

ECONOMÍA CIRCULAR EN EL SECTOR FRUTÍCOLA



TRABAJO FIN DE MÁSTER EN ENERGÍAS RENOVABLES Y
EFICIENCIA ENERGÉTICA

AUTOR: JUAN MANUEL LADERA LÓPEZ

TUTOR: ANTONIO VALERO CAPILLA

**ESCUELA DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
UNIVERSIDAD DE ZARAGOZA**

*El hombre es la especie más insensata,
venera aun Dios invisible y masacra una naturaleza visible,
sin saber que esa naturaleza que él masacra
es ese Dios invisible que venera.*

Hubert Reeves.

*No es la inteligencia, recibida y casual lo que da al hombre honor,
sino el modo con que la usa y la salva.
No hay más que un modo de perdurar y es servir.*

José Martí.

Quisiera dar mi más sincero agradecimiento:

A mi tutor, Dr. Antonio Valero Capilla, por haberme enseñado la verdadera economía.

A los que se han convertido en mi familia durante mi etapa en Zaragoza, mis compañeros de piso. A Antonio y Adrián con los que compartí muchas anécdotas que jamás olvidaré y por compartir tanto los buenos como los malos momentos. En especial a Ana Belén, mi amiga, mi apoyo, gracias por aguantarme en tantos momentos y estar siempre ahí a pie del cañón.

A mis compañeros de clase por todos los momentos vividos en este magnífico periodo de tiempo.

A mis amigos de toda la vida, los que se han preocupado por mí, los que han sido siempre un punto de apoyo y los que se han sentido orgullosos de tenerme como amigo.

A mis abuelos, por querer siempre lo mejor para su nieto y darme ánimo en todo momento. A mis tías, por enorgullecerse de mis logros como si de los suyos propios se tratase.

Pero sobre todo a los que hacen posible que pueda estar escribiendo estas palabras en estos momentos, mi familia, los que están conmigo en todo momento y comparten conmigo mis penas y alegrías. A mi hermano Agustín Jesús, por ser las espaldas de la familia desde que comencé con esta empresa. A mis padres, Isabel y Emiliano, por su confianza depositada en mí, por la ilusión que siempre han demostrado en todos mis pasos y por ser un ejemplo tanto para mí como para mi hermano. A vosotros os debo todo lo que soy y todo lo que tengo.

ÍNDICE

RESUMEN.....	5
ABSTRACT	5
I. INTROUCCIÓN	7
II. OBJETIVOS	8
III. GENERALIDADES.....	9
1.1. ESTADO DEL ARTE.	9
1.2. SECTOR FRUTÍCOLA.....	9
1.3. ELABORADOS DE FRUTA.....	13
1.4. HISTORIA DE LA REFRIGERACIÓN.....	15
1.5. REFRIGERACIÓN.....	17
1.6. REFRIGERADORES.	17
1.7. REFRIGERANTES.....	18
1.7.1. Características de los refrigerantes.....	19
1.7.2. Tipos.	19
1.8. AMONIACO.....	20
1.9. CICLO DE CARNOT.	21
1.10. CICLO DE CARNOT INVERSO.	22
1.11. CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR.....	23
1.11.1. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor ideal.....	23
1.11.2. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor real.	24
1.12. CICLO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN.	25
1.13. OPERACIÓN DE CONCENTRADO DE FRUTAS.	28
1.14. OBJETIVO DE LA EVAPORACIÓN.....	28
1.15. EVAPORADORES.....	28
1.15.1. Tipos de evaporadores.....	29
1.15.2. Opciones de alimentación.....	34
1.16. BIOMASA.	37
1.17. APROVECHAMIENTO DE RESTOS DE PODA.	38
IV. METODOLOGÍA.....	40
V. RESULTADOS.....	50
VI. ANÁLISIS ECONÓMICO	62
6.1. ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD	66
VII. CONCLUSIONES	69

VIII. BIBLIOGRAFÍA.....	70
ANEXO I.	72

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Esquema de procesos en central frutícola (4).....	10
Figura 2. Refrigerador (8)	18
Figura 3. Diagrama Presión-Volumen específico (8).....	22
Figura 4. Esquema y diagrama T-s para el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor (8).	24
Figura 5. Esquema y diagrama T-s para el ciclo real de refrigeración por compresión de vapor.	25
Figura 6. Ciclo refrigeración por absorción amoníaco-agua (8).....	26
Figura 7. Esquema de un evaporador (11).....	29
Figura 8. Evaporador discontinuo (11).	30
Figura 9. Evaporador de circulación natural (11).	30
Figura 10. Evaporador de película ascendente (11).	31
Figura 11. Evaporador de película descendente (11).	31
Figura 12. Evaporador de película ascendente y descendente (11).	32
Figura 13. Evaporador de circulación forzada (11).....	33
Figura 14. Evaporador de película agitada (11).....	33
Figura 15. Evaporador de simple efecto (11).....	34
Figura 16. Evaporadores con efecto múltiple con evaporación directa (12).....	35
Figura 17. Evaporadores con efecto múltiple en contracorriente (12).....	36
Figura 18. Evaporador de efecto múltiple con alimentación mixta (12).....	36
Figura 19. Evaporadores de efecto múltiple con alimentación en paralelo (12).....	37
Figura 20. Inputs y outputs en la producción agrícola de frutas.	40
Figura 21. Diagrama de flujo en la manipulación de la fruta.	41
Figura 22. Diagrama de flujo propuesto.....	41
Figura 23. Distribución de recolección.	43
Figura 24. Condiciones climática en Badajoz (18).	44
Figura 25. Cámara de refrigeración.....	46

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Distribución de consumo en central hortofrutícola (4).	13
Tabla 2. Distribución de recolección.	42
Tabla 3. Condiciones climática en Badajoz (18).	43
Tabla 4. Producción de fruta y de residuos de poda según edad del árbol.....	51
Tabla 5. Propiedades físico-químicas de los restos de poda de frutal (21).	52
Tabla 6. Cargas térmicas en refrigeración del producto.	53
Tabla 7. Resultados de refrigeración por compresión de vapor.....	54
Tabla 8. Resultados de concentrado con gas natural.	56
Tabla 9. Resultados modelo estándar.	57
Tabla 10. Resultados de refrigeración por absorción.	58
Tabla 11. Resultados de potencias en refrigeración por absorción.	59
Tabla 12. Resultados de operación de concentrado.	60
Tabla 13. Resultados modelo propuesto.....	61
Tabla 14. Coste de máquina de absorción amoníaco agua AGO-congelo (24).	63
Tabla 15. Coste de caldera de biomasa Servitec MODELO GAMA ATC- Caldera vapor ATC DH (25).	63
Tabla 16. Requerimiento de vapor en modelo propuesto.....	64
Tabla 17. Resultados modelo estándar análisis sensibilidad 1.	66
Tabla 18. Resultados modelo propuesto análisis sensibilidad 1.	66
Tabla 19. Resultados modelo estándar análisis sensibilidad 2.	67
Tabla 20. Resultados modelo propuesto análisis sensibilidad 2.	68

RESUMEN

El presente trabajo nace de la creciente preocupación por el medio ambiente y por el uso responsable de los recursos energéticos en la zona agroindustrial de las vegas del Guadiana en Extremadura.

El trabajo se centra en el aprovechamiento de restos de poda de frutal para su posterior uso como recurso energético en las posteriores operaciones que sufre la fruta en las centrales frutícolas antes de su expedición para su consumo.

En el trabajo se analiza el consumo energético de la etapa de refrigeración de la fruta, así como la necesidad energética para concentrar la fruta de rechazo no apta para venta en fresco, procedente de una explotación de 1000 hectáreas.

Una vez analizado los gastos energéticos mencionados se propone sustituir la refrigeración por compresión de vapor por una de absorción amoníaco-agua y para la operación de concentrado se propone sustituir la caldera de combustible fósil por otra de biomasa alimentada con restos de poda de frutal, la cual cubre la necesidad de energía térmica tanto de la máquina de absorción como de los evaporadores en la operación de concentrado de la fruta.

Para finalizar se exponen los ahorros energéticos, económicos y de emisiones de CO₂ obtenidos con las mejoras propuestas, como un análisis económico de las mismas para ver su viabilidad económica.

ABSTRACT

This work stems from the growing concern for the environment and for the responsible use of energy resources in the agro-industrial zone of Las Vegas del Guadiana in Extremadura.

The work focuses on the use of fruit pruning remains for later use as an energy resource in the subsequent operations that the fruit undergoes in the fruit plants before being dispatched for consumption.

In the work, the energy consumption of the fruit refrigeration stage is analyzed, as well as the energy need to concentrate the rejection fruit not suitable for fresh sale, from a farm of 1000 hectares.

Once the mentioned energy costs have been analyzed, it is proposed to replace the steam compression refrigeration with an ammonia-water absorption one and for the concentrate operation it is proposed to replace the fossil fuel boiler with another of biomass fed with fruit pruning remains, the which covers the need for thermal energy of both the absorption machine and the evaporators in the fruit concentrate operation.

Finally, the energy, economic and CO₂ emissions savings obtained with the proposed improvements are presented, as an economic analysis of them to see their economic viability.

I. INTROUCCI3N

El presente trabajo nace de la observaci3n realizada en el entorno donde vivo, la comunidad aut3noma de Extremadura, y m3s concretamente en las vegas del Guadiana, donde la actividad econ3mica principal se debe a la agricultura y primera transformaci3n del producto producido para exportar dicho producto transformado a otros lugares donde se transforma en producto terminado para consumo final.

En dicho entorno los cultivos m3s destacados son tomate y fruta de hueso y pepita los cuales generan una cantidad enorme de residuos biom3sicos los cuales son un problema para los agricultores y cuya disposici3n final es mayormente la quema (1), con la consiguiente emisi3n de poluci3n en las zonas circundantes.

El presente trabajo se centra en la evaluaci3n del sector frut3cola ya que est3 experimentando un crecimiento superior al de otros cultivos tradicionales de la zona como pueden ser el ma3z y el arroz.

Dado que los procesos de manipulado de la fruta una vez que sale del campo necesitan energ3a y que se tiene una gran cantidad de la misma en forma de residuo se presenta como 3nica opci3n para el aprovechamiento de la misma la econom3a circular, siendo esta un nuevo modelo econ3mico que pretende hacer desaparecer el concepto de residuo, o "basura" tal como lo conocemos y que m3s all3 de dar respuestas a los desaf3os ambientales de la sociedad, representa una propuesta atractiva para las empresas que han visto en ella una nueva oportunidad de negocio. Es una propuesta ambiciosa, que puede llegar a generar preguntas inc3modas y que toca sobre todo unos de los cimientos de nuestra civilizaci3n, el consumo (2).

En ella, los recursos, productos y alimentos se mantienen m3s tiempo dentro de la cadena, gracias a este modelo econ3mico se evitar3 la generaci3n de desperdicios y residuos. Estas medidas van a afectar positivamente a diversos sectores de la econom3a incluyendo el sector agroalimentario transformando la producci3n, distribuci3n y comercializaci3n, generando nuevos puestos de trabajo y desarrollando nuevos procedimientos m3s eficientes.

II. OBJETIVOS

El principal objetivo del proyecto es proponer mejoras en el sector frutícola para mejor aprovechamiento de los recursos disponibles para con ello obtener una reducción en el consumo energético y emisión de residuos.

En primer lugar se propone el aprovechamiento de los residuos de la poda del árbol para la producción de energía térmica para aprovechamiento en la etapa de refrigeración de la fruta mediante una máquina de absorción amoníaco-agua y la etapa de concentrado de la fruta que no tiene cualidades para venta en fresco mediante una caldera de biomasa.

En segundo lugar se propone una comparativa entre el sistema actual y el sistema propuesto para comparar emisiones de dióxido de carbono, consumo de energía y ahorro de costes económicos.

III. GENERALIDADES

1.1. ESTADO DEL ARTE.

La superficie dedicada en España al cultivo de frutas y hortalizas en su conjunto es de unas 1.755.000 hectáreas en 2017, un 4% más que en 2016 y un 8% más que la media de los 5 años anteriores a 2016, de las cuales 500.000 pertenecen a frutas de hueso y pepita y cítricos.

España es el primer productor de la UE de frutas y hortalizas con más del 25% de la producción europea y el sexto a nivel mundial.

En 2017 la producción española de frutas y hortalizas superó los 28 millones de toneladas, un 1% más que en 2016 y un 5% más que la media. Más del 50% de la producción es de hortalizas, al que sigue cítricos (24%) y fruta dulce (11%).

El valor de la producción del sector de frutas y hortalizas exclusivamente (sin incluir flores y plantas, uva de vinificación ni aceitunas) superó en 2017 los 14.000 millones de euros, de los cuales 6.600 corresponden a la producción de frutas, un 3% más que en 2016 y un 14% más que la media de las últimas 5 campañas (2012-2016).

