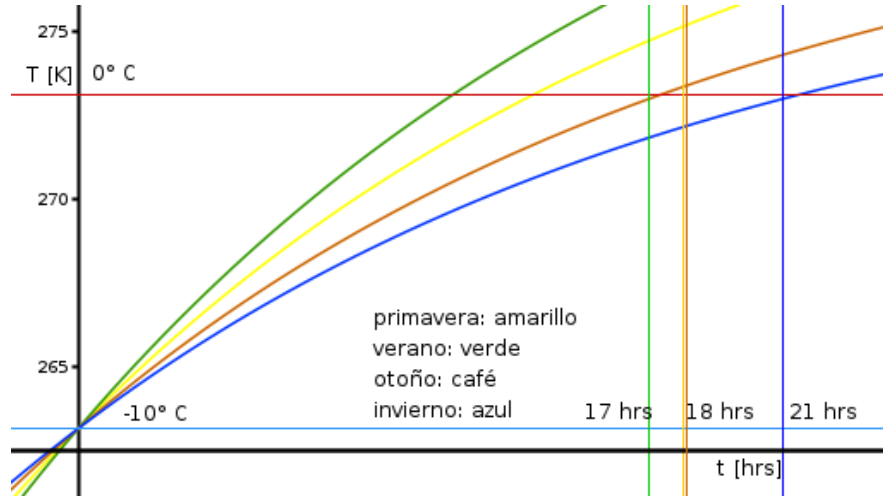


Figura 14. Gráfica de calentamiento del volumen congelado en las distintas estaciones del año.

Nuevamente el aislamiento térmico no fue el suficiente para mantener la temperatura en los meses cálidos. Se puede incorporar un mejor aislamiento térmico y un sistema, electrónico o reloj que libere refrigerante en la noche. La cantidad de calor equivalente que el refrigerante deberá remover puede obtenerse evaluando la integral anterior en sus valores de tiempo.

$$Q = \int dE = \int_i^f U (T_0 - T_c) dt = U \Delta T (t_i - t_f)$$

$$U_R = 520.54 \frac{W}{K} \quad U_C = 212.82 \frac{W}{K}$$

$$\Delta T_R = 20^\circ C \quad \Delta T_C = 32^\circ C$$

Evaluando las integrales con los valores correspondientes, se obtienen las cantidades de calor para refrigerar durante nuestro periodo de tiempo de funcionamiento.

$$Q_{4R} = U \Delta T t$$

$$Q_{4R} = U \Delta T (t_f - t_i) = (520.54)(20^\circ C)(4 hr) = 27.24 kJ$$

$$Q_{4C} = U\Delta T(t_f - t_i) = (212.82)(32^\circ)(4hr) = 41.643 \text{ kJ}$$

Potencia necesaria en el funcionamiento del sistema para retirar el calor.

$$Q'_{4R}(t) = \frac{27240 \text{ J}}{14400 \text{ s}} = 1.8916 \text{ W}_T$$

$$Q'_{4C}(t) = \frac{41643 \text{ kJ}}{14400 \text{ s}} = 2.891 \text{ W}_T$$

3.5 Q_5 Flujo total de calor hacia el refrigerante

Para conocer el calor que tiene que trasladarse desde el volumen refrigerado hasta el sistema vm se suman los calores Q_1 a Q_4 .

$$Q_{5Ref} = 52.92 \text{ kJ} + 661.388 \text{ kJ} + 303.364 \text{ kJ} + 41.643 \text{ kJ} = 1059.265 \text{ kJ}$$

$$Q_{5Cong} = 56.238 \text{ kJ} + 447 \text{ kJ} + 252.619 \text{ kJ} + 27.24 \text{ kJ} = 783.097 \text{ kJ}$$

$$Q_5 = 1842.36 \text{ kJ}$$

$$Q'_{5Ref}(t) = 3.675 \text{ W}_T + 45.929 \text{ W}_T + 21.067 \text{ W}_T + 2.891 \text{ W}_T = 73.562 \text{ W}_T$$

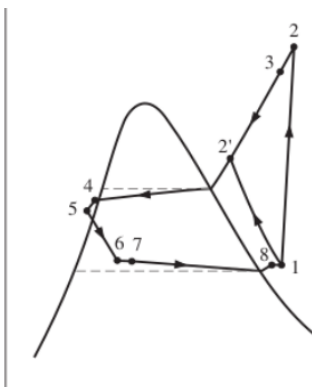
$$Q'_{5Cong}(t) = 3.905 \text{ W}_T + 31.042 \text{ W}_T + 17.543 \text{ W}_T + 1.892 \text{ W}_T = 54.382 \text{ W}_T$$

$$Q'_5(t) = 127.944 \text{ W}_T$$

Capítulo 4. Transporte del calor del volumen refrigerado al sistema vm

Después de conocer el calor que se va a extraer para poder refrigerar el alimento se plantea el ciclo de refrigeración. Se propone un ciclo en cascada, el cual unirá el ciclo vm, con una variante del ciclo de compresión de vapor que cederá su calor en el pistón de enfriamiento del sistema vm. Sin embargo, a diferencia de un refrigerador convencional este no utiliza demasiada energía en el compresor, pues no hay que llevar la presión del refrigerante a las condiciones de temperatura por encima de la temperatura ambiente, la bomba consumirá alrededor de una décima parte de energía.

El ciclo de evaporación planteado expulsa el calor en un condensador, pasando el gas de un estado gaseoso a uno líquido; en estado líquido bajará hasta el refrigerador en el piso inferior. Posteriormente el refrigerante en estado líquido se evapora en dos tuberías, una de ellas absorberá calor del volumen de refrigeración. La segunda lo absorberá del volumen de congelación, al finalizar sube una altura de 2.5 m hasta el sistema vm, en donde cederá calor en un condensador, esto hará que vuelva a estar en estado líquido y se pueda bajar nuevamente en estado líquido hasta el evaporador. Para conocer este proceso se recurrirá a los diagramas de Mollier P-H de cada refrigerante. Este ciclo consta de 7 procesos.



h_1 = Salida del condensador.

h_2 = Descompresión de vapor a -4°C en el refrigerador.

$h_3 = h_1$ Descompresión de vapor a -10°C en el congelador.

h_4 = Entalpía final en el congelador.

h_5 = Entalpía final en el refrigerador.

h_6 = Entalpía de salida tras la mezcla de flujos.

h_7 = Entalpía después de la entrada de trabajo por bomba.

Figura 15. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor. Cengel (2009)

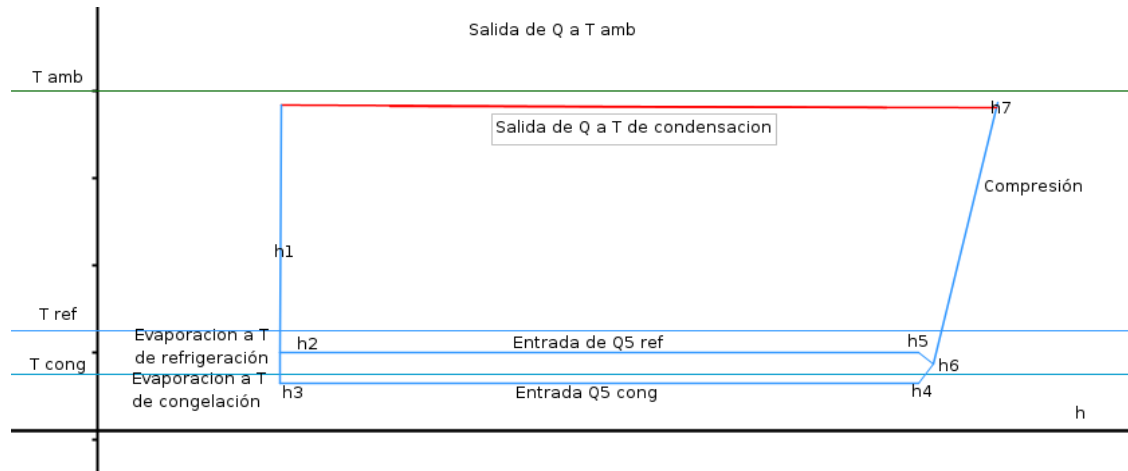


Figura 16. Diagrama de Mollier del ciclo propuesto. Elaboración propia.

En esta configuración se pueden controlar algunas entalpías mediante la presión y la temperatura dada por el condensador del ciclo vm. $h1 = h2 = h3$ estarán determinados según el lugar en el diagrama en donde $h2$ se encuentre sobre la línea de líquido subenfriado y la temperatura de refrigeración sea $T = -4^{\circ}\text{C}$.

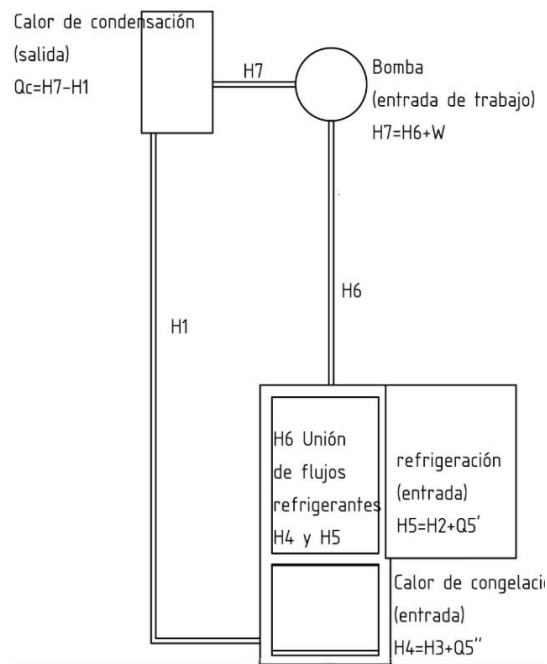


Figura 17. Estados de entalpía en el subsistema 2. Elaboración propia.

Para encontrar $h4$ y $h5$ se siguen las líneas isotermas de $h3$ y $h2$ respectivamente hasta alcanzar el 100% de la evaporación. Ambos flujos se unen generando el sexto estado $h6$. Posteriormente tiene que agregarse trabajo al estado 6, mediante una bomba que aumente la presión hasta la presión de condensación y temperatura de condensación, además de elevar en altura al flujo.