Este sector aporta a la Producción Vegetal el 47% y el 29% de la Producción de la Rama Agraria, lo que le sitúa como el sector más importante en el conjunto del sector agrario. (3)

1.2. SECTOR FRUTÍCOLA.

Antes de que la fruta sufra algún tipo de procesado industrial debe ser producida en el campo donde cada variedad se debe plantar conforme a unas distancias estipuladas dependiendo del tipo de variedad, tipo de suelo y el tipo de riego que se va a utilizar, lo que da lugar a una gran diferencia en el contenido de árboles por hectárea y por tanto a la producción de fruta.

En España, el destino mayoritario de las frutas y hortalizas es el modo en fresco, previo paso de los productos por las centrales hortofrutícolas, donde las frutas y hortalizas se normalizan y se confeccionan. Otra parte del producto se dirige a la transformación para la obtención de zumos, conservas, etc., o de productos destinados a segundas transformaciones.

El 40% de la producción nacional de frutas y hortalizas se concentra en las organizaciones de productores (OPs), que son mayoritariamente Cooperativas y Sociedades Agrarias de Transformación (SATs). Estas organizaciones, además de agrupar la oferta, son centrales hortofrutícolas donde la producción de los socios se manipula hasta convertirse en un producto clasificado, lavado, envasado, etiquetado y listo para su consumo.

Las centrales de manipulado de productos frescos de España, tienen el denominador común de ser empresas productoras y manipuladoras al mismo tiempo. Los socios producen en el campo bajo las normas y pautas establecidas y una vez que el producto es recolectado, ya sea por los mismos socios o por otro personal cualificado empleado, se lleva a la cooperativa para su manipulación y posterior comercialización.

Los procesos productivos desarrollados en las centrales hortofrutícolas difieren en función del producto que se esté manipulando, aunque existen una serie de fases y/o etapas comunes en casi todos ellos que suelen darse entre la entrada y salida del producto.

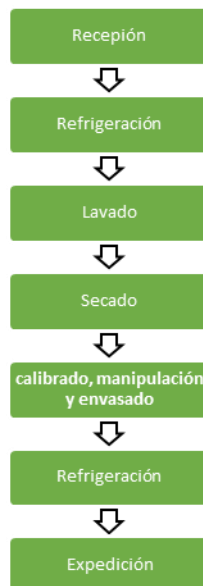


Figura 1. Esquema de procesos en central frutícola (4).

De acuerdo al gráfico anterior, el proceso de una central hortofrutícola comienza con la recepción de la materia prima y la carga y descarga de la misma. Estos procesos de transporte se realizan en la mayoría de los casos con carretillas, si bien, normalmente son eléctricas por temas de seguridad alimentaria, puede darse el caso de carretillas de

butano incluso de carretillas de gasoil. En la zona de expedición de camiones, se realiza la carga y despacho de los productos terminados de igual forma, mediante carretillas.

Los equipos que intervienen en esta fase son: volcadores, alimentadores, motores, despaletizadores y carretillas.

En la fase denominada como refrigeración, nos podemos encontrar en función del tipo de instalación, equipos frigoríficos de diferente índole, como vacuum cooler, cámaras de pre-enfriamiento, cámaras de conservación, túneles de frío, etc. Todos estos equipos tienen que vencer en muchos casos un elevado gradiente térmico y consecuentemente necesitan gran cantidad de energía eléctrica.

Los equipos que intervienen en esta fase son: evaporadores, resistencias eléctricas, condensadores, compresores, equipos electrónicos, bombas de agua y cortinas de aire.

El lavado de los productos vegetales no es una práctica habitual en todas las centrales de frutas y hortalizas. El sistema de lavado va a depender del tipo de producto, siendo común ver duchas en línea, inmersión en balsas, tanques de agua y duchas por palets o drencher. Todos los sistemas de lavado así como los posibles tratamientos post-cosecha que se realicen, llevan un consumo eléctrico asociado.

Asociado al lavado de los productos está la fase del secado, que difiere en gran medida de unas empresas a otras y del tipo de producto. En el caso de las empresas de cítricos, en el secado se encuentra una batería de ventiladores y uno o varios quemadores que aportan temperatura al proceso para mayor efectividad del mismo. El combustible que utilizan estos quemadores suele ser el gasóleo, aunque existen de propano, gas natural, etc. En la mayoría de las empresas, para realizar el secado de los productos cuentan con tan sólo una resistencia eléctrica y unos ventiladores.

Los equipos que intervienen en esta fase son: elevadores, transportadoras, ventiladores, cepilladoras, motores, resistencias eléctricas y quemadores.

En la fase denominada de calibrado, manipulación y envasado se encuentran inmersas etapas a veces muy difíciles de diferenciar y/o separar desde el punto de vista energético. Inicialmente se encuentra el volcado de la materia prima, etapa previa incluso al lavado de los productos. El volcado se puede realizar automáticamente mediante volcadores de cajas y/o de palots, tolvas de descarga, o carretillas que vuelcan las cajas; o también se puede realizar manualmente. En aquellos casos en que el proceso está automatizado, esta etapa va asociada al despaletizado de los envases de campo,

siendo la principal fuente de energía la eléctrica, aunque cuando intervienen las carretillas pueden ser de gasoil o butano. Una vez que la materia prima es introducida en la línea, comienza el triado y calibrado, donde intervienen, además de la energía eléctrica, el personal manipulador. Según el producto, durante el envasado se pueden encontrar distintos equipos eléctricos de cerrado, filmado, plastificado, enmallado, encajado y paletizado, que intervienen en la presentación requerida por los clientes. Muchos de estos equipos además de utilizar directamente la energía eléctrica, también utilizan el aire comprimido, por lo que para ello se dispone de un conjunto de compresores de aire comprimido.

Los equipos que intervienen en esta fase son: cintas, motores, equipos electrónicos, pesadoras, resistencias eléctricas, compresores y pistones hidráulicos.

Las conformadoras de cajas trabajan paralelamente y a demanda de las líneas de manipulación. La formación y abastecimiento de estos envases y embalajes se realiza mediante equipos de consumo eléctrico.

Los equipos que intervienen en esta fase son: cintas transportadoras, motores, resistencias eléctricas, compresores y pistones hidráulicos.

El balance energético de una central hortofrutícola se basa como cualquier otra empresa, en la identificación y cuantificación de los consumos en cada etapa y/o fase de los distintos procesos productivos de la empresa. Los insumos son sometidos a una manipulación y/o transformación dando lugar a los productos finales. Derivado de este procesado se generan una serie de residuos y en algunos casos, de subproductos, que posteriormente son gestionados. En las cooperativas generalmente nos vamos a encontrar con el siguiente balance:

Entradas:

- los productos hortofrutícolas procedentes del campo (frutas, hortalizas, tubérculos, etc.)
- los materiales auxiliares necesarios para realizar la confección (film, bolsas, mallas, cajas, cestas, etc.)
- el agua para el proceso productivo (lavado de los productos), la limpieza de las instalaciones y para uso de los trabajadores.

- la energía eléctrica para el funcionamiento de la mayoría de los equipos del almacén (motores, cámaras frigoríficas, compresores, cintas de transporte, calibradores, etc.)

- los combustibles utilizados en los vehículos (carretillas de gasoil, etc.) y para el funcionamiento de equipos específicos (calderas).

- los gases refrigerantes para los equipos de frío (R-410A, R-407C, R-134A, etc.)

- los trabajadores.

Salidas:

- los productos terminados y envasados.

- los residuos generados (peligrosos y no peligrosos).

- los subproductos generados (restos vegetales, materiales plásticos, cartón, madera, etc.)

- las aguas residuales (vertidos de agua excedentaria, aguas de limpieza, lavado de los productos vegetales, aguas fecales, etc.)

- las emisiones de CO₂ y otros gases contaminantes a la atmósfera derivados de la combustión de equipos.

El mayor consumo existente en las empresas del sector hortofrutícola se atribuye a la energía eléctrica, llegando a suponer hasta el 86% del consumo energético, teniendo muy poco peso el uso de otro tipo de energías en las mismas (4).

Esta distribución del consumo de electricidad por fases del proceso de producción queda reflejada en la siguiente tabla:

Tabla 1. Distribución de consumo en central hortofrutícola (4).

Proceso	Distribución de consumo (%)
Refrigeración	54
Manipulación	14
Instalaciones auxiliares	11
Iluminación	9
Lavado y decado	8
Climatización	3
Otros	1

1.3. ELABORADOS DE FRUTA.

- Zumo o jugo concentrado de fruta

Por zumo o jugo de fruta se entiende aquel que es exprimido directamente por procedimientos de extracción mecánica, por tanto, por zumo o jugo concentrado de

fruta se entiende el producto que se ajusta a la definición dada anteriormente, salvo que se ha eliminado físicamente el agua en una cantidad suficiente para elevar el nivel de grados Brix (porcentaje de sólidos disueltos en una disolución) al menos en un 50% más que el valor Brix establecido para el zumo reconstituido de la misma fruta. En la producción de zumo destinado a la elaboración de concentrados se utilizarán procedimientos adecuados, que podrán combinarse con la difusión simultánea con agua de pulpa y células y/o el orujo de fruta, siempre que los sólidos solubles de fruta extraídos con agua se añadan al zumo primario en la línea de producción antes de proceder a la concentración.

- Zumo o jugo de fruta extraído con agua

Por zumo de fruta extraído con agua se entiende el producto que se obtiene por difusión con agua de fruta pulposa entera cuyo zumo no puede extraerse por procedimientos físicos, o fruta deshidratada entera. Estos productos podrán ser concentrados y reconstituidos.

- Puré de fruta utilizado en la elaboración de zumos y néctares de frutas

Por puré de fruta utilizado en la elaboración de zumos y néctares de frutas se entiende el producto sin fermentar, pero fermentable, obtenido mediante procedimientos idóneos, por ejemplo tamizando, triturando o desmenuzando la parte comestible de la fruta entera o pelada sin eliminar el zumo. La fruta deberá estar en buen estado, debidamente madura y fresca, o conservada por procedimientos físicos o por tratamientos aplicados de conformidad con las disposiciones pertinentes de la Comisión del Codex Alimentarius.

- Puré concentrado de fruta utilizado en la elaboración de zumos y néctares de frutas

El puré concentrado de fruta utilizado en la elaboración de zumos y néctares de frutas se obtiene mediante la eliminación física de agua del puré de fruta en una cantidad suficiente para elevar el nivel de grados Brix en un 50% más que el valor Brix establecido para el zumo reconstituido de la misma fruta.

- Néctar de fruta

Por néctar de fruta se entiende el producto sin fermentar, pero fermentable, que se obtiene añadiendo agua con o sin la adición de azúcares y/o edulcorantes. (5)

1.4. HISTORIA DE LA REFRIGERACIÓN.

Antes de la existencia de las máquinas térmicas, la refrigeración se basaba en el hielo natural. Los griegos y los romanos tenían pozos aislados con pasto, paja y ramas de árboles, donde la nieve era comprimida. Producto de esta compresión, se obtenía hielo, el cual era usado en épocas de mayor calor. Esta práctica llegó hasta casi mediados del siglo XX en algunas zonas rurales catalanas, donde eran llamados “pous de glaç”, y es descrita por el físico francés Jean Claude Péclet.

Hasta mediados del siglo XIX existió un gran mercado naval especializado que transportaba toneladas de hielo desde Suecia, Estados Unidos y Canadá, hasta la India, Australia, las Antillas y América del Sur.

En 1553, un médico español, Blas Villafranca, se ocupaba del enfriamiento del agua y el vino mediante el uso de mezclas refrigerantes. Él nombra por primera vez la palabra “refrigerar” en el sentido de lograr y mantener una temperatura inferior a la del ambiente y en 1607 se descubrió que se podía hacer uso de una mezcla de agua con sal para congelar el agua.

En el siglo XVII las mezclas refrigerantes se utilizaban en la investigación científica por Robert Boyle y por el astrónomo físico francés Philippe Laire. Más adelante, en el siglo XVIII, Antoine Baumé, en sus escritos expone que formó hielo artificial gracias a que “el éter expuesto al aire se evapora rápidamente, y produce, al evaporarse, un frío muy sensible en el cuerpo que se evapora” (cita de Sigaud de la Fond).

Las mezclas refrigerantes permitieron experimentos a bajas temperaturas. Uno de los resultados fue que, en 1715, usando una mezcla de nieve y nitrato amónico, Fahrenheit establecía el cero de su termómetro. Durante el siglo XIX, científicos como Von Karsten (1840), Hanemann (1864), Rüdorff (1869), Pflander (1875) y Brendel (1892), estudiaron las leyes que rigen las mezclas frigoríficas, y las mezclas de hielo y sal común, que permiten disminuir la temperatura hasta -20°C.

Alrededor de 1761, Joseph Black, desarrolló su teoría del calor latente de fusión y evaporación. En 1744, Priestley descubrió el amoníaco y el dióxido de carbono, los

cuales mostraron poseer propiedades termodinámicas convenientes para ser usados en refrigeración. La refrigeración mecánica, se obtuvo por diversos medios, pero todos basándose en la expansión de un fluido, en 1866, Edmond Carré construyó un sistema de uso comercial, y cuyo hermano mayor Ferdinand inventó la máquina de absorción.

Sin embargo, no se reconoce a un solo nombre la paternidad de la refrigeración, aunque Oliver Evans, el americano que desarrolló la máquina de vapor de alta presión, fue quizás el primero en proponer el uso de ciclos cerrados en refrigeración, en 1805.

Quien inventó el primer sistema de compresión de vapor, usando vapor condensable como medio refrigerante, fue el ingeniero americano Jacob Perkins.

El posterior desarrollo de la refrigeración continua tuvo tres centros: Europa, Australia y los Estados Unidos. Europa la necesitaba para sus industrias lecheras, cerveceras, de destilación y para la importación de productos perecederos. Australia, al convertirse en un gran productor de carnes, requería de la refrigeración para la venta de sus productos. En los Estados Unidos, la zona del sur, bajo la amenaza de la Guerra Civil, desarrolló la industria de la refrigeración mecánica.

Se le atribuye el éxito de la primera máquina de refrigeración que funcionó comercialmente a John Gorrie, médico que buscaba una máquina que produjera hielo y frío para ayudar a tratar a sus pacientes de fiebre amarilla. Su patente le fue conferida en el año 1851, en los Estados Unidos.

En Australia fue James Harrison quien tuvo el mérito de pasar de las máquinas anteriores, las cuales eran solamente prototipos, a una máquina de compresión que fue comercial.

Sin embargo, se ha escrito que la primera máquina de refrigeración continua realmente operativa fue la construida en 1874 por Carl Ritter von Linde. Fue uno de los iniciadores de la gran industria frigorífica, inventando, además, el procedimiento de licuefacción del aire, el cual lleva su nombre.

Mientras tanto, se continuaba en la búsqueda de refrigerantes más seguros y de mejor rendimiento. Esta búsqueda terminó en 1930 cuando Thomas Midgley Jr., de Dupont, anunció el primer fluorocarbono, el Freón-12.

Decir que durante mucho tiempo se pensó que la refrigeración artificial jamás sería una industria relevante y con todo ello la refrigeración y acondicionamiento de

ambientes ha adquirido una gran proporción en la actualidad habiendo contribuido en gran medida a la calidad de vida de las personas. (6) y (7).

1.5. REFRIGERACIÓN.

Una de las principales áreas de aplicación de la termodinámica es la refrigeración, que es la transferencia de calor de una región de temperatura inferior hacia una de temperatura superior. Los dispositivos que producen refrigeración se llaman refrigeradores, y los ciclos en los que operan se denominan ciclos de refrigeración. El ciclo de refrigeración que se utiliza con más frecuencia es por compresión de vapor, donde el refrigerante se evapora y se condensa alternadamente, para luego comprimirse en la fase de vapor, aunque existen otros ciclos como es el ciclo de refrigeración de gas en el que el refrigerante permanece todo el tiempo en la fase gaseosa, ciclos de refrigeración en cascada, la cual utiliza más de un ciclo de refrigeración; refrigeración por absorción, donde el refrigerante se disuelve en un líquido antes de ser comprimido; y la refrigeración termoeléctrica, donde la refrigeración es producida mediante el paso de corriente eléctrica a través de dos materiales distintos.

1.6. REFRIGERADORES.

Todos sabemos por experiencia propia que el calor fluye en la dirección de las temperaturas decrecientes; esto es, de las regiones de alta temperatura a las de baja. Dicho proceso de transferencia de calor ocurre en la naturaleza sin que se requiera la participación de algún dispositivo. El proceso inverso, sin embargo, no sucede por sí solo. La transferencia de calor de una región de temperatura baja a otra de alta temperatura requiere dispositivos especiales llamados refrigeradores.

Los refrigeradores son dispositivos cíclicos y los fluidos de trabajo utilizados en los ciclos de refrigeración se llaman refrigerantes. Un refrigerador se muestra esquemáticamente en la figura 2. En este caso, Q_L es la magnitud del calor extraído del espacio refrigerado a la temperatura T_L ; Q_H es la magnitud del calor rechazado hacia el espacio caliente a temperatura T_H , y $W_{\text{neto_entrada}}$ es la entrada neta de trabajo al refrigerador. Q_L y Q_H representan magnitudes, y por ello son cantidades positivas.

El desempeño de refrigeradores se expresa en términos del coeficiente de desempeño (COP), por sus siglas en inglés (coefficient of performance), definido como (8):

$$\text{COP} = Q_L / W_{\text{neto, entrada}} \quad (\text{Ecuación 3.1})$$

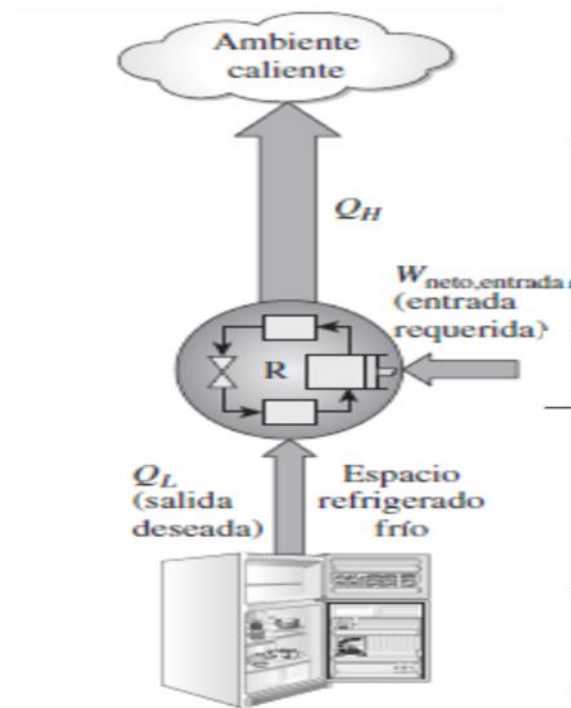


Figura 2. Refrigerador (8)

1.7. REFRIGERANTES.

Un refrigerante es un producto químico líquido o gas, fácilmente licuable, que se utiliza para servir de medio transmisor de calor entre otros dos en una máquina térmica, y concretamente en aparatos de refrigeración. Los principales usos son los refrigeradores y los acondicionadores de aire.

El principio de funcionamiento de algunos sistemas de refrigeración se basa en un ciclo de refrigeración por compresión, que tiene algunas similitudes con el ciclo de Carnot y utiliza refrigerantes como fluido de trabajo.

1.7.1. Características de los refrigerantes.

- Punto de congelación. Debe de ser inferior a cualquier temperatura que existe en el sistema, para evitar congelaciones en el evaporador.
- Calor específico. Debe de ser lo más alto posible para que una pequeña cantidad de líquido absorba una gran cantidad de calor.
- Volumen específico. El volumen específico debe de ser lo más bajo posible para evitar grandes tamaños en las líneas de aspiración y compresión.
- Densidad. Deben de ser elevadas para usar líneas de líquidos pequeñas.
- La temperatura de condensación, a la presión máxima de trabajo debe ser la menor posible.
- La temperatura de ebullición, relativamente baja a presiones cercanas a la atmosférica.
- Punto crítico lo más elevado posible.
- No deben ser líquidos inflamables, corrosivos ni tóxicos.
- Dado que deben interaccionar con el lubricante del compresor, deben ser miscibles en fase líquida, y no nocivos con el aceite.
- Los refrigerantes, se aprovechan en muchos sistemas para refrigerar también el motor del compresor, normalmente un motor eléctrico, por lo que deben ser buenos dieléctricos, es decir, tener una baja conductividad eléctrica.

1.7.2. Tipos.

Por su composición química:

- Los inorgánicos, como el agua o el NH₃: Amoníaco.
- Los de origen orgánico (hidrocarburos y derivados).
- Los CFC's, Clorofluorocarbonos, perjudiciales para la capa de ozono.
- Los HCFC's. Hidroclorofluorocarbonados.
- Los HFC's. Hidrofluorocarbonados.
- Los HC: Hidrocarburos (alcanos y alquenos).
- Las mezclas, azeotrópicas o no azeotrópicas.

Por su grado de seguridad:

- GRUPO 1: no son combustibles ni tóxicos.
- GRUPO 2: tóxicos, corrosivos o explosivos a concentraciones mayores de 3,5% en volumen mezclados con el aire.
- GRUPO 3: tóxicos, corrosivos o explosivos a concentraciones menores o iguales a 3,5% en volumen.

Por sus presiones de trabajo:

- Baja.
- Media.
- Alta.
- Muy alta.

Por su función:

- Primario: si es el agente trasmisor en el sistema frigorífico, y por lo tanto realiza un intercambio térmico principalmente en forma de calor latente.
- Secundario: realiza un papel de intercambio térmico intermedio entre el refrigerante primario y el medio exterior. Realiza el intercambio principalmente en forma de calor sensible.

1.8. AMONIACO.

El amoníaco ha estado en el liderazgo de los avances de la tecnología en refrigeración, siendo parte esencial del procesamiento, almacenamiento y logística de distribución de los alimentos.

Clasificado por ASHRAE con R-717, dentro del grupo de refrigerantes naturales, no destruye la capa de ozono y no contribuye al efecto invernadero asociado al calentamiento global, de hecho el amoníaco, es un compuesto encontrado en la naturaleza comúnmente y es esencial en el ciclo del nitrógeno de la tierra y a su liberación a la atmósfera es inmediatamente reciclado.

Esto lo hace consistente con los acuerdos internacionales respecto a la reducción del calentamiento global y destrucción de la capa de ozono.

Directamente los sistemas de refrigeración contribuyen al calentamiento global, a través del efecto invernadero causado por las fugas de gases refrigerantes. Indirectamente contribuyen al calentamiento global por la producción de emisiones de

dióxido de carbono como resultado de la conversión de combustibles fósiles en la energía requerida para operar los sistemas de refrigeración.

El “impacto total equivalente de calentamiento” o TEWI, es definido como la suma de estas contribuciones directas e indirectas. El valor TEWI del amoníaco es muy bajo, ya que por sí mismo no contribuye al calentamiento global. Debido a sus características termodinámicas favorables, los sistemas de refrigeración con amoníaco emplean menos energía que los otros refrigerantes comunes (9).

1.9. CICLO DE CARNOT.

Las máquinas térmicas son dispositivos cíclicos en los cuales el fluido de trabajo regresa a su estado inicial al término del ciclo.

La eficiencia de una máquina térmica depende de cómo se realicen los procesos involucrados en el ciclo, dicha eficiencia puede incrementarse usando procesos que requieren la mínima cantidad de trabajo y entregan la máxima. En otras palabras, se requieren de procesos reversibles.

De lo anterior se deduce que los ciclos más eficientes son los reversibles, aunque en la realidad éstos no pueden alcanzarse debido a que las irreversibilidades asociadas a cada proceso no pueden ser eliminadas, dichos ciclos sirven como modelos para comparar las máquinas térmicas actuales. Uno de los ciclos más conocidos es el ciclo de Carnot, propuesto en 1824.

Este ciclo consta de 4 procesos: dos isotérmicos y dos adiabáticos. Éstos deben realizarse en un sistema cerrado de flujo constante. Se toma como referencia un sistema cilindro-pistón (8).

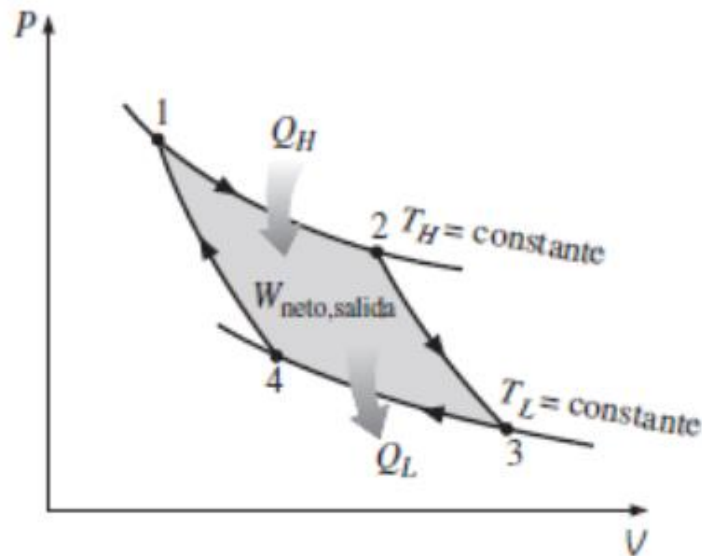


Figura 3. Diagrama Presión-Volumen específico (8).