El calor que puede absorber el refrigerante durante el proceso de evaporación, desde un líquido saturado hasta vapor saturado está dado por el cambio de entalpía y el flujo másico, de esta forma sustituyendo valores en [19], se obtiene la siguiente expresión que

puede ser despejada para conocer el flujo $m'(t)$ necesario para remover el calor.

$$Q'_{ref}(t) = (h_5 - h_2)m'(t) \quad m'(t) = \frac{Q'_{ref}(t)}{(h_5 - h_2)}$$

Evalutando con los datos obtenidos del diagrama de Mollier del refrigerante R134A, para el refrigerador se obtiene:

$$h_2 = 90 \frac{kJ}{kg} \quad h_5 = 298 \frac{kJ}{kg} \quad m'_r(t) = \frac{73.562 W}{(294000 - 90000)} = 3.5366 \times 10^{-4} \frac{kg}{s}$$

Y análogamente para el calor en el congelador se obtiene:

$$m'_c(t) = \frac{Q'_{ref}}{(h_4 - h_3)} \quad h_3 = 90 \frac{kJ}{kg} \quad h_4 = 294 \frac{kJ}{kg}$$

$$m'(t) = \frac{58.322 W}{(294000 - 90000) \frac{J}{kg}} = 2.6658 \times 10^{-4} \frac{kg}{s}$$

Para conocer las características del nuevo estado en el que los flujos vuelven a unirse se emplea la ecuación [16].

$$m'_3(t) = m'_1(t) + m'_2(t) = 3.5366 \times 10^{-4} \frac{kg}{s} + 2.6658 \times 10^{-4} \frac{kg}{s} = 6.2024 \times 10^{-4} \frac{kg}{s}$$

La mezcla de fluidos refrigerantes dará una nueva entalpía como función de la mezcla de energías internas [17] y del mismo modo conocer la temperatura en el estado 6.

$$h_6 = \frac{(h_5 m_R + h_4 m_C)}{(m_1 + m_2)} = 296.2808 \frac{kJ}{kg}$$

$$T_6 = \frac{(T_5 m_R + T_4 m_C)}{(m_1 + m_2)} = 266.57 K = -6.58 ^\circ C$$

La bomba será accionada con la energía generada en el pistón de potencia del sistema vm. Se elevará poco la presión del subsistema 2 para llegar del estado 6 al estado $h_7 = 302.5 KJ$ ec. [19], su gasto más importante será en hacer subir el flujo al nivel superior ec. [18] y sabiendo que $dE_{pot}/dt = W$. Para conocer la potencia de accionamiento de la bomba se suman ambas cantidades.

$$W_B = (h_7 - h_6)m'_3(t) + m'_3(t)gz = 6.664 W_T$$

$$W_B = (307000 J - 296281 J) 6.2024 \times 10^{-4} \frac{kg}{s} + 6.2024 \times 10^{-4} \frac{kg}{s} (9.78 m/s^2) (2.5 m)$$

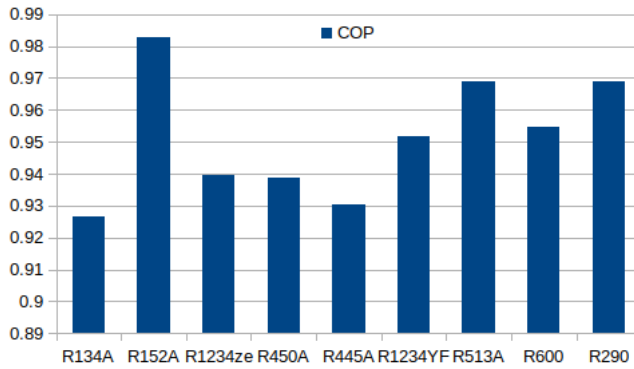
Se puede conocer también el calor entregado hacia el sistema vm en condiciones ideales directamente desde la campana de saturación con la ecuación [19].

$$Q'_{cond} = W'_{bomba} + m'_3(h_7 - h_1) = 141.256 W_T$$

$$Q'_{5'}(t) = (30700 \frac{J}{kg} - 90000 \frac{J}{kg}) 6.2024 \times 10^{-4} \frac{kg}{s} + 6.664 W = 141.256 W_T$$

4.1 Coeficiente de rendimiento de refrigeración COP

El coeficiente de rendimiento de un sistema está dado por la relación del calor de salida deseado entre el trabajo de entrada. En este sistema la salida de calor se conducirá al condensador en el pistón frío del ciclo vm $Q_{ref} = Q_c$, se necesita añadir el calor de salida $Q'_c = Q'_{5'}$ en el condensador. El calor de condensación se añade a la ecuación:



$$COP = \frac{Q_R}{Q_h}$$

$$COP = \frac{Q_c}{W} = \frac{Q_{5R} + Q_{5C}}{W_{bomba} + Q_{cond}} =$$

$$= \frac{m_{ref}(h_5 - h_2) + m_{cong}(h_4 - h_3)}{[m_3(h_7 - h_1) + m_3(h_7 - h_6) + m_3gz]}$$

Figura 18. Gráfica COP distintos refrigerantes. Elaboración propia.

Se evalúa el COP para este sistema según los diagramas P-H de cada refrigerante. Los valores obtenidos para las temperaturas y condiciones seleccionadas son para el rango de temperatura de este sistema y no deben tomarse como un análisis general de los refrigerantes.

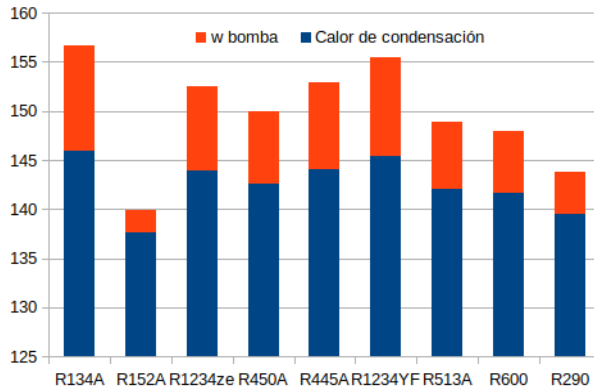


Figura 19. Calor de condensación. Elaboración propia.

La mejor opción en cuanto a coeficiente de rendimiento (fig. 18) está en R152A, y R513a, el refrigerante R152a posee un GWP de 124 (Gas Servei, 2025) [35] mientras el refrigerante R513a tiene un GWP de 631 (Gas Servei 2025) [36]. En este aspecto el refrigerante seleccionado es el R512a de 4° generación.

El refrigerante R123yf también puede ser considerado, pues presenta un COP aceptable. R600 y R290 presentan un buen resultado. Puede verse (figura 19) que los mejores comportamientos para este ciclo son R152A, R290, R600, R513A, y R450A. R 600 y R290 son inflamables, no es recomendado para aplicaciones domésticas. El refrigerante R445a tiene un PCA de 148, mientras el refrigerante R1234yf tiene un GPW de 4, sin embargo, presenta un riesgo bajo de inflamabilidad. En la gráfica de la figura 19 se puede ver el calor añadido durante el ciclo, suma también el trabajo W_B , pues toda esta energía añadida será removida por el sistema vm posteriormente, por lo cual es conveniente elegir un refrigerante que añada poca energía. Destacan R152a, R513a y R445a. Se han evaluado todos los refrigerantes antes mencionados, los resultados se encuentran en la tabla 3 de la sección anexa, se presenta un resumen con los refrigerantes mejor evaluados.

Tabla 4. Resultados de los refrigerantes mejor evaluados			
Refrigerante	COP	Q condensación	W_T bomba
R152A	0.9827	137.576	2.37
R513A	0.9689	142.066	6.865
R1234YF	0.9516	145.3483	10.147

Capítulo 5. Refrigerador vuilleumier

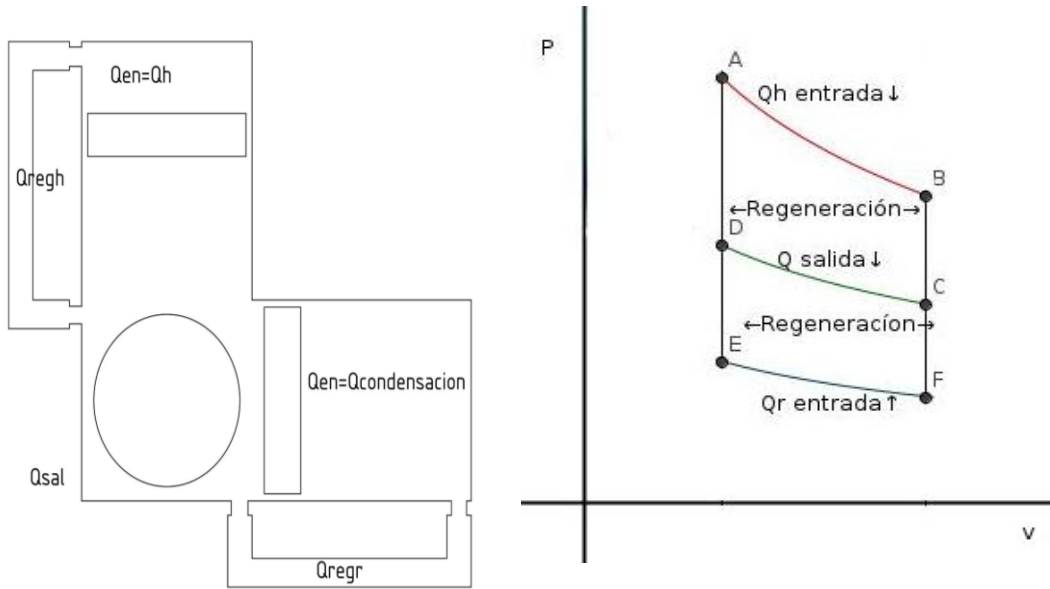


Figura 20. Flujos de calor en el subsistema vuilleumier. Elaboración propia.

Figura 6. Diagrama de presión y volumen del ciclo vm. Elaboración propia.

El subsistema 3 será el encargado de disminuir la temperatura del condensador a $T_C = -10^\circ\text{C}$ desde $T_0 = 22^\circ\text{C}$, mediante el ciclo de refrigeración. Se obtiene la energía para el funcionamiento desde una fuente a T_H . Los subciclos de potencia y refrigeración comparten dos estados y un proceso isotérmico de rechazo de calor a temperatura T_A .

Para que nuestro ciclo vm se cumpla, la temperatura de refrigeración T_R en el proceso de absorción de calor a baja temperatura, debe de ser menor a la temperatura en el condensador. T_R es una temperatura consecuencia de los demás procesos, dependerá de varios factores. Se puede modelar una temperatura ideal de refrigeración como función de T_H . La temperatura en los procesos de rechazo de calor deberá ser mayor a la temperatura ambiente. Se establece para este capítulo T_A como la temperatura máxima del año $T_{0\max} = 34.22^\circ\text{C}$ $T_A = 36.85^\circ\text{C} = 310\text{ K}$ para cumplir $T_A > T_0$.

Para encontrar la temperatura, se relaciona la eficiencia del sistema con el producto de sus rendimientos ecuación [24], se sustituyen las ecuaciones [13], [14], [22] obteniendo:

$$\frac{(T_A - T_R)}{(T_H - T_A)} = \left(\frac{T_H - T_A}{T_H}\right) \left(\frac{T_R}{(T_A - T_R)}\right)$$

Multiplicando la ecuación por los términos de los denominadores se obtiene una expresión que agrupa los términos T_R y T_H , se desarrolla el binomio para reducir los términos. Se multiplica la ecuación por T_R , y se iguala a 0. posteriormente se sustituye en la fórmula de la ecuación cuadrática con los valores correspondientes de T y agrupando términos semejantes se obtiene:

$$T_R^2 + \frac{T_H + T_A^2}{T_H} T_R + T_A^2 = 0; \quad T_R = \frac{1}{2} \left(T_H + \frac{T_A^2}{T_H} - \sqrt{T_H^2 - 2T_A^2 + \left(\frac{T_A^2}{T_H}\right)^2} \right)$$

La cual es la función de temperatura de refrigeración ideal, según la temperatura ambiente T_A y la temperatura del ciclo de potencia T_H . Para lograr la correcta transferencia de calor en el condensador hacia el sistema VM se buscará que la temperatura del pistón de refrigeración se encuentre en el lapso de -10°C a -15° . El pistón estará en contacto térmico con el condensador, donde la temperatura del refrigerante debe de reducirse hasta los -10°C . El calor refrigerado del proceso vm deberá ser equivalente al calor de salida en el condensador. Q_{Cond} es igual a Q_R .

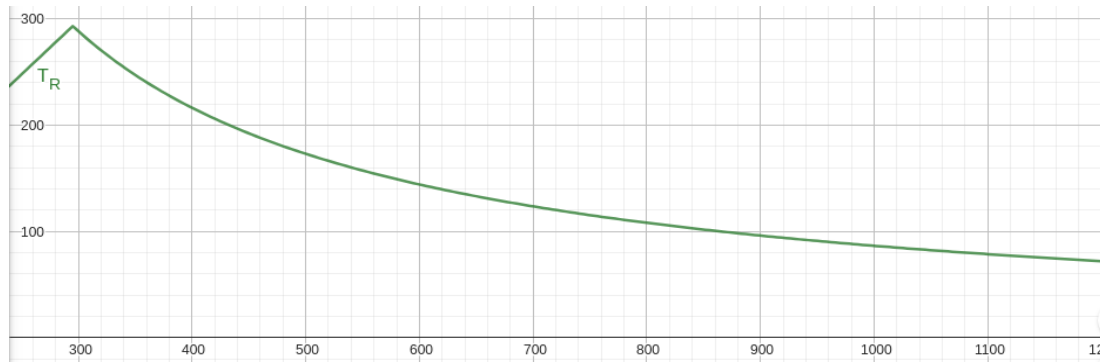


Figura 21. Temperatura de refrigeración según la temperatura en el pistón de potencia.