A continuación, se mencionan los 4 procesos

- Proceso 1-2: Expansión isotérmica reversible
- Proceso 2-3: Expansión adiabática reversible
- Proceso 3-4: Compresión isotérmica reversible
- Proceso 4-1: Compresión adiabática reversible

En el diagrama P-V que se muestra en la figura 3 se observa entonces que para este caso el área bajo la curva 1-2-3 es el trabajo que realiza el gas durante la parte de expansión del ciclo, y el área bajo la curva 3-4-1 es el trabajo realizado sobre el gas durante la parte de compresión del ciclo. El área que encierra la trayectoria del ciclo (área 1-2-3-4-1) es la diferencia entre estas dos y representa el trabajo neto hecho durante el ciclo.

1.10. CICLO DE CARNOT INVERSO.

El ciclo de la máquina térmica de Carnot recién descrito es totalmente reversible, por lo tanto todos los procesos que abarca se pueden invertir, en cuyo caso se convierte en el ciclo de refrigeración de Carnot. Esta vez, el ciclo es exactamente el mismo excepto que las direcciones de las interacciones de calor y trabajo están invertidas: el calor en la cantidad Q_L se absorbe de un depósito a baja temperatura, el calor en la cantidad Q_H se

rechaza hacia un depósito a alta temperatura, y se requiere una cantidad de trabajo $W_{\text{neto,entrada}}$ para completar todo esto. El diagrama P-V del ciclo de Carnot invertido es el mismo que corresponde al ciclo de Carnot, excepto que se invierten las direcciones de los procesos.

1.11. CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

A continuación, se presentan los ciclos de refrigeración por compresión de vapor ideal y real.

1.11.1. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor ideal.

Es el ciclo más usado para sistemas de refrigeración, aire acondicionado y bombas de calor. Lo conforman cuatro procesos, los cuales se muestran en la figura 4:

- Proceso 1-2: Compresión isentrópica:

En este ciclo, el refrigerante ingresa al compresor como vapor saturado y es comprimido isentrópicamente hasta la presión de condensación. Durante el proceso de compresión, la temperatura del refrigerante aumenta por encima de la temperatura del medio.

- Proceso 2-3: Eliminación de calor a presión constante:

El refrigerante entra al condensador como vapor sobrecalentado y sale de éste como líquido saturado. La temperatura del refrigerante a la salida del condensador sigue por encima de la temperatura del medio.

- Proceso 3-4: Expansión isentrópica:

El refrigerante como líquido saturado es estrangulado hasta la presión de evaporación mediante el uso de una válvula de expansión o un tubo capilar. La temperatura del refrigerante cae por debajo de la temperatura del espacio refrigerado.

- Proceso 4-1: Absorción de calor a presión constante:

El refrigerante entra al evaporador como una mezcla líquido-vapor y se evapora en su totalidad mediante la absorción de calor del espacio refrigerado. Luego, sale del evaporador e ingresa nuevamente al compresor como vapor saturado, completándose así el ciclo.

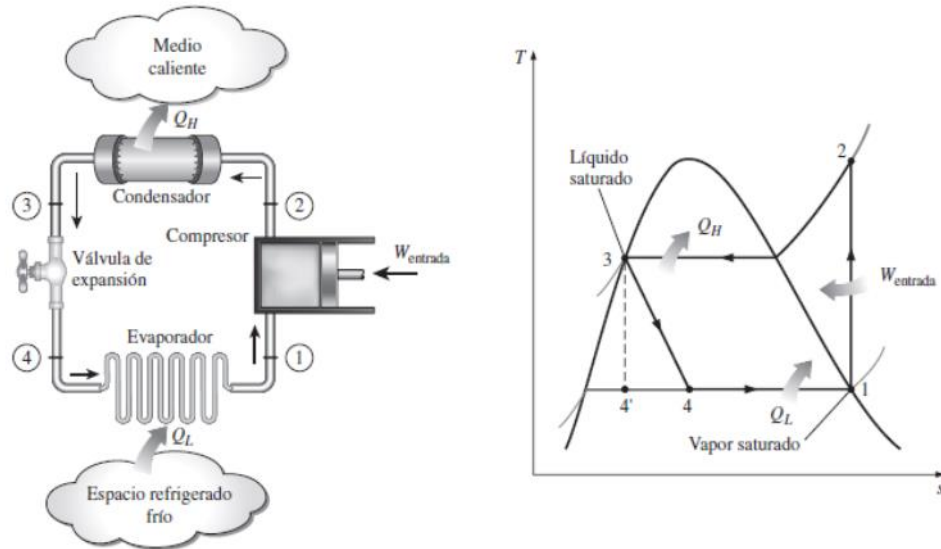


Figura 4. Esquema y diagrama T-s para el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor (8).

1.11.2. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor real.

La diferencia con el ciclo ideal es que en el real, figura 5, ocurren irreversibilidades en los componentes como, por ejemplo: fricción (caídas de presión) y transferencia de calor desde o hacia el medio, lo que incrementa la entropía. Además, en el ciclo real no es posible controlar los estados del ciclo. Es más sencillo llevar al sobrecalentamiento al refrigerante, tal que éste pueda ingresar al compresor totalmente evaporado.

El refrigerante al salir del condensador, idealmente saldría como un líquido saturado, pero, debido a las irreversibilidades, éste sale como un líquido subenfriado antes de entrar al dispositivo de estrangulamiento.

El refrigerante al salir del evaporador, idealmente saldría como un vapor saturado, pero, debido a las irreversibilidades, éste sale como un vapor sobrecalentado antes de entrar al compresor.

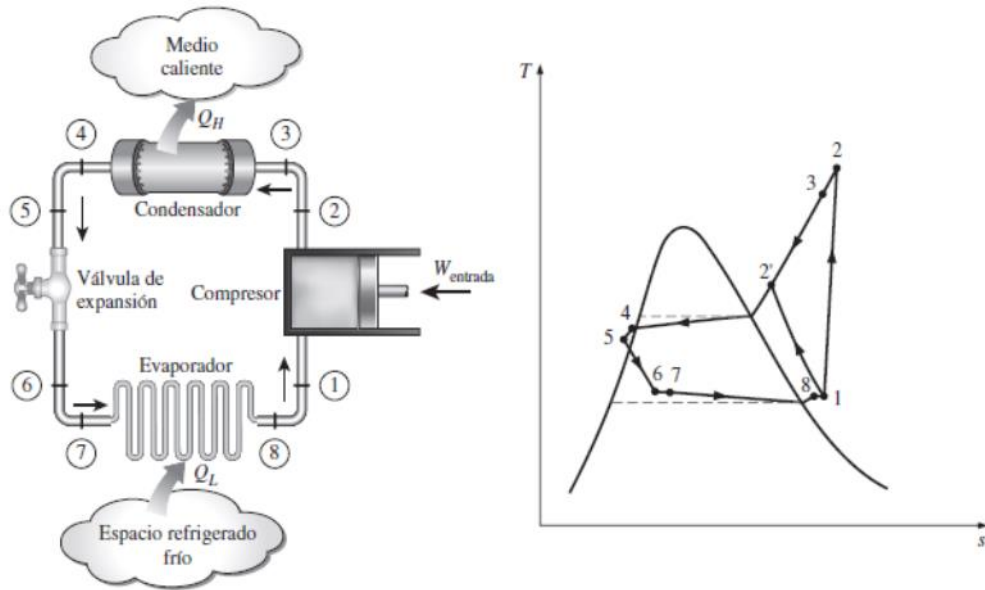


Figura 5. Esquema y diagrama T-s para el ciclo real de refrigeración por compresión de vapor.

1.12. CICLO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN.

Otra forma de refrigeración que tiene un atractivo económico cuando se tiene una fuente de energía térmica barata a una temperatura de 100 a 200 °C, es la refrigeración por absorción. Algunos ejemplos de fuentes de energía térmica barata incluyen la energía geotérmica, la solar, el calor residual de centrales de cogeneración o de vapor de proceso, e incluso el gas natural cuando está disponible a un precio relativamente bajo.

Como su nombre lo indica, los sistemas de refrigeración por absorción implican la absorción de un refrigerante por un medio de transporte. El sistema de refrigeración por absorción más utilizado es el sistema de amoníaco-agua, donde el amoníaco (NH_3) sirve como el refrigerante y el agua (H_2O) es el medio de transporte. Otros sistemas de refrigeración por absorción son los de agua-bromuro de litio y el de agua-cloruro de litio, en los que el agua sirve como refrigerante.

Los últimos dos sistemas están limitados a aplicaciones como el acondicionamiento de aire, en las que la temperatura mínima queda por arriba del punto de congelación del agua.

Para comprender los principios básicos que implica la refrigeración por absorción, se examina el sistema $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ que se muestra en la figura 6. La máquina de refrigeración de amoníaco-agua fue patentada por el francés Ferdinand Carré en 1859. En unos

cuantos años, las máquinas basadas en este principio se empezaron a construir en Estados Unidos, principalmente para fabricar hielo y almacenar alimentos.

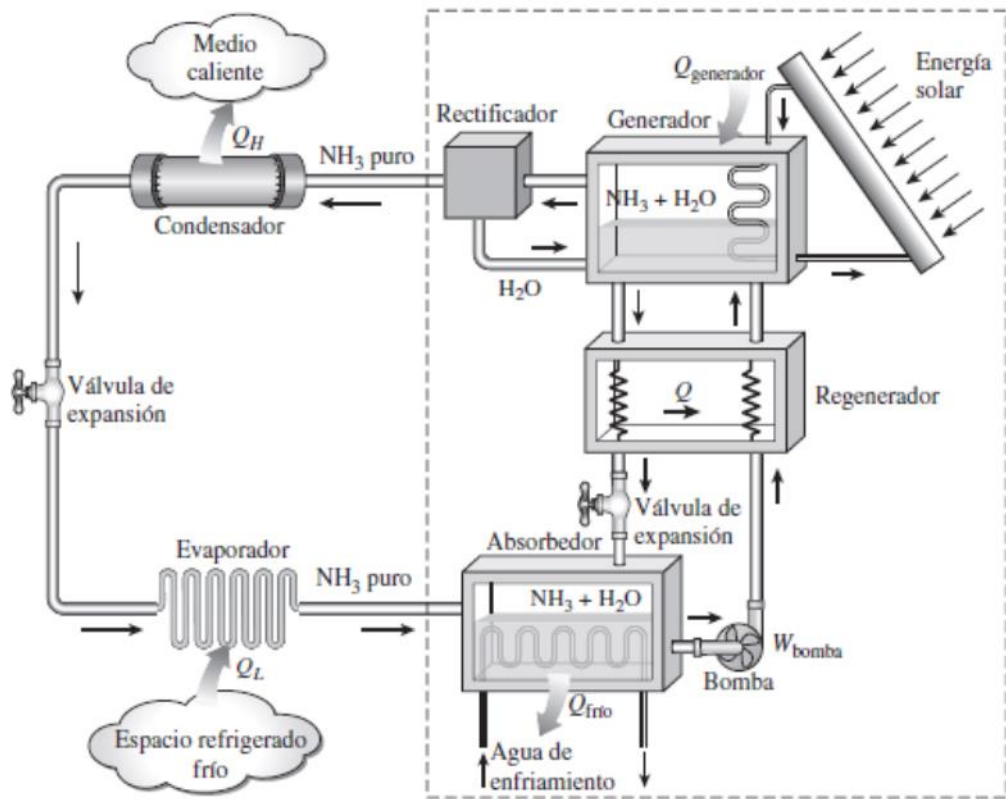


Figura 6. Ciclo refrigeración por absorción amoníaco-agua (8).