Las dos temperaturas de refrigeración que se estudiarán son de 100°C y 136.85°C , las temperaturas ideales alcanzadas por el vm serán de $T_R = 257.25\text{ K} = -15.9^\circ\text{C}$ para una

temperatura de entrada $T_H = 373.15\text{ K}$ (100°C). Así mismo se obtuvo $T_R = 234.39\text{ K} = -38.76^\circ\text{C}$, para $T_H = 410\text{ K} = 136.85^\circ\text{C}$.

Se ha construido una maqueta con el propósito de conocer algunos parámetros como el volumen muerto, fricción en el pistón, inercia de los componentes, etc. Considerando el volumen muerto rv disminuye a un 57%. Se han obtenido los siguientes datos. El coeficiente de fricción cinética se obtuvo de la tabla 5.1 del libro de física para ciencias e ingeniería (Serway, 2008, p. 121) [36].

$$rv_0 = 4.8 \quad v_{\text{muerto}} = 130\text{ ml} = 0.13\text{ l} = 1.3 \times 10^{-4}\text{ m}^3$$

$$rv_1 = \frac{5.4724 \times 10^{-4}\text{ m}^3 + 1.3 \times 10^{-4}\text{ m}^3}{1.1401 \times 10^{-4}\text{ m}^3 + 1.3 \times 10^{-4}\text{ m}^3} = 2.7755 \quad f_k = \mu_k \hat{n} = 0.4062\text{ N}$$

Se tratará una comparativa de 3 variables. La primera será la Temperatura del ciclo de potencia. Posteriormente la relación de volumen, para conocer el impacto del volumen muerto. Se evaluará en igualdad de condiciones para distintos casos de eficiencia del regenerador. Las expresiones numéricas serán desarrolladas priorizando un caso en específico, el cual corresponde al caso 3 de la siguiente tabla. Con $T_H = 136.85^\circ\text{C}$ nos permite llegar a -32.9°C idealmente, se espera que añadiendo pérdidas se entregue una temperatura alrededor de -10°C . La relación de volumen no ha disminuido.

Tabla 5. Condiciones de temperatura, eficiencia de la regeneración y relación de volumen para cada caso												
	caso 1	caso 2	caso 3	caso 4	caso 5	caso 6	caso 7	caso 8	caso 9	caso 10	caso 11	caso 12
T	136	136	136	136	136	136	100	100	100	100	100	100
ϵ	1	1	0.9	0.9	0.7	0.7	1	1	0.9	0.9	0.7	0.7
rv	4.8	2.7	4.8	2.7	4.8	2.7	4.8	2.7	4.8	2.7	4.8	2.7

Se obtienen los siguientes datos, se modela el ciclo con las ecuaciones presentadas en los capítulos anteriores. La variable T_A Se utiliza para referir la temperatura en la sección intermedia del VM, no para la temperatura ambiente.

$$rv_0 = 4.8 \quad T_H = 136.85^\circ\text{C} = 410\text{K}; \quad T_A = 36.85^\circ\text{C} = 310\text{K}$$

$$\rho = 1.2 \frac{kg}{m^3} \quad v_{max} = 0.12 m * \pi * (0.0381 m)^2 = 5.472 \times 10^{-4} m^3$$

$$m = \rho V_{max} = (1.2 \frac{kg}{m^3}) (5.472 \times 10^{-4} m^3) = 6.566 \times 10^{-4} kg$$

$$rv_0 = \frac{0.12 m * \pi * (0.0381 m)^2}{0.025 m * \pi * (0.0381 m)^2} = 4.8 \quad \eta = \frac{T_H - T_A}{T_H} \quad COP = \frac{T_R}{T_A - T_R}$$

Evaluando el grupo de ecuaciones [30] para cada uno de los procesos de regeneración con $\epsilon = 0.9$ obtienen las siguientes temperaturas.

Tabla 6. Perfil de temperaturas para el sujeto de estudio del caso 3.					
T_{HR}	T_{ARH}	T_A	T_{ARR}	T_{RR}	T_{RI}
400 K	320 K	310 K	302.44 K	242.95 K	234.39 K

1 Q entrada regeneración, ec. [21] $Q_{reg} = mC_v \Delta T = (90 K) = 37.6625 J$

2 Q entrada expansión, ec. [22] $Q = mRT_H \ln(rv_0) = 118.2386 J$

3 Q salida regeneración, etc. [21] $Q_{reg2} = Q_{reg1} = 37.6625 J$

4, 8, Q salida expansiones, ec. [22] $Q = mRT_A \ln(rv_0) = 91.6349 J$

Trabajo neto Ciclo de potencia. $W_{Neto} = Q_{in} - Q_{out} = 26.6037 J$

5 Q entrada regeneración. ec. [21] $Q_{reg} = mC_v \Delta T = 32.0376 J$

Temperatura ideal $T_{ideal} = 234.90 K = -38.25 ^\circ C.$

6 Q entrada refrigeración ideal $Q = mRT_H \ln(rv_0) = 73.077 J$

7 Q salida regeneración, ec. [21]. $Q_{reg2} = Q_{reg1} = 32.0376 J$

Q neto de refrigeración por ciclo $W_{Ref} = Q_{out} - Q_{in} = 21.2796 J$

Calor total de salida al ambiente. $Q = 2mRT_A \ln(rv_0) = 183.269 J$

Rendimiento $\eta_{mt} = \frac{T_H - T_A}{T_H} = 0.225$; Coeficiente de operación $COP = \frac{T_R}{T_A - T_R} = 3.5555$

Para obtener la temperatura de refrigeración se debe partir de la ecuación [24]. La transferencia interna de energía se da cumpliendo la relación entre rendimientos de las máquinas. La temperatura será la misma a la ideal pues no se han incluido pérdidas.

$$W_{neto} = 26.6037 \quad \eta_{mt} W_{neto} = \frac{Q_{ref}}{COP} \quad Q_{Ref} = COP \eta W_{Neto} = 21.279 J$$

$$T_{ref} = T_A - \frac{Q_{Ref}}{mR \ln(rv_0)} = 241.95 \text{ K} = -31.2^\circ \text{ C}$$

De la ecuación [29] se obtienen las temperaturas reales de las salidas de aire del regenerador, a través de un rendimiento $e = [0.6, 1]$, evaluando en nuestros casos de estudio se obtienen las caídas de temperatura según la eficiencia, (tabla 7 del anexo). En las tablas 8 y 9 (anexo) se observan las diferencias en los resultados para los casos de estudio a 126° C y 100° C . Puede apreciarse cómo disminuyen el rendimiento, el trabajo reversible, la temperatura de refrigeración a medida que se disminuye la eficiencia del regenerador y la temperatura de entrada.

De las ecuaciones [34] a [37] se puede calcular la entropía generada para cada los ciclos de potencia y de refrigeración respectivamente.

$$s_{gen Q H} = R \ln\left(\frac{V_{max}}{V_{min}}\right) - R \ln\left(\frac{V_{max}}{V_{min}}\right) = 0; \quad s_{gen Q R} = R \ln\left(\frac{V_{max}}{V_{min}}\right) - R \ln\left(\frac{V_{max}}{V_{min}}\right) = 0$$

$$s_{gen Reg H} = C_v \ln\left(\frac{T_{HR}}{T_A}\right) - C_v \ln\left(\frac{T_{HR}}{T_{ARH}}\right) = (717 \frac{\text{J}}{\text{Kg K}}) \ln\left(\frac{391 \text{ K}}{310 \text{ K}}\right) + (717 \frac{\text{J}}{\text{Kg K}}) \ln\left(\frac{391 \text{ K}}{319 \text{ K}}\right) = 22.7638 \frac{\text{J}}{\text{Kg K}}$$

$$\Delta s_{gen Reg R} = C_v \ln\left(\frac{T_A}{T_{RR}}\right) - C_v \ln\left(\frac{T_{AR}}{T_{RR}}\right) = (717 \frac{\text{J}}{\text{Kg K}}) \ln\left(\frac{310 \text{ K}}{247 \text{ K}}\right) + (717 \frac{\text{J}}{\text{Kg K}}) \ln\left(\frac{303.25 \text{ K}}{247 \text{ K}}\right)$$

$$\Delta s_{gen Reg R} = 17.7046 \frac{\text{J}}{\text{Kg K}}$$

Se procede con la generación de entropía [38] y [39] y la destrucción de exergía [40].

$$S_{gen H} = m s_{gen H} = 0.0149598 \frac{\text{J}}{\text{K}} \quad \chi_{dest H} = S_{gen} T_0 = 4.5942 \text{ J}$$

$$S_{gen R} = m s_{gen H} = 0.0116248 \frac{\text{J}}{\text{K}} \quad \chi_{dest R} = S_{gen} T_0 = 3.5731 \text{ J}$$

Conociendo la exergía destruida y el ciclo termodinámico se puede encontrar el trabajo reversible, así como el trabajo útil o real que genera el sistema [41], este trabajo es igual a la capacidad de refrigeración del sistema.

$$W_{util} = W = W_{rev} - \chi_{dest H} = 26.6037 \text{ J} - 4.5942 \text{ J} = 22.0095 \text{ J}$$

$$Q_{RRref} = COP \eta W = \left(\frac{T_R}{(T_A - T_R)}\right) \left(\frac{T_H - T_A}{T_H}\right) (W_{util}) - \chi_{dest R} = 14.03448 \text{ J}$$

$$T_{Rref} = T_A - \frac{COP \eta (W_{util})}{mR \ln(rv)} = 262.52 \text{ K} = -10.63^\circ \text{ C}$$

Estableciendo la potencia de trabajo, ec. [28], y conociendo la energía que el ciclo puede transformar por ciclo se obtiene la frecuencia ideal f_0 de trabajo. En este caso se colocan arbitrariamente la potencia con el objetivo de tener 1 Hz, en los casos ideales, por lo que la potencia del ciclo a 400 K será de $W_{IN} = 29.5596 W_T$

$$f_0 = \frac{Q'}{Q_{in}-Q_{out}} = \frac{29.5596 W}{29.5596 J} = 1 \text{ Hz}$$

Esta frecuencia de prueba corresponde al ciclo ideal, ya que se ha definido Q de entrada como una constante para todos los casos de una misma temperatura. En nuestro caso de estudio resulta:

$$f_0 = \frac{Q'(t)}{W_{neto}} = \frac{Q'(t)}{Q_{in}-Q_{out}} = \frac{29.5596 W}{26.6039 J} = 1.343 \text{ Hz}$$

La potencia térmica se obtiene de multiplicar los valores de trabajo y potencia del ciclo por f_0 . En la tabla 10 y 11 en el anexo se han tabulado las variaciones en las frecuencias y el impacto de este en la potencia para los casos de estudio a 136 y 100° C respectivamente.

$$W_{in}'(t) = f_0 W_{rev} = (1.343 \text{ Hz})(118.2386 W_T J) = 158.79 W_T$$

$$Q'_{RReal}(t) = f_0(Q_{RRef}) = (1.343 \text{ Hz})(14.0344 J) = 18.848 W_T$$

5.1 Condiciones finales de los subsistemas y dimensionamiento.

Como resultado del capítulo 3. Volumen refrigerado, se obtuvo que la potencia necesaria para la refrigeración de alimento $Q_5 = 127.944 W_T$. Del capítulo 4. Transporte de calor del VR al VM se concluyó que el refrigerante que mejor se comporta en este subsistema es el R152A. Se entrega un calor al condensador de $Q'_c(t) = Q'_5(t) = 137.576 W_T$. La potencia de refrigeración está dada por el calor de condensación.

Del subsistema 3 se descartan las opciones con temperatura de entrada $T_H = 100^\circ\text{C}$, pues resultó muy fácil perder la temperatura ideal de refrigeración en el condensador, lo cual provocaría que el subsistema 2 eleve la temperatura, descomponiendo los alimentos.

Hoy en día es normal encontrar algunos intercambiadores de calor que cuentan con un rendimiento térmico de 0.9, se mantendrá el caso 3 como el caso propuesto con rv de 4.8. Una frecuencia de

1.343 Hz deberían ser una buena opción preliminar para este trabajo, ya que la exergía destruida es una función del tiempo y necesita ser analizada con más detalle.

Para conocer el tamaño del sistema final, únicamente se iguala la energía de refrigeración real, con la energía proveniente del condensador mediante un factor x, se despeja, para multiplicarlo por la masa.

$$Q_{COND} = xQ_{RRef} \quad X = \frac{Q'_{COND}(t)}{Q'_{RREF}(t)} = \frac{137.576 W_T}{18.8482 W_T} = 7.299$$

Se requiere un sistema con capacidad 7.3 veces mayor. Escalando el subsistema 3.

$$m_x = xm = 7.3(0.6566 \times 10^{-3} \text{ kg}) = 4.745 \times 10^{-3} \text{ kg}$$

$$Q'_{RREF}(t) = 133.21 W_T \quad Q_{inf} = 158.79 * 7.3 = 1159.167 W_T$$

Se tiene una potencia máxima de refrigerador de Q_{RRef} , misma que estará trabajando durante en el mejor de los casos alrededor de 7 a 3 horas al día. Considerando este tiempo de trabajo se presenta la capacidad en toneladas de refrigeración para comparar frente a un refrigerador comercial. Se sabe que $1 J = \frac{1 BTU}{1055 J}$. Si trabaja 3 horas al día $Q'_R t_1 = 1.438 MJ = 1363 BTU$

Si trabaja 7 horas al día $Q'_R t_2 = 3.572 MJ = 3385 BTU$. Podrá generar un cuarto de tonelada de refrigeración en un día de bastante sol.

Se agrega la potencia W_{bomba} consumida por la bomba del subsistema 2, y obtenemos el total de potencia, esta potencia deberá ser entregada por el concentrador solar.

$$Q'_T(t) = Q'(t) + W'(t) = 1159.167 W_T + 2.37 W_T = 1161.537 W_T$$

Capítulo 6. Concentrador solar

La tabla a continuación se evaluará de forma mensual el día 21 de cada mes, con latitud para la ciudad de México $\phi = 19^\circ 25'$. Se muestra: n correspondiente al día del año gregoriano en el que se evalúan las demás variables, δ declinación solar ec. [44], ángulo horario solar máximo ω_{max} ec. [45], N tiempo de luz solar en el día n [46], t tiempo de exposición solar pico [47], H_o insolación solar estimada ec. [48]. H, K_T , insolación y claridad promedio mensual, y las constantes $a=0.17$, $b=0.63$ han sido obtenidos de *Solar engineering of thermal processes*, (Duffie, Beakman, 2013) [31] para la ciudad de México y climas templados subhúmedos mesotérmicos. La claridad promedio mensual K se da según el número de días de lluvia por weatherspark.com (2024) [37]. Se tiene una constante solar al exterior de la atmósfera de $G_{sc} = 1367 \frac{W}{m^2}$.

Tabla 12. Parámetros ambientales para el día n . Promedio mensual.

	n	δ	ω_{max}	N [hr]	t [hr]	G_o [$\frac{MJ}{m^2}$]	H [$\frac{MJ}{m^2}$]	K_T	K	H_o	G_p [$\frac{W_T}{m^2}$]	T_{min}	T_{prom}	T_{max}
enero	21	-20.14°	±28.5°	11:01	3:48	1008.07	11.66	0.6	0.6	11.66	552.42	6	14	22
febrero	52	-11.226°	±38°	11:28	5:00	1154.43	13.36	0.59	0.66	13.36	676.27	8	15	23
marzo	80	-0.404°	±45°	12:00	6:00	1293.71	14.97	0.61	0.65	14.97	749.71	10	17	25
abril	111	11.579°	±49.5°	12:33	6:36	1394.12	16.13	0.58	0.59	16.13	755.2	12	19	26
mayo	141	20.138°	±51.5°	12:58	6:51	1428.81	16.53	0.51	0.48	16.53	674.97	13	19	26
junio	172	23.449°	±52°	13:09	6:55	1431.28	16.56	0.5	0.22	16.56	441.7	14	19	25
julio	202	20.441°	±51.5°	13:00	6:51	1421.1	16.44	0.47	0.15	16.44	375.88	13	18	24
agosto	233	11.754°	±49.5°	12:33	6:36	1381	15.98	0.46	0.14	15.98	356.58	13	18	24
septiembre	264	-0.202°	±45°	12:00	6:00	1280.96	14.82	0.44	0.12	14.82	314.61	13	17	23
octubre	294	-11.754°	±37.5°	11:26	5:00	1135.28	13.13	0.51	0.27	13.13	386.11	11	16	23
noviembre	325	-20.44°	±28.5°	11:00	3:48	997.08	11.54	0.56	0.5	11.54	483.59	8	15	22
diciembre	355	-23.45°	±23°	10:50	3:03	945.64	10.94	0.6	0.56	10.94	494.38	7	14	22

Los parámetros n , δ , ω , sirven para orientar nuestro colector hacia el sol.

En la tabla anterior destacan algunos meses. Se puede ver que junio es un mes con altas temperaturas y poca radiación la nubosidad. En este mes la comida alcanzó su mayor calentamiento. En junio hay poca radiación y altas temperaturas ambiente. Septiembre es de los meses con la menor radiación solar directa debido a las nubes y la lluvia. Diciembre se considera por tener poco tiempo de exposición solar.

Según la ecuación [52] y con un rendimiento óptico $\eta = 0.8$, se puede estimar el area de concentracion para poder abastecer la potencia de entrada $Q_c = 1161.54 W_T$.

$$A_a = \frac{Q'_s(t)}{\eta_0 G_{sc}} = \frac{1161.54 W_T}{0.8 * 314.58 \frac{W}{m^2}} = 4.614 m^2$$

6.1 Temperatura en el fluido refrigerante

Para realizar este modelo se usará la medida física de un tubo receptor para colectores lineales, con radio interno $R_{CI} = 20 mm$. Se supone como un tubo (vidrio de borosilicato) por el que recorre en su interior nuestro fluido de trabajo. Se han encontrado los valores de $k = 1.2 W/mk$ a $90^\circ C$, indice de refraccion $n = 1.47$ (vidrasa, 2015) [38], emisividad $\varepsilon = 0.5, \tau = 9.8$, un diámetro externo de 9.5 cm (MLSUN Group, 2022). La cubierta selectiva de óxido de cromo negro Cr_2O_3 cuenta con emisividad $\varepsilon = 0.15$. (Di lalla et all 2001) [40]

Se propone una parábola ec. [50] con foco $p = 12 cm$, cuyos vértices se encuentren en $x \in [-24, 24]$. Se tiene la ecuación de la parábola $z = \frac{x^2}{48}$ y evaluando para la apertura máxima $x = 24$ se obtiene una altura $h = 12 cm$. Concentración [51] $C_0 = 3.47$ Se tiene una temperatura exterior de la cubierta propuesta como una primera aproximación en

$$T_C = T_A + 10^\circ C = 295.15 + 10 = 305.15 K = 32^\circ C.$$

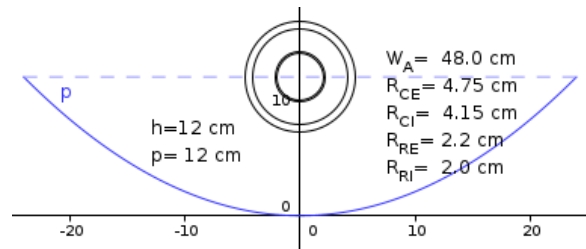


Figura 22. Parábola propuesta. Elaboración propia.

Del capítulo anterior se obtuvo $Q = 1161.54 W_T$ como la potencia de trabajo requerida. En este capítulo se utilizará la irradiancia estimada para el mes de junio. Nuestra área ideal calculada mediante ec. [52] será $4.614 m$. Para una amplitud de colector de $0.48 m$, resulta una longitud ideal de $9.61 m$. El colector estará dispuesto en forma de serpentín para compactar espacio.

En nuestro sistema de canal parabólico CCP se colecta la energía solar, es importante mencionar que el fluido de trabajo debe entregar su energía sobre los $136.85 ^\circ C$. Esto define las características de nuestro fluido de trabajo, pues el fluido térmico no puede estar cerca del punto de ebullición. Se propone un anticongelante de mezcla agua y etilenglicol al 50%, con una temperatura de ebullición en los $180 ^\circ C$ a presión ambiente, alejándose de las condiciones de trabajo. Este material es de un gran uso, por lo que puede ser fácilmente encontrado. Otro rasgo importante para destacar de este material es su baja toxicidad según la agencia para sustancias tóxicas y el registro de enfermedades ATSDR [41]. El anticongelante de etilenglicol presenta los siguientes parámetros físico-térmicos y proponiendo $T_{sal} - T_l = 148^\circ C - 130^\circ C$:

$$k_{H2O(100^\circ C)} = 0.668 \frac{W}{mK} \quad k_{etilenglicol} = k_E = 0.258 \frac{W}{mK} \quad k_f = \frac{K_{H2O} + K_E}{2} = 0.463 \frac{W}{mK}$$

$$\mu_f = 18 \times 10^{-3} \frac{Pa}{s} \quad C_F = 3335 \frac{J}{KgK} \quad C_{P50\%} = 1166.31 \frac{J}{KgK} \quad T_i = 388.15 K$$

Se calcula el flujo másico del fluido de trabajo con ec. [19].

$$m'(t) = \frac{W_T(t)}{C_P(T_{SAL} - T_l)} = \frac{1161.31 W_T}{(1166.31 \frac{J}{kg K})(148^\circ C - 130^\circ C)} = 0.05532 kg/s$$

$$q = \frac{m'(t)}{\rho} = \frac{0.05532}{1022 kg/m^3} = 5.4129 \times 10^{-5} \frac{m^3}{s} = 3.248 \frac{l}{min}; \quad v = Q/A = 0.0429 \frac{m}{s}$$

Según el flujo obtenido y la temperatura se puede estimar la temperatura máxima [54].

$$T_{salmax} = 403.15 + \frac{(0.8)(4.614 m^2)(314.61 W/m^2)}{(0.05533)(1166.31)} = 421.15 K = 148^\circ C$$

La ecuación [56] del coeficiente de transferencia de calor de la cubierta al ambiente, puede evaluarse, con T_c propuesta en la página anterior a $32^\circ C$.

$$h'_{r,c-a} = \varepsilon \sigma (T_c^2 + T_0^2)(T_c + T_0) = 3.067 \frac{W}{m^2 K}$$