Se puede observar inmediatamente de la figura 6 que este sistema es muy similar al sistema por compresión de vapor, excepto que el compresor se ha sustituido por un complicado mecanismo de absorción compuesto por un absorbedor, una bomba, un generador, un regenerador, una válvula y un rectificador. Una vez que la presión del NH_3 es elevada por los componentes presentados en la figura 6 dentro del rectángulo punteado (esto es lo único que tienen que hacer), el amoníaco se enfría y se condensa en el condensador, liberando calor hacia los alrededores; se estrangula hasta la presión del evaporador y absorbe calor del espacio refrigerado cuando fluye a través del evaporador. Así que no hay nada nuevo. A continuación se indica lo que sucede dentro del rectángulo punteado:

El vapor de amoníaco sale del evaporador y entra al absorbedor, donde se disuelve y tiene una reacción química con el agua para formar $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$. Ésta es una reacción

exotérmica; por ello el calor se libera durante este proceso. La cantidad de NH_3 que puede disolverse en H_2O es inversamente proporcional a la temperatura. Por consiguiente, es necesario enfriar el absorbedor para mantener su temperatura lo más baja posible y, por ende, para maximizar la cantidad de NH_3 disuelto en el agua. La solución líquida $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, que es rica en NH_3 , se bombea luego al generador. El calor se transfiere a la solución de una fuente para evaporar una parte de la solución. El vapor que es rico en NH_3 pasa por un rectificador, que separa el agua y la regresa al generador. El vapor de NH_3 puro de alta presión continúa luego su trayecto por el resto del ciclo. La solución caliente $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, pobre en NH_3 , pasa después por un regenerador, donde transfiere una parte de su calor a la solución enriquecida que sale de la bomba, y se estrangula hasta la presión del absorbedor.

Comparados con los sistemas por compresión de vapor, los sistemas de refrigeración por absorción presentan una ventaja importante: se comprime un líquido en vez de un vapor. El trabajo del flujo estacionario es proporcional al volumen específico, por lo que la entrada de trabajo en los sistemas de refrigeración por absorción es muy pequeña (del orden de 1 por ciento del calor suministrado al generador) y se desprecia a menudo en el análisis del ciclo. La operación de estos sistemas se basa en la transferencia de calor de una fuente externa. Por consiguiente, los sistemas de refrigeración por absorción son clasificados a menudo como sistemas accionados por calor.

Los sistemas de refrigeración por absorción son mucho más costosos que los sistemas de refrigeración por compresión de vapor. Son más complejos y ocupan más espacio, son mucho menos eficientes, por lo tanto requieren torres de enfriamiento mucho más grandes para liberar el calor residual, y son más difíciles en mantenimiento dado que son poco comunes. Así, los sistemas de refrigeración por absorción deberían considerarse sólo cuando el costo unitario de la energía térmica sea bajo y se proyecte permanecer bajo en comparación con la electricidad. Los sistemas de refrigeración por absorción se utilizan principalmente en grandes instalaciones comerciales e industriales.

El COP de sistemas de refrigeración por absorción reales por lo común es menor que 1 y se define como:

$$\text{COP}_{\text{absorción}} = Q_L / (Q_{\text{generador}} + W_{\text{Bomba, entrada}}) \quad (\text{Ecuación 3.2})$$

1.13. OPERACIÓN DE CONCENTRADO DE FRUTAS.

La producción industrial de jugos de frutas y hortalizas, ha experimentado a nivel mundial un crecimiento sostenido en los últimos años; debido a los considerables beneficios económicos que reporta su comercialización. Prácticamente se pueden elaborar zumos, pulpas y concentrados de cualquier fruta; sin embargo, los de mayor demanda son los de frutas cítricas como la naranja. También los zumos de frutas tropicales y vegetales, como los de tomate, piña, papaya, mango, entre otros.

La evaporación es una operación que se emplea frecuentemente para eliminar el agua contenida en los jugos, con la finalidad de obtenerlos más concentrados, hasta alcanzar el nivel de sólidos solubles deseado. La eliminación del agua proporciona una estabilidad microbiológica al producto y permite reducir los costos de almacenamiento y transporte, además de prolongar su tiempo de vida útil. Presenta varias limitaciones asociadas con el deterioro de las características sensoriales como son el color, olor, sabor y las de valor nutricional, como las vitaminas y otros fitoquímicos por efecto del calor (10).

1.14. OBJETIVO DE LA EVAPORACIÓN.

El objetivo de la evaporación es la eliminación del solvente en forma de vapor de una solución. Para la gran mayoría de sistemas de evaporación el solvente es agua y el calor es suministrado por condensación de vapor.

Por consiguiente, el vapor no es el producto deseado y podría o no ser recuperado en función de su valor energético.

Por lo tanto, normalmente la evaporación se logra evaporando una porción del solvente produciendo una solución concentrada (11).

1.15. EVAPORADORES.

Los evaporadores industriales constan de (Figura 7):

Un intercambiador de calor, para aportar a la disolución el calor sensible necesario para alcanzar la temperatura de ebullición y el calor latente de vaporización. La superficie de intercambio puede ser plana (intercambiador de placas) o tubular. Esta última es la más habitual, siendo la configuración más utilizada la de varios tubos y una carcasa, llamada calandria. Por el exterior de los tubos circula el fluido calefactor

(generalmente vapor saturado o sobrecalentado o gases de combustión de otras operaciones unitarias) y por el interior de los tubos circula el alimento a concentrar. El vapor al condensarse cede calor latente de cambio de estado y condensa, recogién­dose en estado líquido a través de una válvula situada en la parte inferior de la calandria (corriente de condensado).

Un separador de corrientes, donde el vapor de disolvente generado se separa de la fase líquida.

Una bomba de vacío, que ejerce una baja presión en el separador de corrientes. De esta forma, la temperatura de ebullición del disolvente contenido en la disolución dependerá del nivel de presión ejercida. Así, se distinguen evaporadores abiertos, que trabajan a presión atmosférica o evaporadores cerrados que trabajan a presiones subatmosféricas. Para alimentos son recomendables estos últimos, ya que se somete al alimento a menores temperaturas y, por tanto, se preservan las características organolépticas del producto final.

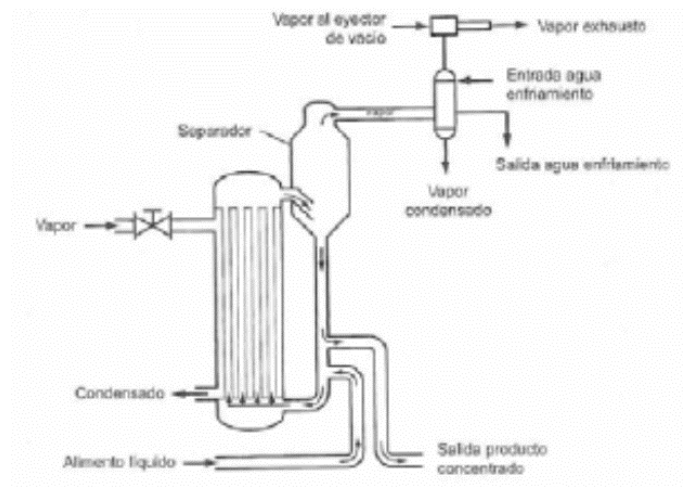


Figura 7. Esquema de un evaporador (11).

1.15.1. Tipos de evaporadores.

En la industria alimentaria se utilizan diferentes tipos de evaporadores. A continuación se describen los más utilizados (12).

- Evaporador discontinuo

Es un evaporador muy simple y quizás el más antiguo de los utilizados en la industria alimentaria (Figura 8). El alimento se calienta en un recipiente esférico rodeado de una

camisa calefactora con vapor de agua. El recipiente puede conectarse a un sistema de vacío o abrirse directamente a la atmósfera.

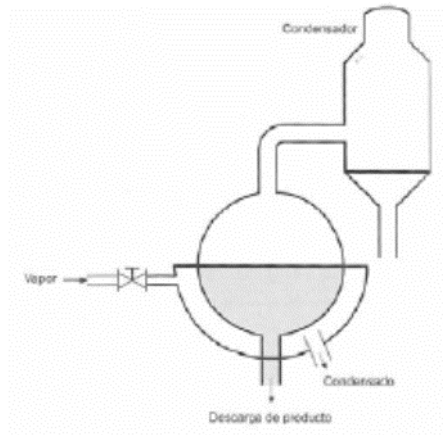


Figura 8. Evaporador discontinuo (11).

La velocidad de transmisión de calor es baja, por lo que el tiempo de residencia del alimento en el evaporador puede ser largo. Este hecho, junto con la discontinuidad en la alimentación hace que este tipo de evaporadores no sean muy utilizados a nivel industrial, siendo más útiles a escala laboratorio.

- Evaporador de circulación natural

El alimento se calienta en la base y asciende por los tubos. El vapor de disolvente generado facilita la ascensión de la disolución (Figura 9). Esta circulación natural sólo se consigue si los tubos no son excesivamente largos (1 o 2 metros de longitud).

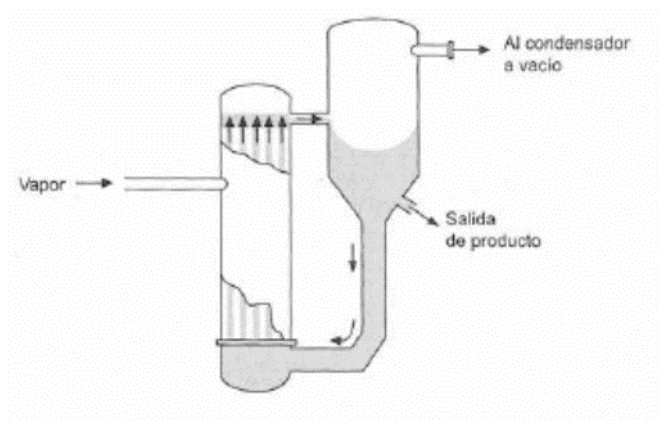


Figura 9. Evaporador de circulación natural (11).

- Evaporador de película ascendente

Para alimentos líquidos de baja viscosidad pueden utilizarse evaporadores de película ascendente (Figura 10). Están constituidos por tubos largos (entre 10 y 15 metros de longitud) por cuyo interior asciende el alimento arrastrado por el vapor de disolvente generado. Esta ascensión sólo se consigue si el alimento circula en forma de película sobre la pared de los tubos, siendo necesaria una diferencia de temperatura entre el producto y el vapor de calefacción de al menos 14°C.

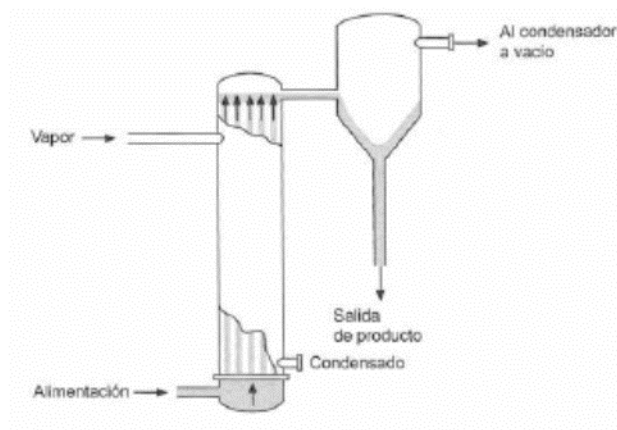


Figura 10. Evaporador de película ascendente (11).

- Evaporador de película descendente

En estos evaporadores, el alimento desciende por gravedad por los tubos en forma de fina película (Figura 11).

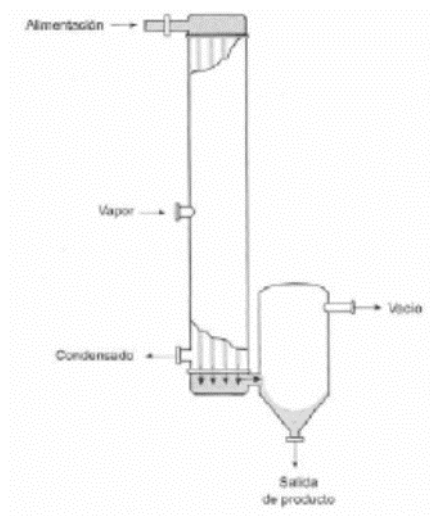


Figura 11. Evaporador de película descendente (11).

- Evaporador de película ascendente/descendente

La calandria está dividida longitudinalmente en dos secciones. Primeramente, la disolución asciende por los tubos de forma similar a un evaporador de circulación ascendente. Cuando la disolución está más concentrada y no es posible la circulación ascendente, pasa a la segunda parte de la calandria donde desciende por gravedad (Figura 12).

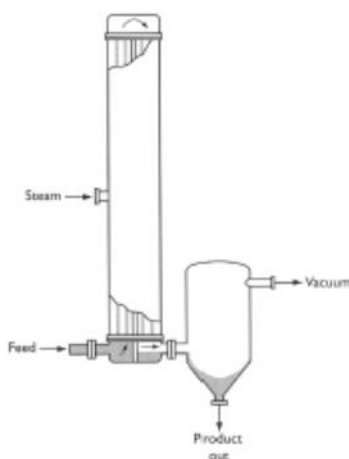


Figura 12. Evaporador de película ascendente y descendente (11).