La temperatura en el receptor se busca a través de la ecuación [62]. De ella es necesario conocer el número de Nusselt [60], el cual se puede estimar a través del número de Reynolds a 100 grados con la eq. [58]. Evaluar el número de Reynolds implica recordar el flujo másico, estimado en 0.05532 kg/s . El diámetro de la tubería al interior $r = 0.04 \text{ m}$. También se necesita conocer la viscosidad del fluido, la cual tiene un valor de $\mu = 0.4 \text{ cP} = 4 \times 10^{-4} \text{ Pa s}$

$$Re = \frac{4m'(t)}{\pi D_I \mu} = \frac{4(0.05532 \text{ kg/s})}{\pi(0.04 \text{ m})(4 \times 10^{-4} \text{ Pa/s})} = 4402.2154$$

El número de Reynolds obtenido nos indica que el fluido es turbulento $Re > 4000$. A continuación, se calcula la difusividad térmica del flujo térmico, los números de Prandtl y Nusselt para determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección del fluido de trabajo. [61]

$$\alpha = \frac{k}{C_P \rho} = \frac{0.463 \frac{W}{mK}}{(1166.31 \frac{J}{kg K})(1022)} = 3.88 \times 10^{-7} \quad Pr = \frac{v}{\alpha} = \frac{\mu}{\alpha \rho} = \frac{4 \times 10^{-4}}{3.88 \times 10^{-7} \times 1022} = 1.0076$$

$$Nu = 0.023 * Re^{0.8} Pr^{0.4} = 0.023 * 4402.2154^{0.8} 1.0076^{0.4} = 18.9663$$

$$h_f = \frac{k_f}{D_I} Nu_f = \frac{(0.463 \frac{W}{mK})}{(0.04 \text{ m})} (18.9663) = 219.53 \frac{W}{m^2 K}$$

Con $T_{salmax} = 421.15 \text{ K}$ y sustituyendo el resultado anterior de h_f en la ecuación [62] se encuentra la temperatura de la cubierta receptora.

$$T_r = T_{salmax} + \frac{\eta_0 C_o G}{h_f} = 421.15 \text{ K} + \frac{0.8 * 3.47 * 314.61 \frac{W}{m^2}}{219.53 \frac{W}{m^2 K}} = 425.13 \text{ K}$$

Teniendo completas las temperaturas medias de trabajo se puede evaluar la ecuación [53] para conocer el coeficiente de transferencia de calor h'_{r-c} .

$$h'_{r-c} = \sigma(T_r^2 + T_c^2)(T_r + T_c) \left[\frac{1}{\epsilon_c} + \frac{A_R}{A_c} \left(\frac{1}{\epsilon_c} - 1 \right) \right] = 4.4817 \frac{W}{m^2 K}$$

Es necesario calcular el coeficiente de calor entre la cubierta del tubo colector y el ambiente. Se tiene una temperatura $T_c = 305.15 \text{ K}$. Se espera un bajo gradiente de temperatura debido al bajo gradiente de temperatura y poca velocidad del viento en promedio. El observatorio de Tacubaya del servicio meteorológico nacional (recuperado el 10 de mayo de 2025), reportó una velocidad

promedio de 2.8 m/s. Se emplean las ecuaciones para los números de Reynolds [58] con $\rho = 1.293 \text{ kg/m}^3$ $\mu = 1,8 \times 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2$, De Prandtl con viscosidad cinemática $\nu = 1.6 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$, difusividad térmica del aire $\alpha = 1.8 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ ec. [59]. Nusselt [60] para conocer el coeficiente de transferencia. [61]

$$Re = \frac{\rho v L}{\mu} = 19107.66 \quad Pr = \frac{\nu}{\alpha} = 0.8888$$

$$Nu = 0.023 * Re^{0.8} Pr^{0.4} = 58.376 \quad h_v = \frac{Nu * K}{L} = \frac{58.376 * 0.02}{0.086} = 12.2896$$

Habiendo calculado los coeficientes de transferencia de calor se puede conocer el coeficiente global para las pérdidas de energía ec. [57]

$$U_p = \left(\frac{\pi D_{re}}{h_v + h'_{c-a}} + \frac{1}{h'_{r-c}} \right)^{-1} = \left(\frac{\pi(0.044 \text{ m})}{12.2896 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} + 3.067 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}} + \frac{1}{4.4817 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}} \right)^{-1} = 4.2947 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$$

Se ha terminado con el cálculo de coeficientes de pérdidas de calor, por lo que se prosigue calculando el factor de eficiencia termodinámica F' , dado por ec. [63].

$$F' = \left(\frac{1}{U_p} \right) \left(\frac{1}{U_p} + \frac{D_E}{h_F(D_I)} + \frac{D_E}{2(K_C)} \ln \left(\frac{D_E}{D_I} \right) \right)^{-1}$$

$$F_R = \frac{m' C_P}{A_r U_p} (1 - e^{\left[-\frac{U_p F' A_R}{m' C_P} \right]}) = 11954.994 (1 - e^{\left[-7.95025E - 05 \right]}) = 0.9504$$

En la ec. [65], se despeja la longitud real necesaria del colector para conseguir así nuestra nueva longitud y asegurar la entrada de la energía necesaria al sistema.

$$L = \frac{Q}{F_R(\eta_0 a_a G - a_r U_p (T_{IN} - T_0))} = \frac{1166.21 \text{ W}}{0.9504[(0.8)(0.48 \text{ m})(314.61 \frac{\text{W}}{\text{m}}) - (\pi * 0.044)(4.2947 \frac{\text{W}}{\text{mK}})(18 \text{ K})]} = 11.10 \text{ m}$$

Para conocer el área total de captación se multiplica la longitud por la apertura del absorbedor. $A = w_a L = 5.328 \text{ m}^2$. Se evalúa [66] para el área de captación, resultando la temperatura T_{out} , considerando pérdidas ópticas y térmicas. Se obtiene también una irradiancia total ec. [65].

$$Q_U = F_R(\eta_0 A_a G - A_r U_p (T_{IN} - T_0)) = 1161.21 \text{ W}_T$$

$$T_{out} = 403.15 + \frac{1161.21}{(0.05533 \text{ kg/s})(1166.31 \text{ J/kgK})} = 421.15 \text{ K} = 148^\circ \text{ C}$$

$$G_T = (5.328 \text{ m}) (314.61 \text{ W/m}^2) = 1676.24 \text{ W}_T$$

Para dar movimiento al fluido se requiere una bomba accionada por el pistón de potencia o un motor. Conociendo el volumen de la tubería se puede obtener la masa del fluido (14.25 kg). Buscando el factor de fricción para un tubo de cobre con rugosidad absoluta $\varepsilon = 0.015$, se obtiene una rugosidad específica $\varepsilon/d = 7.5 \times 10^{-3}$, según la lectura del diagrama de Moody en “Mecánica de fluidos” (White. F., 2011, p. 885) [43] se tiene $f = 0.0687$. Se conoce ahora la energía instantánea requerida por el flujo, sin cambios de presión ni altura [67].

$$e_{Bl} = E_C + h_f = m\left(\frac{v^2}{2}\right) + f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} = 0.01493 \text{ J}$$

Para conocer la energía por unidad de masa se debe ver que la energía anterior es la necesaria para desplazar 14.25 kg . Para la potencia se divide e_{Bl} entre el flujo másico.

$$P_{Bl} = (0.01493 \text{ J}) \frac{0.05532 \text{ kg/s}}{14.25 \text{ kg}} = 5.796 \times 10^{-5} \frac{\text{J}}{\text{s}},$$

Sumando el resultado anterior a la potencia obtenida de la concentración solar, se puede obtener la potencia total solar requerida para el funcionamiento del sistema. Se puede en este punto conocer el Coeficiente de operación global.

$$Q_{IN} = 1676.24 \quad COP = \frac{Q_H}{W_{T \text{ in}}} = \frac{142.251}{1676.24} = 0.0848$$

6.2 Orientación del concentrador.

Para concluir con el desarrollo de este trabajo se realiza la descripción de la orientación que requerirá el colector. Hasta este punto se ha intentado asegurar el suministro de energía durante poco tiempo al día, lo cual será favorable para el seguimiento solar pues el sistema tendría un seguimiento durante menos horas, lo que significa un recorrido solar más corto.

Buscando aprovechar al máximo la luz recibida se plantea que el eje tenga una orientación de norte a sur, con una inclinación hacia el sur equivalente a la latitud $\delta = 19.19^\circ$ y un seguimiento de este a oeste a lo largo de un único eje. Se puede obtener la velocidad angular de seguimiento solar dividiendo una vuelta (360°) entre 24 hrs. Se tiene así una velocidad angular de $\omega = 15^\circ / \text{hr} = 0.25^\circ / \text{min}$.

La declinación, el ángulo cenital y el ángulo solar máximos han sido calculadas en la tabla 12. Para poder ver de forma gráfica la posición del sol a lo largo de distintas fechas se realizará una carta solar, para esto se ocuparán las ecuaciones de ángulo cenital θ_z y ángulo acimutal.

$$\theta_z = \cos^{-1}(\cos\phi\cos\delta\cos\omega + \sin\phi\sin\delta)$$

$$\gamma_s = \cos^{-1}\left(\frac{\cos\theta_z\sin\phi - \sin\delta}{\sin\theta_z\cos\phi}\right)$$

Las ecuaciones anteriores dependen de 3 variables cada una, si se sustituye la ecuación [70] en [71] se obtiene una sola expresión que depende de las mismas variables, δ, ϕ, ω . La latitud es constante, pues toma el valor de la ubicación geográfica. la declinación puede dejarse establecida para el día n de la tabla 12, así tenemos la ecuación para el ángulo acimutal con una única variable independiente, el ángulo solar.

$$\gamma_s = \cos^{-1}\left(\frac{(\cos\phi\cos\delta\cos\omega + \sin\phi\sin\delta)\sin\phi - \sin\delta}{\sin\theta_z\cos\phi}\right)$$

Se ha obtenido una expresión que nos da como resultado un ángulo. Para obtener la carta solar estereográfica únicamente se grafica como una curva parametrizada con los valores siguientes.

$$x_1[\omega] = \cos(\gamma_s) = \cos\left(\cos^{-1}\left(\frac{\cos(\theta_z[\omega])\sin\phi - \sin\delta}{\sin(\theta_z[\omega])\cos\phi}\right)\right)$$

$$x_2[\omega] = \sin(\gamma_s) = \sin\left(\cos^{-1}\left(\frac{\cos(\theta_z[\omega])\sin\phi - \sin\delta}{\sin(\theta_z[\omega])\cos\phi}\right)\right)$$

Si se busca conocer el arco solar hay que graficar sobre una base en R3, por lo que se agrega el valor de la función para el nuevo eje. Este valor faltante de la función es el equivalente a la altura que tendrá el sol dependiendo el momento del día, por lo cual se puede utilizar la componente de la ecuación [71] de altura solar para x_3 .

$$x_1[\omega] = \cos\left(\cos^{-1}\left(\frac{\cos(\theta_z[\omega])\sin\phi - \sin\delta}{\sin(\theta_z[\omega])\cos\phi}\right)\right) = \frac{\cos(\theta_z[\omega])\sin\phi - \sin\delta}{\sin(\theta_z[\omega])\cos\phi}$$

$$x_2[\omega] = \sin\left(\cos^{-1}\left(\frac{\cos(\theta_z[\omega])\sin\phi - \sin\delta}{\sin(\theta_z[\omega])\cos\phi}\right)\right)$$

$$x_3[\omega] = \cos\theta_z[\omega]$$

La carta solar CDMX y los arcos de trayectorias solares se integran en el anexo (Figs. 23 y 24)

Resultados

Producto del tercer capítulo, titulado Volumen refrigerado se han obtenido las magnitudes de los flujos de calor que entraran a nuestro primer subsistema, a continuación, se enlistan las magnitudes de calor y potencia calorífica que deben ser extraídos del volumen refrigerado.