- Evaporador de circulación forzada

Estos evaporadores se utilizan cuando la disolución a concentrar tiene alta viscosidad, lo que impide una circulación natural.

En estos equipos, la presión en la calandria es superior a la del separador de corrientes, lo que se consigue con una columna de líquido a la salida de la calandria. En estas condiciones, la disolución en la calandria solo se calienta, sin evaporarse el disolvente. Al llegar el líquido al separador de corrientes y bajar la presión, el disolvente sufre una evaporación flash y, por tanto, un enfriamiento (Figura 13).

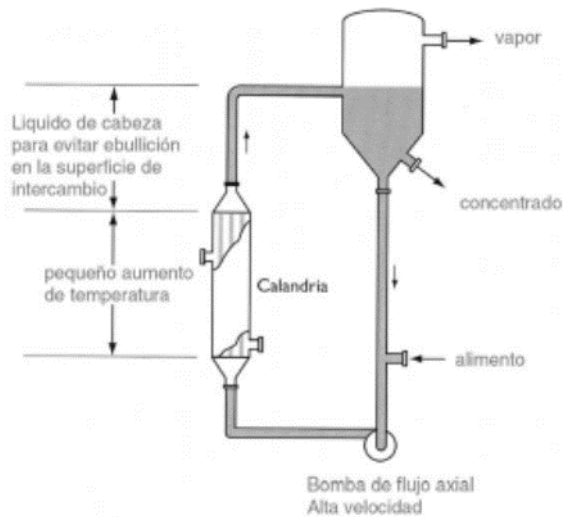


Figura 13. Evaporador de circulación forzada (11).

- Evaporador de película agitada

Es un tipo de evaporador de película descendente donde la disolución circula por un solo tubo que contiene un agitador interno. A medida que el líquido desciende aumenta la turbulencia por efecto de las aspas, lo que aumenta el coeficiente global de transmisión de calor e impide, al mismo tiempo, la deposición de partículas sobre la pared del tubo (Figura 14).

Este tipo de evaporadores es muy útil cuando se trabaja con disoluciones muy viscosas.

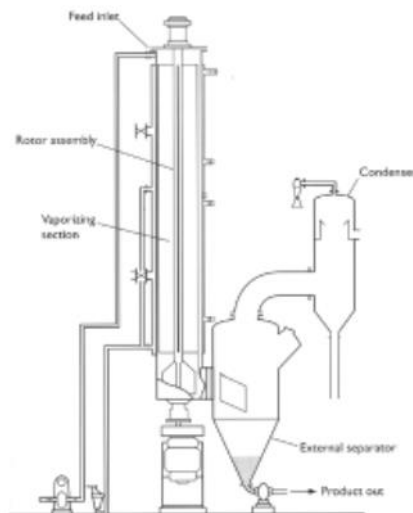


Figura 14. Evaporador de película agitada (11).

1.15.2. Opciones de alimentación.

Los evaporadores se clasifican por el número de efectos (N) en los que estos se conectan para operar. Depende de la demanda de cada problema se hará uso de un número diferente de ellos. A continuación vamos a ver las diferentes maneras en la que los evaporadores pueden conectarse.

- Evaporador de efecto simple:

Los evaporadores de efecto simple (figura 15) se usan con frecuencia cuando la capacidad necesaria de operación es relativamente pequeña o el costo del vapor es relativamente barato comparado con el costo del evaporador.

La alimentación entra a una temperatura T_F y en la sección de intercambio de calor entra vapor saturado a temperatura T_S . El vapor condensado sale en forma de pequeños chorros. Puesto que se supone que la solución del evaporador está completamente mezclada, el producto concentrado y la solución del evaporador tienen la misma composición y temperatura T_1 , que corresponde al punto de ebullición de la solución. La temperatura del vapor también es T_1 , pues está en equilibrio con la solución de ebullición. La presión es P_1 , que es la presión de vapor a T_1 (13).

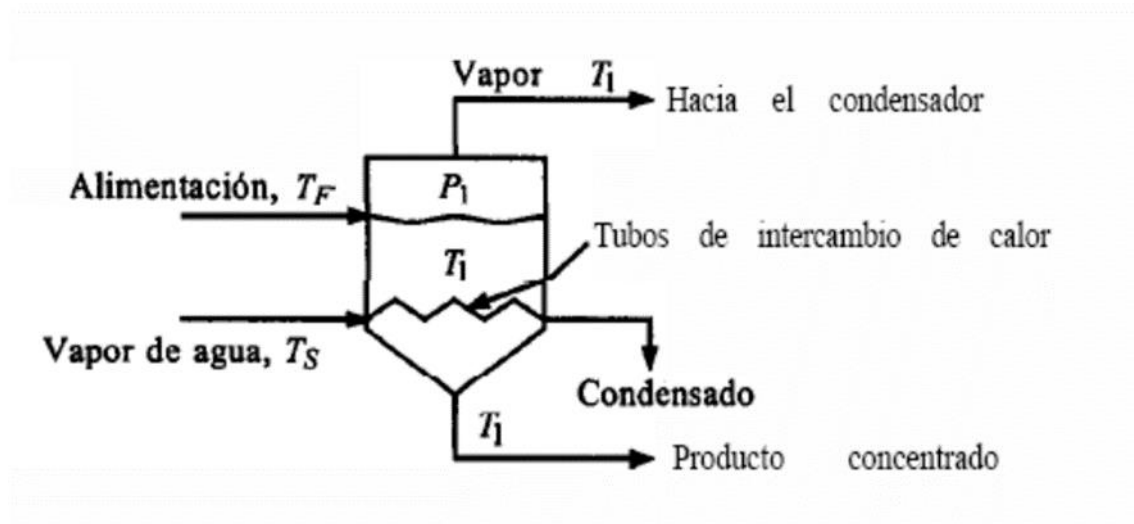


Figura 15. Evaporador de simple efecto (11).

- Evaporador múltiple efecto:

Un múltiple efecto consta de un conjunto de evaporadores. El primer efecto es el primer evaporador y así sucesivamente. El primer efecto es el que recibe el vapor vivo procedente de un generador de vapor.

Durante el funcionamiento, el vapor procedente de la evaporación del primer efecto se utiliza como vapor calefactor en el segundo efecto y el producido en este como vapor calefactor del tercero y así sucesivamente. Es evidente que para su funcionamiento es necesario que el vapor calefactor en cada efecto condense a una temperatura superior a la de ebullición en este efecto, lo que exige que haya entre los diferentes efectos una diferencia de presión suficiente para que se produzca la ebullición

- Métodos de alimentación en los múltiples efectos

Los sistemas de alimentación reciben nombres diferentes según como circule el líquido a concentrar:

- Alimentación directa (figura 16):

El alimento entra en el primer efecto y sigue el mismo sentido de circulación que el vapor saliendo el producto en el último efecto. El líquido circula en el sentido de presiones decrecientes y no es necesario aplicar energía auxiliar para que el líquido pase de un efecto al otro. Solo hacen falta dos bombas, una para introducir el líquido en el primer efecto y otra para extraer el producto en el último efecto.

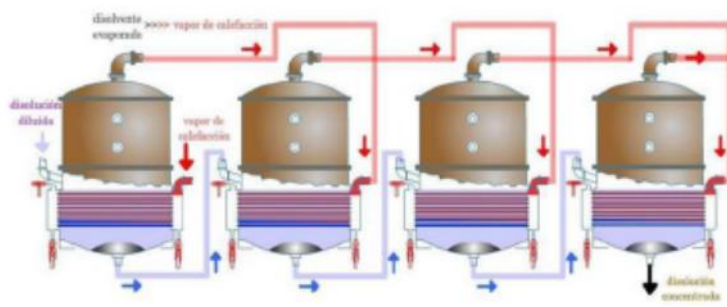


Figura 16. Evaporadores con efecto múltiple con evaporación directa (12).

- Alimentación a contracorriente (figura 17):

El líquido a evaporar entra en el último efecto y sale concentrado por el primero. El líquido a concentrar y el vapor calefactor circulan en sentido contrario. Aquí el líquido circula en sentido de presiones crecientes y eso requiere el uso de bombas en cada

efecto para bombear la disolución concentrada de un efecto hacia el siguiente. Eso supone una complicación mecánica considerable que se suma al hecho de hacer trabajar las bombas a presiones inferiores a la atmosférica. Así, si no hay otras razones, se prefiere el sistema de alimentación directa.

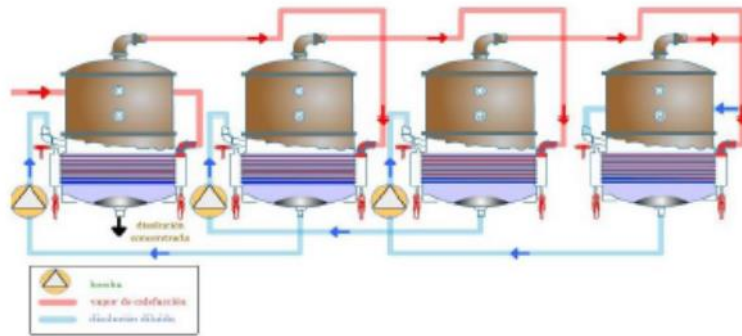


Figura 17. Evaporadores con efecto múltiple en contracorriente (12).

- Alimentación mixta (figura 18):

Cuando en una parte del sistema la alimentación es directa y en la otra parte es a contracorriente. Este sistema es útil si tenemos disoluciones muy viscosas. Si utilizamos la corriente directa pura, nos encontramos que el último efecto, donde hay menos temperaturas la viscosidad de la disolución concentrada aumenta, lo que hace disminuir sensiblemente el coeficiente global, U , en este efecto. Para contrarrestar eso, se utiliza la alimentación a contracorriente o la mixta. La disolución diluida entra en el segundo efecto y sigue el sentido de la alimentación directa, pasando después del último efecto al primero, para completar la evaporación a temperatura elevada.

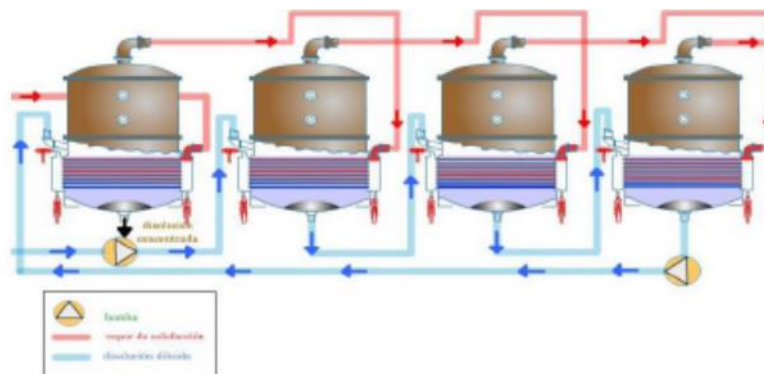


Figura 18. Evaporador de efecto múltiple con alimentación mixta (12).

- Alimentación en paralelo (figura 19):

Cuando el alimento entra simultáneamente a todos los efectos y el líquido concentrado se une en una sola corriente. Sistema utilizado en la concentración de disoluciones de sal común, donde los cristales depositados hacen que resulte difícil la disposición de la alimentación directa (12).

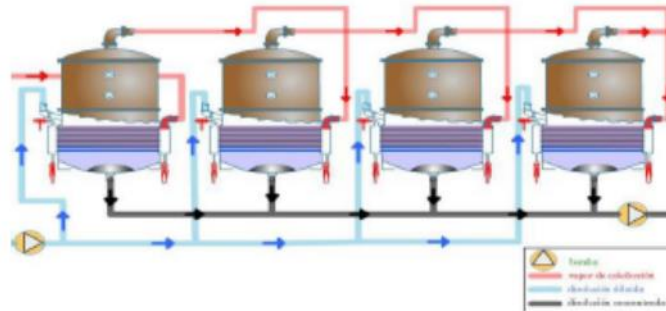


Figura 19. Evaporadores de efecto múltiple con alimentación en paralelo (12).

1.16. BIOMASA.

La biomasa es el conjunto de la materia orgánica, de origen vegetal o animal, y los materiales que proceden de su transformación natural o artificial. La Directiva 2009/28/CE relativa al fomento del uso de la energía procedente de fuentes renovables, define la biomasa como “la fracción biodegradable de los productos, desechos y residuos de origen biológico procedentes de actividades agrarias (incluidas las sustancias de origen vegetal y de origen animal), de la silvicultura y de las industrias conexas, incluidas la pesca y la acuicultura, así como la fracción biodegradable de los residuos industriales y municipales”. Es decir, la biomasa es un concepto muy amplio que incluye desde los residuos procedentes de las actividades forestales, agrícolas y ganaderas hasta la fracción orgánica de los residuos domésticos e industriales, pasando por los subproductos de las industrias agroalimentarias y de transformación de la madera. Por sus particulares características, y por su diferente tratamiento normativo, los residuos domésticos e industriales se tratan de forma separada en el apartado de residuos.

Los principales combustibles obtenidos a partir de la biomasa son leñas, astillas, pellets, huesos de aceituna y cáscaras de frutos. La leña de madera cortada y troceada, lista para utilizarse en los aparatos domésticos de combustión como estufas o

chimeneas, es el producto menos elaborado de los cinco, y tradicionalmente se han empleado en viviendas unifamiliares. Por lo general, sus dimensiones se encuentran entre los 15 y los 100 cm. Las astillas son el producto resultante de la trituración de la biomasa de origen leñoso, tanto agrícola como forestal, y tienen un tamaño variable en función del grado de trituración al que se hayan visto sometidas. Los pellets son el producto más elaborado, y son pequeños cilindros de 6 a 12 mm de diámetro y de 10 a 30 mm de longitud hechos con serrín, astillas u otros residuos comprimidos que pueden utilizarse como combustibles. Los huesos de aceituna y las cáscaras de frutos, si bien usados en menores cantidades que las leñas, astillas y pellets, también suponen un combustible cada vez más empleado.

Las aplicaciones térmicas de la biomasa se pueden realizar principalmente a través de calderas, estufas o chimeneas. El desarrollo tecnológico en los últimos años de calderas y estufas hace que se puedan encontrar en el mercado equipos con un alto grado de automatización (por ejemplo, para la alimentación del combustible o la retirada de las cenizas) y unos niveles de emisiones muy inferiores a los equipos existentes hace unos años.

Por último, conviene recordar que la movilización de biomasa no supone únicamente la obtención de un combustible renovable, neutro en cuanto a emisiones de CO₂ y competitivo en precio con los combustibles fósiles que se importan desde fuera de España, sino que también juega un papel fundamental en la mejora de la gestión de los montes y en el desarrollo socio-económico de las áreas rurales españolas (15).

1.17. APROVECHAMIENTO DE RESTOS DE PODA.

Entendemos la poda como la eliminación o acortamiento de algunas partes de las plantas para facilitar la formación, iluminación y aireación de la copa, mejorar la producción y calidad de los frutos. Existen distintos tipos de podas, las cuales se clasifican según los objetivos que se persigan: poda de formación, poda de fructificación, poda de regeneración:

- Podas de formación: Se hace durante los primeros años de la plantación y sus objetivos son obtener una estructura de ramas principales fuertes y bien distribuidas, y

situar la copa a cierta altura del suelo. Según la especie, requerirá más poda de formación o menos.

- Poda de fructificación o producción: Tiene la finalidad de lograr una mejor distribución nutricional entre las ramas, mejorar iluminación o también para intensificar la producción y la calidad. Esta poda consiste en eliminar elementos indeseables como ramas secas, tocones, chupones, ramas con riesgo de rotura, ramas que estorben la buena iluminación y acceso, aclarar la copa de ramaje excesivo, etc.

- Poda de regeneración: Es bastante frecuente en algunos cultivos en árboles viejos en los que se detecta una reducción progresiva de la cosecha, como por ejemplo en las palmeras, en los olivos, etc. Consiste en reducir severamente el volumen de la copa de los árboles tras un periodo de cultivo determinado, para producir una renovación de ramaje.

Según el tipo de corte a realizar se distingue la poda por despunte, donde se corta una parte del ramo a partir de una determinada yema, poda por aclareo, donde se eliminan ramos enteros; y, según la época de ejecución: poda en seco (temprana, de invierno, tardía), poda en verde (de primavera, de verano, de otoño). Esta clasificación es válida para todos los cultivos salvando las diferencias morfológicas de cada uno de ellos.

Renovación de plantaciones

Las diversas especies de cultivos leñosos deben ser renovadas con cierta frecuencia. Estas renovaciones son debidas a:

- Ciclo de vida productivo: Después de un número de años determinado las especies leñosas disminuyen su producción y la calidad, por tanto, deben ser renovadas realizando un arranque total de la plantación, incluido las raíces, suponiendo una fuente muy importante de biomasa.

- Cambio de pie: Se realiza para adaptar mejor los cultivos a las características del suelo, realizar una conversión varietal, o por enfermedades del suelo en variedades no tolerantes.

- Arranque por cambio de uso del suelo: La conversión de suelo rústico a urbano provoca el arranque de plantaciones enteras que suponen un residuo molesto que puede ser aprovechado para usos energéticos (16).

IV. METODOLOGÍA.

Como se puede observar en las figuras 20 y 21 la producción y transformación de la fruta desde el campo hasta las puertas de los centros de transformación es lineal, desconectando el sector agrícola del sector agroindustrial, provocando con ello una gran pérdida de recursos ya que los residuos de un sector se podrían convertir en los recursos del otro y viceversa.



Figura 20. Inputs y outputs en la producción agrícola de frutas.

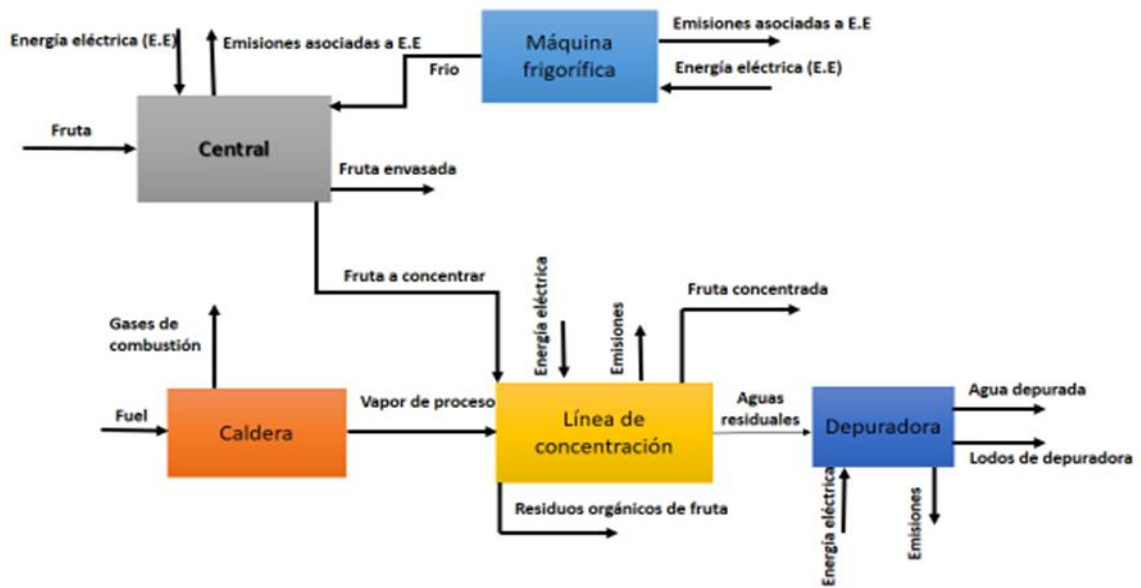


Figura 21. Diagrama de flujo en la manipulación de la fruta.

Como ya se mencionó en los objetivos del proyecto la meta es proponer mejoras en el sector frutícola para mejor aprovechamiento de los recursos disponibles para conseguir una reducción en el consumo energético y emisión de residuos.

Para conseguir dicho objetivo se propone el siguiente diagrama de flujo (Figura 22):

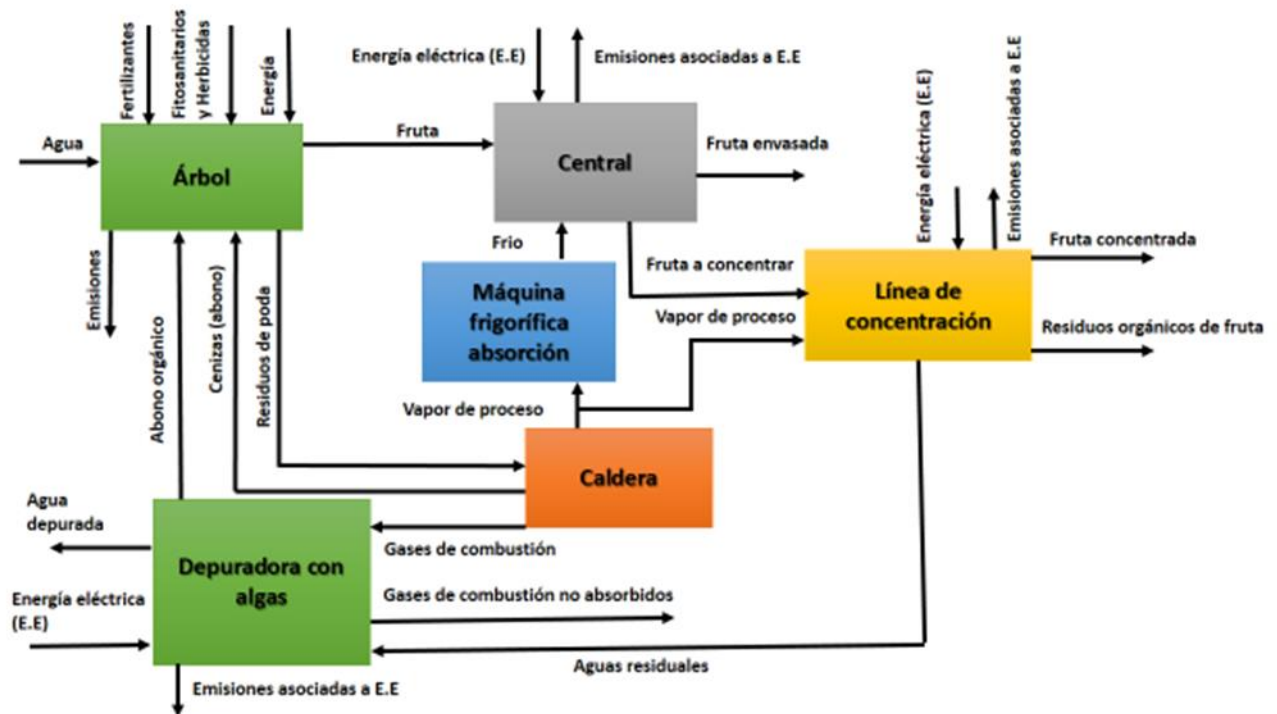


Figura 22. Diagrama de flujo propuesto.

Para realizar la comparación se toma como base de cálculo una explotación ficticia de 1000 hectáreas, con un periodo de recolección de 24 semanas, es decir 168 días que irían desde mediados de Mayo hasta finales de octubre, con una producción por hectárea de 20500 Kg/ha (17), con una distribución como se muestra en la tabla 2 y figura 23, también se estima que el 100 % de la producción se refrigera y que el 20 % se destina a concentrado de frutas.

Tabla 2. Distribución de recolección.

Semana	Tn/Semana	Kg/día
1	393	56111
2	395	56461
3	525	74942
4	697	99558
5	853	121886
6	960	137077
7	1007	143857
8	1012	144527
9	1015	144961
10	1082	154607
11	1075	153634
12	966	138009
13	978	139762
14	1094	156300
15	1177	168080
16	970	138612
17	737	105269
18	801	114455
19	824	117758
20	825	117857
21	816	116611
22	805	115052
23	794	113390
24	777	111010
Total (año)	20579	20578510

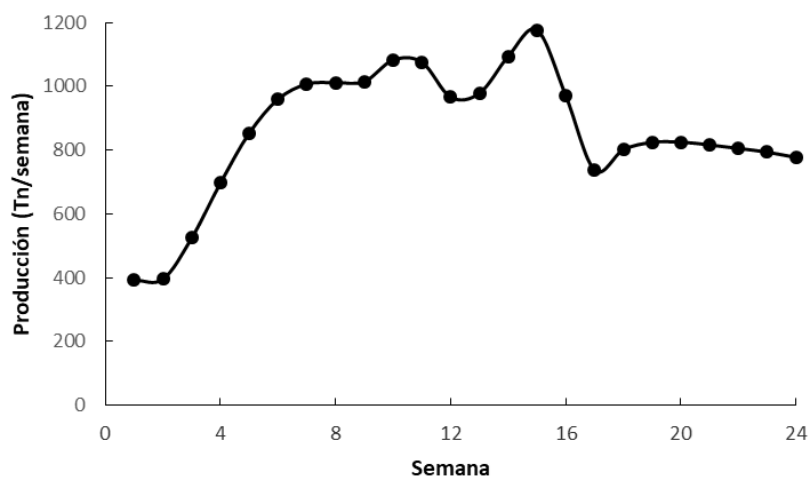


Figura 23. Distribución de recolección.