Tabla 13. Resultados volumen refrigerado			
Parámetro	Sección	Energía [kJ]	Potencia [W]
Calentamiento por apertura de puertas	Congelador	56.238	3.905
	Refrigerador	52.92	3.675
Enfriamiento de los alimentos	Congelador	447	31.042
	Refrigerador	661.388	45.929
Calor del exterior hacia el refrigerante durante el funcionamiento del sistema	Congelador	252.619	17.543
	Refrigerador	303.364	21.067
Flujo de calor desde el exterior hasta el alimento durante la noche	Congelador	27.24	1.892
	Refrigerador	41.643	2.891
Total		1842.36	127.944

La modificación del ciclo de refrigeración por compresión de vapor nos dio los resultados del cambio de entalpía para los 7 estados de la refrigeración a -4°C y la congelación a -10°C . de los distintos refrigerantes analizados en este trabajo, los principales datos son los siguientes.

Tabla 14. Estados de entalpía con distintos refrigerantes										
REF	h1	h2	h3	h4	h5	h6	h7	Wb	Qcon	COP
R134A*	87	92	87	283	290	287.04	302	10.67	147.81	0.9146
R152A	180	190	180	500	508	504.65	510	2.32	139.93	0.9661

R513A	187	196	187	370	372	371.17	370	6.69	145.83	0.9530
R1234YF	187.5	195	187.5	355	360	357.92	370	9.90	148.50	0.9271
R134A* Es un valor de referencia, el refrigerante seleccionado es R152A.										

Este prototipo al ser modelado con el refrigerante R152a (1,1-difluoroetano) tiene un potencial de calentamiento global (GWP) de 124 y un potencial de agotamiento de ozono de 0, Por tales razones cumple con los acuerdos firmados en el protocolo de Kigali.

De los resultados del capítulo 5. Refrigerador vuilleumier. Se obtiene que las temperaturas en el pistón de refrigeración son dependientes de la temperatura en el pistón de potencia. Las temperaturas seleccionadas fueron $T_H = 410\text{ K} = 136.85^\circ\text{C}$ La temperatura de refrigeración está dada por la ecuación siguiente.

$$T_R = \frac{1}{2} \left(T_H + \frac{T_A^2}{T_H} - \sqrt{T_H^2 - 2T_A^2 + \left(\frac{T_A^2}{T_H}\right)^2} \right)$$

Se obtuvo que idealmente la temperatura será $T_R = 234.39\text{ K} = -38.76^\circ\text{C}$. Se diseñó el refrigerador vuilleumier con aire como fluido de trabajo con características:

Tabla 15. Resultados ciclo Vuilleumier.	
Temperatura entrada $T_{H\text{ IN}} = 136^\circ\text{C}$	Rendimiento térmico $\eta_{mt} = 0.225$
Rendimiento regenerador $\epsilon = 0.9$	Coeficiente de operación $COP = 3.5555$
Temperatura efectiva $T_{H\text{ IN}} = 126.8^\circ\text{C}$	Entropía gen. (ciclo) $S_{gen\text{ H}} = 0.02658 \frac{\text{J}}{\text{K}}$
Relación de volumen $rv = 4.8$	Exergía dest. (ciclo) $\chi_{dest\text{ R}} = 8.1673\text{ J}$
Trabajo por ciclo $W_{Neto} = 26.6037\text{ J}$	Trabajo útil (ciclo) $W_{\text{útil}} = 22.0095\text{ J}$
Q de refrigeración $W_{Ref} = 21.2796\text{ J}$	Q refrigeración (útil) $Q_{RRref} = 14.03448\text{ J}$

T de refrigeración $T_{ref} = -31.2^{\circ} C$	Temperatura real $T_{Rref} = -10.63^{\circ} C$
* Se consideró la entrada de potencia al ciclo a 400 K de $W_{IN} = 158 W_T$, $f_0 = 1.343 \text{ hz}$	

Para poder refrigerar $137.57 W_T$ (aproximadamente un cuarto de tonelada de refrigeración) se necesita una potencia térmica de entrada al sistema de $Q_{in} = 1159.167 W_T$ a una frecuencia propuesta $f = 1.343 \text{ Hz}$. Además, el subsistema 2 necesita una entrada de energía el funcionamiento de la bomba del subsistema 2, con lo que la entrada de energía (calor más trabajo) será de $Q'_T(t) = 1161.537 W_T$.

Del capítulo 4 se obtuvo que el sistema puede alimentarse mediante un canal parabólico dispuesto en forma de serpentín para ahorrar espacio, la longitud de la tubería tendrá un total de $L = 11.10 \text{ m}$, resultando un área total de captación solar de $A = 5.328 \text{ m}^2$ captando para una irradiancia $G_s = 314.61 \text{ W/m}^2$ para un fluido con caudal $m'(t) = 0.05532 \text{ kg/s}$, una temperatura maxima de operacion a $T_{salmax} = 148^{\circ} C$ que entregará su energía térmica al pistón caliente (a $136^{\circ} C$, una potencia total de $G_s = 1675 \text{ W}$, con una concentración $C_0 = 3.47$. Este sistema trabajará el fluido térmico a una temperatura de $T_{out} = 421.15 \text{ K} = 148^{\circ} C$. Se obtiene una potencia total efectiva de entrada al pistón de potencia de $W_{Total} = 1161.537 W_T$, por lo cual el rendimiento general del sistema tendrá el siguiente rendimiento $COP = \frac{Q_H}{W_{Tin}} = \frac{142.251}{1675} = 0.08492$

Conclusiones

Como conclusión a este trabajo recepcional puedo decir que se ha diseñado el sistema teórico de forma satisfactoria, además la gran mayoría de los componentes y materiales se consideran sustentables, siendo la energía solar la energía de alimentación del sistema. Por lo tanto, el objetivo general se ha cumplido.

La energía necesaria para la refrigeración de alimento (subsistema 1) no es tan alta como se pensó en un inicio. La refrigeración doméstica mediante sistemas térmicos únicamente es viable mediante esta propuesta. Distintas configuraciones del sistema podrían dar mejores resultados. Por ejemplo, sustituir el sistema VM y el canal parabólico por un sistema CPC-adsorbedor y así enfriar sin un mecanismo con partes móviles, fricción ni desgaste mecánico.

Naturalmente, el transporte de energía desde el volumen refrigerado hasta el condensador requiere de un ingreso de energía para realizar el trabajo, se observó algo importante sobre el sistema. Gran parte del aumento de entalpía se encuentra en las transferencias de calor. El trabajo que aporta el aumento de entalpía debido al cambio de altura " mgz " Es muy bajo debido a que se utiliza un flujo másico muy pequeño, por lo que parecería ser posible hasta ahora que el volumen refrigerado pueda encontrarse a una mayor distancia del sistema VM, esto significa en la práctica que puede llevarse a inclusive un segundo piso inferior.

El ciclo Vuilleumier genera el trabajo térmico necesario para alimentar nuestro sistema de refrigeración con energía solar. Sin embargo, esta propuesta de refrigeración aún se encuentra fuera de sus condiciones óptimas, pues hace falta un análisis que incluya la destrucción de exergía (minimización de entropía), variando la frecuencia de trabajo para poder obtener valores de potencia de refrigeración más altos, con la misma energía de entrada.

Durante el capítulo 5 se evaluaron las variables del ciclo Vuilleumier a distintas condiciones que impactan en el rendimiento del ciclo. Se pudo ver que la eficiencia en el regenerador, el volumen muerto, la disminución en los límites de temperatura a los que opera el ciclo, y las transferencias

de calor con altos gradientes de temperatura son factores con una importante repercusión en la correcta operación del sistema VM.

Se debe destacar que debido a las pérdidas de energía por generación de entropía y regeneración imperfecta consideradas en este trabajo. Este prototipo debería funcionar con una temperatura de entrada en el ciclo Vuilleumier superior a los 136.85 °C.

El volumen muerto, aunque es inevitable puede ser disminuido en gran medida. Provocó que la variación en los valores de la presión de las cámaras no llegue a su límite de operación, matemáticamente puede verse como una disminución en la relación de volumen, provocando pérdida de potencia. Por otro lado, una disminución en la relación de volumen hará que los procesos de expansión y compresión isentrópicos tengan valores más pequeños, significando un número mayor de revoluciones para la misma cantidad de calor de entrada. Para el caso ideal con $T_h = 136\text{ °C}$, y eficiencia ideal del regenerador $\epsilon = 0.9$, la disminución de calor refrigerado por ciclo disminuye de 22.3 J A 14.15 J.

Por su parte, el hecho de que los intercambiadores en los procesos de regeneración no lleguen a las temperaturas adecuadas provoca que la entrada de calor a T constante ocurra a una menor temperatura, y de la misma forma, el rechazo de calor al ambiente ocurrirá a una mayor temperatura. Recordando el principio de S. Carnot se sabe que una disminución entre los límites de temperatura a la que opera una máquina térmica provocará una disminución en su rendimiento.

Una segunda consecuencia de un mal proceso de regeneración es que, al entrar la energía térmica a una temperatura menor a la establecida, la fuente térmica tiene una diferencia de temperatura aún mayor. Esto en un flujo de energía térmica provoca una mayor generación de entropía por cada admisión de energía, resultando así una mayor destrucción de exergía por ciclo. Una caída en el rendimiento del generador desde el comportamiento ideal hasta un 90% de eficiencia supone una pérdida de temperatura de 28 grados menos en el condensador para el ejemplo a 136°C con $r_v=4.8$. Y una disminución de 25 grados para el condensador para el ejemplo con $T_h=100\text{ °C}$.

Estas variables antes mencionadas tienen una repercusión directa en el ciclo de potencia del sistema vm, generando una menor energía mecánica por cada ciclo. Lo cual además de disminuir

el coeficiente de operación, provoca que haya una menor energía disponible para operar el ciclo de refrigeración, disminuyendo la cantidad de energía refrigerada por ciclo, reduciendo también la temperatura a la que puede llegar el pistón de refrigeración.

Se ha podido parametrizar completamente el sistema, encontrando ecuaciones que describen los procesos involucrados en cada parte del sistema, cumpliendo con este objetivo.

Se han encontrado valores de área de captación solar y de trabajo térmico sencillos de cubrir en una azotea doméstica. Si bien la energía de entrada fue mayor respecto a lo pensado para el sistema VM, la cifra se mantuvo dentro de un parámetro manejable, por lo que otro tipo de concentrador solar como un tipo CPC podrían ayudar a simplificar el sistema cuando la claridad sea alta, disminuyendo en gran medida el costo que supondría la construcción del sistema.

El aislamiento térmico propuesto en el desarrollo de este trabajo no cumplió con los requerimientos para mantener la comida entre los límites de temperatura, se plantea que puede cambiarse el aislante por uno nuevo, de distintas dimensiones, o añadir un control electrónico que pueda liberar refrigerante durante la inactividad, cuando la temperatura lo requiera.

Otra posibilidad que puede estudiarse respecto a este refrigerador es variando su fluido de trabajo. Se utilizó aire a presión ambiente, sin embargo, aumentar la masa dentro del mismo volumen o bien, usando otro gas se podrían cambiar las condiciones de operación y aumentar el rendimiento de este sistema vm. Pues el aire no es el mejor fluido de trabajo para estos ciclos.

Se ha encontrado que este proyecto puede ser elaborado con materiales de muy bajo impacto ambiental, pues los materiales de construcción no representan un riesgo potencial a la salud. El refrigerante es de cuarta generación, por lo que este trabajo y los resultados deberían de ser vigentes, pues aún no se plantea la sustitución de refrigerantes de esta generación. Por otro lado, el anticongelante a base de agua y glicol no presenta un riesgo al ambiente o a la salud en caso de fuga. Si bien este trabajo puede ser mejorable es concluyente y realizable.

Anexos

Tabla 3. Calor de condensación y energía de bomba para los refrigerantes.			
Refrigerante	COP	Calor de condensación [W]	W Bomba 1 [W]
R134A	0.9265	145.9154	10.7143
R152A	0.9827	137.5764	2.3753
R1234ze	0.9396	143.8858	8.6847
R450A	0.9386	142.6169	7.4158
R445A	0.9301	144.0389	8.8378
R1234YF	0.9516	145.3483	10.1473
R513A	0.9689	142.0662	6.8652
R600	0.9547	141.6096	6.4086
R290	0.9689	139.5313	4.3303

Tabla 7. Temperatura a la salida del regenerador													
	caso 1	caso 2	caso 3	caso 4	caso 5	caso 6	caso 7	caso 8	caso 9	cas. 10	cas. 11	cas. 12	
T_{HR}	410	410	400	400	380	380	373.1	373.1	366.8	366.8	354.2	354.2	410
T_{ARH}	310	310	320	320	340	340	310	310	316.3	316.3	328.9	328.9	310
T_A	310	310	310	310	310	310	310	310	310	310	310	310	310
T_{ARR}	310	310	302.4	302.4	287.3	287.3	310	310	302.4	302.4	287.3	287.3	310
T_{RR}	234.3	234.3	241.9	241.9	257	257	257.5	257.5	262.7	262.7	273.2	273.2	234.3
T_{RI}	234.3	234.3	234.3	234.3	234.3	234.3	234.3	234.3	234.3	234.3	234.3	234.3	234.3

Tabla 8. Trabajo por ciclo a $T_H = 136.85\text{ }^{\circ}\text{C}$						
136.85 °C	caso 1	caso 2	caso 3	caso 4	caso 5	caso 6
Q_{in} [J]	121.1945	76.7407	118.2386	74.869	112.3266	71.1255
Q_{out} [J]	91.6349	58.0234	91.6349	58.0234	91.6349	58.0234
W_{REV} [J]	29.5596	18.7172	26.6036	16.8455	20.6917	13.102
η	0.2439	0.2439	0.2439	0.2439	0.2439	0.2439
COP_{carnot}	3.1	3.1	3.1	3.1	3.1	3.1
$COP * \eta$	0.756	0.756	0.8	0.8	0.8947	0.8947
ηW_{rev} [J]	7.2096	4.5651	6.4887	4.1086	5.0467	3.1956
$Q_R(W_{rev})$ [J]	22.3499	14.152	21.2829	13.4764	18.5136	11.7229
T [K]	234.3902	234.3902	241.9512	241.9512	257.0731	257.0731
T [°C]	-38.7597	-38.7597	-31.1987	-31.1987	-16.0768	-16.0768

Tabla 9. Trabajo por ciclo a $T_H = 100\text{ }^{\circ}\text{C}$						
100 °C	caso 7	caso 8	caso 9	caso 10	caso 11	caso 12
Q_{in} [J]	110.3018	110.3018	110.3018	69.8434	108.4351	68.6614
Q_{out} [J]	91.6349	91.6349	91.6349	58.0234	91.6349	58.0234
W_{REV} [J]	18.6669	18.6669	18.6669	11.8199	16.8002	10.6379
η	0.1692	0.1692	0.1692	0.1692	0.1523	0.1523
COP_{carnot}	3.1	3.1	3.1	3.1	3.1	3.1
$COP * \eta$	0.8307	0.8307	0.8307	0.8307	0.8622	0.8622
ηW_{rev} [J]	3.159	3.159	3.159	2.0003	2.5588	1.6202
$Q_R(W_{rev})$ [J]	15.5078	15.5078	15.5078	9.8195	14.4865	9.1729
T [K]	262.2524	262.2524	262.2524	267.0271	267.0271	276.5767
T [°C]	-10.8975	-10.8975	-10.8975	-6.1228	-6.1228	3.4267

Tabla 10. Caídas de potencia a $T_H = 136.5\text{ }^{\circ}\text{C}$						
	caso 1	caso 2	caso 3	caso 4	caso 5	caso 6
S_{gen}	0	0	0.0256	0.02566	0.07025	0.0702
$W_{\text{útil}}$	29.55	18.71	22.07	12.31	7.5	-
Q_{Ref}	22.34	14.15	13.85	6.29	-	-
$T_{Real}(K)$	234.39	234.39	263.11	276.36	-	-
$T_{Real}(^{\circ}\text{C})$	-38.75	-38.75	-10.03	3.21	-	-
f_0	0.99	1.57	1.11	1.75	-	-
χ_{DEST}	0	0	8.64	13.65	-	-
$W'_{\text{útil}}$	29.55	29.55	24.52	21.6	-	-
Q'_{RREF}	22.34	22.34	15.39	11.04	-	-

Tabla 11. Caídas de potencia a $T_H = 100\text{ }^{\circ}\text{C}$						
100 $^{\circ}\text{C}$	caso 7	caso 8	caso 9	caso 10	caso 11	caso 12
S_{gen}	0	0	0.021706	0.021706	0.05931	0.05931
$W_{\text{útil}}$	24.57	15.56	18.34	10.22	6.15	-
Q_{Ref}	19.38	12.27	11.97	5.43	-	-
$T_{Real}(K)$	244.43	244.43	269.49	280.94	-	-
$T_{Real}(^{\circ}\text{C})$	-28.71	-28.71	-3.65	7.79	-	-
f_0	1.2	1.89	1.33	2.11	-	-
χ_{DEST}	0	0	8.79	13.88	-	-
$W'_{\text{útil}}$	29.55	29.55	24.51	21.58	-	-
Q'_{RREF}	23.3	23.3	16	11.47	-	-

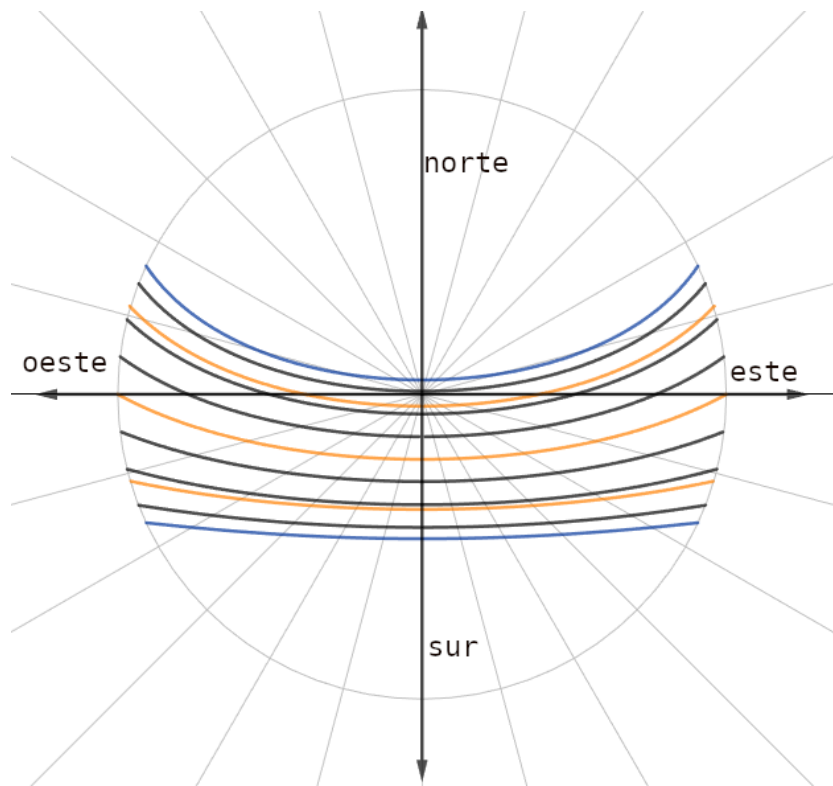


Figura 23. Carta solar de la CDMX

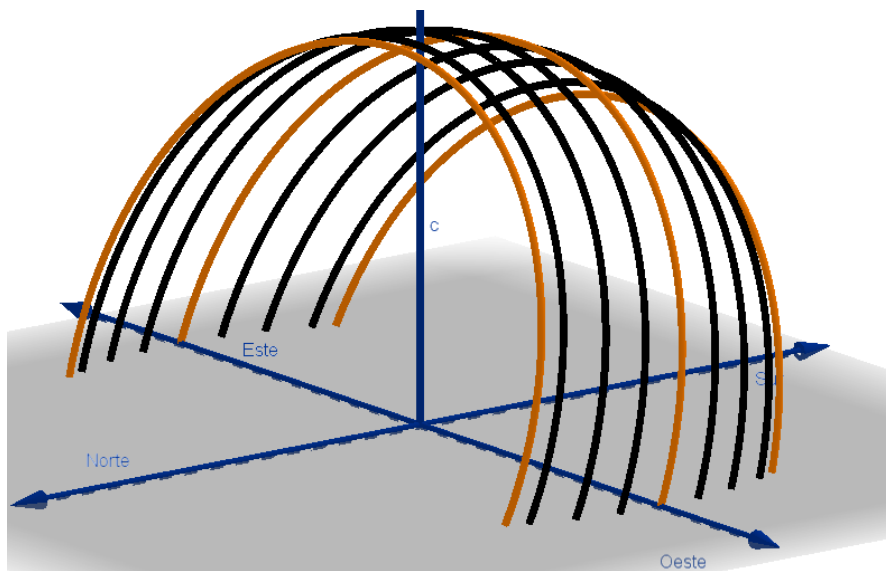


Figura 24. Trayectorias solares en la CDMX. Arco solar a través del año

Índice de ilustraciones

Figura 1. Máquina térmica refrigeración.....	16
Figura 2. Diagrama TS ciclo Stirling.....	21
Figura 3. Diagrama TS ciclo Vuilleumier.....	21
Figura 4. Esquema sistema vuilleumier.....	22
Figura 5. Ciclo Pv de potencia (ciclo Stirling).....	23
Figura 6. Ciclo Pv Vuilleumier.....	23
Figura 7. Volumen en las distintas secciones VM.....	26
Figura 8. Esquema general del sistema propuesto.....	33
Figura 9. Medidas Volumen refrigerado.....	34
Figura 10. Espesor de los materiales aislantes.	35
Figura 11. Gráfica tiempo de enfriamiento de los alimentos en el refrigerador.....	41
Figura 12. Diferencia entre los flujos de calor Q3 y Q4.....	41
Figura 13. Gráfica de calentamiento, volumen refrigerado en distintas épocas del año.....	44
Figura 14. Gráfica de calentamiento, volumen congelado en distintas épocas del año.....	44
Figura 15. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor.....	46
Figura 16. Diagrama de Mollier del ciclo propuesto.....	47
Figura 17. Estados de entalpía del subsistema 2.....	47
Figura 18. Gráfica COP distintos refrigerantes.....	49
Figura 19. Calor de condensación.	50
Figura 20. Flujos de calor en el subsistema vuilleumier.....	51
Figura 21. Temperatura de refrigeración según la temperatura en el pistón de potencia.....	52
Figura 22. Parábola propuesta.....	59
Figura 23. Carta solar de la Ciudad de México.....	74
Figura 24. Trayectorias solares en la CDMX. Arco solar a través del año.....	74

Índice de Tablas

Tabla 1. Propiedades de los refrigerantes propuestos.....	36
Tabla 2. Temperaturas en las distintas estaciones del año.....	39
Tabla 3. Calor de condensación y energía de Bomba los refrigerantes (Anexo).....	71
Tabla 4. Resultados de los refrigerantes mejor evaluados.....	50
Tabla 5. Condiciones de temperatura, eficiencia en el regenerador y rv.....	53
Tabla 6. Perfil de temperatura para el sujeto de estudio del caso 3.....	54
Tabla 7. Temperaturas a la salida del regenerador (Anexo).....	71
Tabla 8. Trabajo por ciclo a $T_h = 136.85\text{ }^{\circ}\text{C}$ (Anexo).....	72
Tabla 9. Trabajo por ciclo a $T_h = 100\text{ }^{\circ}\text{C}$ (Anexo).....	72
Tabla 10. Caídas de potencia a $T_h = 136.85\text{ }^{\circ}\text{C}$ (Anexo).....	73
Tabla 11. Caídas de potencia a $T_h = 100\text{ }^{\circ}\text{C}$ (Anexo).....	73
Tabla 12. Parámetros ambientales para el día n. Promedio mensual.....	58
Tabla 13. Resultados volumen refrigerado.....	65
Tabla 14. Estados de entalpía con distintos refrigerantes.....	65
Tabla 15. Resultados ciclo Vuilleumier.....	66

Bibliografía.

[1] SENER. (2024). *Balance Nacional de Energía preliminar 2023*.

[https://www.gob.mx/cms/uploads/attachment/file/947752/BALANCE NACIONAL DE ENERGIA A PRELIMINAR 2023.pdf](https://www.gob.mx/cms/uploads/attachment/file/947752/BALANCE_NACIONAL_DE_ENERGIA_A_PRELIMINAR_2023.pdf)

[2] INEGI. (2020). *Censo nacional de población y vivienda*.

<https://cuentame.inegi.org.mx/monografias/informacion/df/poblacion/vivienda.aspx>

[3] Servicio Solarimétrico mexicano, Instituto de Geofísica. (2025). *Mapa de irradiancia diaria promedio mensual*. [mapa]. Escala 1:1,000,000. Ciudad de México. UNAM.

<https://rayenari.geofisica.unam.mx/~mauro/mapas/mayo.pdf>

[4] Santafé, J. Guerrero, E. (2000). *Impacto ambiental generado por las actividades químicas de producción y uso de clorofluorocarbonos*. Tecné, Episteme y Didaxis: TED.

[5] Rivela C. (2013). *Degradación de compuestos halogenados iniciada por radicales OH y átomos de Cl*. [Tesis]. Universidad Nacional de Asunción.

<https://www.conacyt.gov.py/sites/default/files/TES-BN-001.pdf>

[6] Álvarez, V. M., & Soria, V. D., (2023). *Contaminantes climáticos distintos al CO₂*. 1. Sociedad química de México. <https://zaloamati.azc.uam.mx/server/api/core/bitstreams/f960728a-6624-42d0-991c-e6f85adab0d9/content>

[7] Babilonia, A., Makhnatchc, P., Belman, J. M., & Navarro, J., (2016). *Beneficios medioambientales por la utilización de fluidos alternativos a R134a y R404A*. Sociedad mexicana de ingeniería Mecánica. https://www.researchgate.net/profile/Adrian-Mota-Babiloni/publication/311675824_Beneficios_medioambientales_por_la_utilizacion_de_fluidos_a_lternativos_a_R134a_y_R404A/links/5853d57d08ae95fd8e1fe8a3/Beneficios-medioambientales-por-la-utilizacion-de-fluidos-alternativos-a-R134a-y-R404A.pdf

- [8] Ocón, J., (2022) *Análisis dinámico de un ciclo de refrigeración por eyección*. Universidad Nacional Autónoma de México. <http://132.248.9.195/ptd2022/octubre/0831870/Index.html>
- [9] Santos, Iris., (2019). *Desarrollo de un concentrador parabólico compuesto (CPC) y su propuesta de integración a un sistema de enfriamiento por absorción*. Universidad Nacional Autónoma de México. <http://132.248.9.195/ptd2019/junio/0790683/Index.html>
- [10] Reyes, J., Zacarias, A., Jiménez, J. A., Donis, F., Gutiérrez, C., (2018 19 a 21 de sep.). *Modelado de un colector solar parabólico con motor Stirling para uso doméstico y pequeña industria* [Presentación de paper]. XXIV Congreso internacional anual de la SOMIM, Campeche, México. https://somim.org.mx/memorias/memorias2018/articulos/A4_48.pdf
- [11] Iglesias, C. (2019). *Diseño y fabricación de un motor Stirling de bajo diferencial de temperatura para la generación de energía eléctrica, mediante energía solar térmica*. [Tesis de maestría]. Universidad Autónoma de Nuevo León. <http://eprints.uanl.mx/id/eprint/17875>
- [12] Ávila, J., Gutiérrez L., Tapia F., (2020). *Modeling of a 1kW free piston Stirling engine: Opportunity for sustainable electricity production*. *Ingeniería Investigación y Tecnología*, 21 (04), 1-13. <https://doi.org/10.22201/fi.25940732e.2020.21.4.035>
- [13] Regla, J., Luviano, J. (2018). *Análisis de la transferencia de calor de medios porosos a través de flujos oscilatorios*. *Jóvenes en la ciencia. Revista de divulgación científica*, 4, 2944-2948.
- [14] Albarracín, H., Guevara, D., (2017). *Diseño de un motor Stirling basado en energía solar*. [Tesis de ingeniería]. Escuela Superior Politécnica del Litoral.

- [15] Murillo, D. y Usa, J. (2018). *Validación de un prototipo de motor Stirling para la generación de energía eléctrica en zonas no interconectadas*. [Tesis de ingeniería]. Universidad Autónoma de Occidente. <http://hdl.handle.net/10614/10146>.
- [16] Trujillo Lara, D. C. (2017). *Modelamiento matemático de un sistema de concentración solar con motor Stirling en Colombia*. [Trabajo de grado]. Fundación Universidad de América. <http://hdl.handle.net/20.500.11839/6337>
- [17] Secretaría de Medio Ambiente y Recursos Naturales. (2022). *Plan de Acción en Enfriamiento México. Refrigerantes con Bajo Potencial de Calentamiento Global y Eficiencia Energética en Equipos de Refrigeración y Aire Acondicionado*. Semarnat.
- [18] Guzman, O., (2022). *Modelo termofísico de un ciclo de refrigeración modificado implementado en un refrigerador comercial*. Universidad de Guanajuato. [Tesis de ingeniería]
- [19] Juárez, J., (2018). *Desarrollo y caracterización de un sistema de refrigeración solar sustentable, para aplicaciones en la pesca*. [Tesis de maestría]. Universidad Autónoma del Estado de México. <https://hdl.handle.net/20.500.11799/105074>
- [20] Alcácer, V., Cruz, V., (2019). *Scanning the industry 4.0: A literature review on technologies for manufacturing systems*. Engineering Science and Technology, an International Journal, 22(3), 899-919. <https://doi.org/10.1016/j.jestch.2019.01.006>
- [21] Huchis, M. I, Ovando J. C. Escalante, G, Lezama F. R, Olmos F. *Desarrollo de la refrigeración*. Brazilian Journal of Development, Curitiba, 10, 01-12., 2024. <https://ojs.brazilianjournals.com.br/ojs/index.php/BRJD/article/view/70928/49920>
- [22] Sala, J., López, I., Aranguren, V., (2011) *Termodinámica aplicada*. Universidad de la Rioja, servicio de publicaciones.
- [23] Cengel Y., Boles, M., (2009). *Termodinámica*. McGraw-Hill/Interamericana editores.

- [24] Fundación Red de Energía BUN-CA. (2011). *Manual técnico: Refrigeración comercial 1 ed.* Biomass Users Network (BUN-CA),
<https://www.bun-ca.org/wp-content/uploads/2019/02/Refrigeracion.pdf>
- [25] Jiji, L. (2013). *Heat transfer essentials*, Quadratic press New York.
- [26] Carrillo, M. Reyes, A. *Vida útil de los alimentos*. Revista iberoamericana de las ciencias biológicas y agropecuarias. (2013), CIBA, 2(3), 3.
- [27] Food and drug administration. (2023). *¿Está almacenando los alimentos de forma segura?*
<https://www.fda.gov>. <https://www.fda.gov/consumers/articulos-para-el-consumidor-en-espanol/esta-almacenando-los-alimentos-en-forma-segura#:~:text=Mantenga%20la%20temperatura%20de%20su,Verifique%20peri%C3%B3dicamente%20las%20temperaturas>.
- [28] Quispe, D., (2021), Refrigeración y congelación de los alimentos. (Tesis). Universidad Nacional de Educación.
- [29] Mott, R. Mecánica de fluidos Séptima edición. (2015) Pearson.
- [30] Sherman, (1971). *Mathematycal analysis of a Vuilleumier refrigerator*. Goddard Space Flight Center.
- [31] Duffie J., Beckman W., (2013). *Solar engineering of thermal processes*. John Wiley & Sons, Inc.
- [32] World Health Organization. (2018). *Alimentación sana*. <https://www.who.int/>
<https://www.who.int/es/news-room/fact-sheets/detail/healthy-diet#:~:text=Comer%20al%20menos%20400%20g,diaria%20suficiente%20de%20fibra%20diet%C3%A9tica>.

[33] LG. *¿Cómo ahorrar energía en el uso de la refrigeradora durante la temporada de verano?* (2021). [lg.com](https://www.lg.com).

https://www.lg.com/pe/acerca-de-lg/prensa-y-medios-de-comunicacion/como-ahorrar-energia-en-el-uso-de-la-refrigeradora-durante-la-temporada-de-verano/?srsltid=AfmBOopFtIIf4HyM4cNxp_roLXQR1q3UQcxdD2LvAXgS9juvALu9ePQw

[34] Gas Servei, (2025). Ficha técnica R-152A Características y aplicaciones. Gas Servei <https://gas-servei.com/wp-content/uploads/2024/06/Ficha-Tecnica-R-152a-GS.pdf>

[35] Gas Servei, (2025). Ficha técnica R-513A Características y aplicaciones. Gas Servei <https://gas-servei.com/wp-content/uploads/2024/06/Ficha-Tecnica-R-513A-GS.pdf>

[36] Serway, A., Jewertt, J., (2008) *Física para ciencias e ingeniería*. Cengage learning Inc.

[37] Weatherspark. (2025, abril 06). El clima en la Ciudad de México. Weatherspark. <https://es.weatherspark.com/y/5674/Clima-promedio-en-Ciudad-de-M%C3%A9xico-M%C3%A9xico-durante-todo-el-a%C3%B1o>

[38] Vidrasa (2025). *DURAN / Prop. físicas y químicas vidrio borosilicato 3.3*. [Ficha]. https://www.vidrasa.com/esp/productos/duran/duran_pf.html

[39] Mlsun Group (2022). Diámetro del tubo absorbente de vidrio a metal 40mm utilizado para energía solar concentrada de traza parabólica. Mlsun Group co ltd. https://es.made-in-china.com/co_mlsun-csp/product_Glass-to-Metal-Absorber-Tube-Diameter-40mm-Used-for-Parabolic-Trough-Concentrated-Solar-Power_ysiesiguyg.html

[40] Di Lalla, N., Tarulla, R., & Echazú, R. D. (2001). Películas selectivas de Cr₂O₃ negro para absorbedores fototérmicos. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*, 5. <https://sedici.unlp.edu.ar/handle/10915/79809>

[41] Agencia para sustancias tóxicas y el registro de enfermedades. (2016). *ToxFAQs™ – Etilenglicol (Ethylene Glycol)*. ATSDR en español. https://www.atsdr.cdc.gov/es/toxfaqs/es_tfacts96.html#:~:text=El%20etilenglicol%20tambi%C3%A9n%20puede%20entrar,degradar%C3%A1%20en%20d%C3%ADas%20a%20semanas.

[42] Servicio meteorológico nacional. (s.f.) *Reporte diario del observatorio de Tacubaya*. Recuperado del [10 de mayo de 2025] de <https://smn.conagua.gob.mx/es/observando-el-tiempo/reporte-diario-del-observatorio-de-tacubaya>

[43] White, F. M., (2014). *Fluid Mechanics* 7th ed. Mc. Graw Hills.