Una vez que la fruta es recolectada en el campo se transporta a las centrales frutícolas donde se refrigera antes ser manipulada para lo que se debe hacer un análisis de las condiciones de climáticas (18) como se muestra en la tabla 3 y figura 24.

Tabla 3. Condiciones climática en Badajoz (18).

Semana	Temperatura (°C)	Humedad relativa
1	23	0,35
2	24	0,45
3	25	0,4
4	27	0,36
5	29	0,4
6	30	0,45
7	31	0,48
8	32	0,5
9	33	0,52
10	34	0,48
11	35	0,46
12	35	0,5
13	35	0,46
14	34	0,43
15	34	0,4
16	33	0,38
17	32	0,36
18	31	0,4
19	29	0,42
20	28	0,41
21	27	0,5
22	25	0,54
23	23	0,58
24	21	0,62

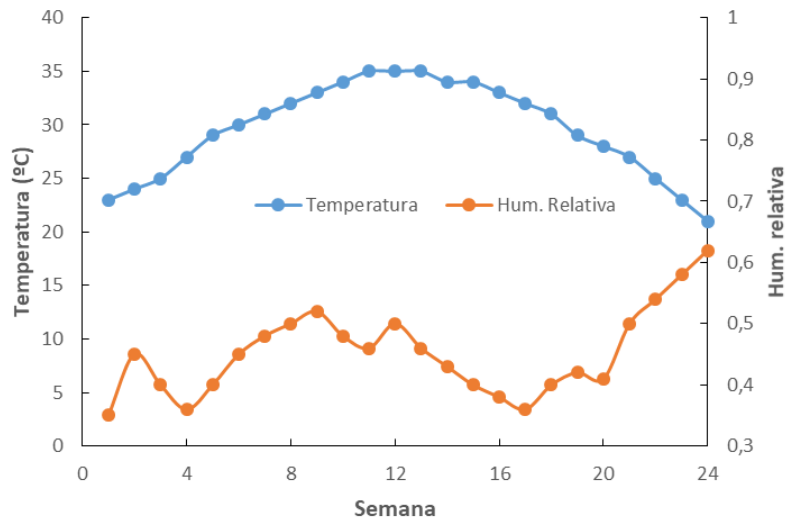


Figura 24. Condiciones climática en Badajoz (18).

Una vez la fruta llega a la central se debe refrigerar lo antes posible, para ello se utilizan cámaras de refrigeración la cual es una instalación industrial en la cual se almacenan carnes o vegetales para su posterior comercialización.

El producto agrícola (frutas y hortalizas) es en su gran mayoría perecedero. Después de la cosecha sigue un proceso llamado comúnmente "respiración" durante el cual los azúcares se combinan con el oxígeno del aire produciendo anhídrido carbónico y agua y despidiendo calor, hasta llegar a la completa maduración del fruto. Al mismo tiempo, los microorganismos que están presentes en los frutos a temperatura ambiente, se alimentan y reproducen a un ritmo exponencial, a medida que se acerca la maduración, destruyendo los tejidos. Se ha demostrado que si se mantiene el producto cosechado a temperatura menor que la del ambiente, se consigue alargar el período de maduración un tiempo que varía desde 3-4 días hasta 6-8 meses, de acuerdo a la especie y a la variedad.

La posibilidad de ofrecer las frutas durante un período más largo tiene una importancia alimenticia y económica muy grande, para ello se almacenan los productos en cuartos frigoríficos a temperatura apropiada que permite ofrecerlo al consumidor mucho tiempo después de la cosecha (19).

Para realizar el cálculo de la cámara de refrigeración se utilizan las siguientes formulas y supuestos:

- La fruta llega en palots con las siguientes medidas y densidad de almacenamiento.

$H_{\text{palot}}=0,55$; altura del palot en metros

$L_{\text{palot}}=1,13$; largo del palot en metros

$A_{\text{palot}}=1,13$; ancho del palots en metros

$\rho_{\text{alm}}=210$; densidad de almacenamiento en Kg/m^3 de melocotón (20).

A continuación se estima un total de 10 palots de altura, 10 a lo ancho de la cámara y 13 a lo largo obteniéndose un total de fruta almacenada de:

$$\text{Fruta almacenada} = 10 \cdot 10 \cdot 13 \cdot 0,55 \cdot 1,13 \cdot 1,13 \cdot 210 = 191726 \text{ Kg}$$

Suficiente ya que como se mostró en la tabla 2 el máximo de producción corresponde a 168080 Kg diarios.

- El volumen de la cámara se calcula con las siguientes formulas:

$$V_{\text{real_cam}} = H_{\text{cam}} \cdot L_{\text{cam}} \cdot A_{\text{cam}} \quad (\text{Ecuación 4.1})$$

$H_{\text{cam}} = 10 \cdot H_{\text{palot}} + \text{Esp}_{\text{techo}}$; Altura de la cámara de refrigeración

$L_{\text{cam}} = 13 \cdot (L_{\text{palot}} + \text{Esp}) + \text{Esp}_{\text{long}}$; largo de la cámara de refrigeración

$A_{\text{cam}} = 10 \cdot (A_{\text{palot}} + \text{Esp}) + \text{Esp}_{\text{ancho}}$; ancho de la cámara de refrigeración

$\text{Esp}_{\text{techo}} = 0,5$; espacio entre el techo y los palots

$\text{Esp}_{\text{long}} = 2 \cdot 0,25$; espacio entre paredes y palots en la pared delantera y trasera

$\text{Esp}_{\text{ancho}} = 2 \cdot 0,2$; espacio entre paredes y palots en las paredes laterales

$\text{Esp} = 0,05$; Espacio entre palots contiguos igual para eje X e Y

Todas las medidas anteriores se hallan en metros. A continuación se muestra una imagen con las medidas de la cámara de refrigeración.

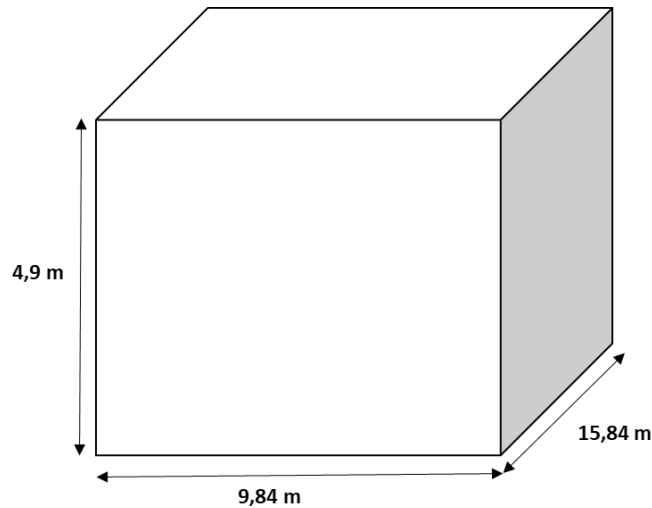


Figura 25. Cámara de refrigeración.

Se selecciona una temperatura interior en la cámara de refrigeración de 0° C y una humedad relativa del 90%.

Para conocer el gasto energético de refrigerar el producto se deben conocer las cargas térmicas involucradas en la refrigeración del producto que son las siguientes:

- I. Cargas térmicas debido a los cerramientos.

La ganancia de calor a través de los cerramientos se calcula de la siguiente forma:

$$Q_{\text{cerramientos}} = (\phi/1000) * (2 * H_{\text{cam}} * A_{\text{cam}} + 2 * H_{\text{cam}} * L_{\text{cam}} + 2 * L_{\text{cam}} * A_{\text{cam}}) \quad (\text{Ecuación 4.2})$$

Donde:

$Q_{\text{cerramientos}}$ = La ganancia de calor a través de los cerramientos (KW)

$\phi = 8 \text{ W/m}^2$; Flujo de calor máximo permitido a través de cerramientos (20).

- I. Cargas térmicas debido al enfriamiento de productos y embalajes.

Cuando un producto entra a un cuarto refrigerado con una temperatura mayor que la del medio, el producto cede calor hasta que se enfría a la temperatura del ambiente.

El calor sensible por encima del punto de congelación se calcula así:

$$Q_{\text{melo}} = P_m * c_{p_{\text{melo}}} * (T_{\text{in}_{\text{melo}}} - T_{\text{cam}}) / (24 * 3600) \quad (\text{Ecuación 4.3})$$

Donde:

Q_{melo} = Necesidad de refrigeración del producto. (KW)

P_m = Cantidad de producto a refrigerar. (Kg/día)

$T_{\text{in}_{\text{melo}}}$ = Temperatura de entrada del producto a la cámara de refrigeración, coincide con la temperatura ambiente ya que es producto recién llegado del campo.

T_{cam} = Temperatura en el interior de la cámara. Se supone que la mayoría de la producción se debe a melocotón por tanto es igual a 0°C (20).

II. La carga térmica debida al contenedor donde se refrigera el producto se calcula de siguiente manera:

$$Q_{palots} = N^{\circ}_{palot} * M_{palot} * cp_{palot} * (T_{in_palot} - T_{cam}) / (24 * 3600) \quad (\text{Ecuación 4.3})$$

Donde:

Q_{palots} = Carga térmica debida al contenedor (KW)

M_{palot} = Masa de los palots = 34 Kg (18)

cp_{palot} = Calor específico de los palots = 1,9 KJ/Kg°C (20)

T_{in_palot} = Temperatura de entrada de los palots, es igual a la temperatura de entrada del producto.

III. Cargas térmicas debidas a las renovaciones de aire. El aire de las cámaras debe renovarse por aire fresco, ya que los productos desprenden etileno, dióxido de carbono y otros, ejerciendo una influencia negativa sobre su conservación, por lo que deben ser eliminados del ambiente interior y renovados por aire fresco del exterior.

$$Q_{reno} = (V_{real_cam} * N^{\circ}_{reno} * (h_{air_ext} - h_{air_int}) / V_{esp}) / (24 * 3600) \quad (\text{Ecuación 4.4})$$

Donde:

Q_{reno} = Cargas térmicas debidas a las renovaciones de aire (KW)

$N^{\circ}_{reno} = 70 / ((V_{real_cam})^{1/2})$; N° renovaciones/día (20)

h_{air_ext} = Entalpia del aire exterior (Kj/Kg)

h_{air_int} = Entalpia del aire en el interior de la cámara (Kj/Kg)

$V_{esp} = (V_{esp_ext} + V_{esp_int}) / 2$ (m³/Kg)

V_{esp_ext} = Volumen específico del aire en el exterior de la cámara frigorífica (m³/Kg)

V_{esp_int} = Volumen específico del aire en el interior de la cámara frigorífica (m³/Kg)

IV. Carga térmica debido a las necesidades del producto. Debido al proceso de respiración de la fruta, esta desprende cierta cantidad de calor que debe ser extraído, garantizándose así una temperatura idónea en el interior de la cámara.

$$Q_{res} = P_m * C_{res} / (1000 * 24 * 3600) \quad (\text{Ecuación 4.5})$$

Donde:

Q_{res} = Calor de respiración (KW)

C_{res} = Calor de respiración de melocotón = 1674 (Kj/Tn/24h) (20)

V. Calor desprendido por los operarios. El personal dedicado a operar e producto desprende una cierta cantidad de calor la cual depende del número, tiempo y tipo de trabajo que esté realizando. La carga correspondiente a este apartado se calcula de la siguiente forma:

$$Q_{ope} = N^{\circ}_{ope} * C_{per} * N^{\circ}_{horas_trabajo} / (24 * 3600) \quad (\text{Ecuación 4.6})$$

Donde:

Q_{ope} = Calor desprendido por los operarios (Kw)

N°_{ope} = N° de operarios = 4

C_{per} = Calor desprendido por persona a 0°C = 270*4,18 (Kj/h) (20)

$N^{\circ}_{horas_trabajo}$ = 8 horas/día

VI. Calor desprendido por las luminarias. El alumbrado en las cámaras suele ser de bajo nivel 5-20 W/m² y únicamente está conectado en las horas de trabajo.

$$Q_{lumi} = S_{techo} * P_{lumi} * N^{\circ}_{horas_trabajo} / (1000 * 24) \quad (\text{Ecuación 4.7})$$

Donde:

Q_{lumi} = Calor desprendido por las luminarias (KW)

S_{techo} = $L_{cam} * A_{cam}$; superficie del techo (m²)

P_{lumi} = Potencia de las luminarias = 20 (W/m²) (20)

VII. Calor desprendido por los ventiladores. En este apartado se estima el calor desprendido de por los ventiladores de los evaporadores de la cámara frigorífica pero como no se saben la potencia de los mismos se estima un valor de 15 Kcal/m³ día y el calor desprendido se calcula de la siguiente forma:

$$Q_{ven} = V_{real_cam} * C_{venti} / (24 * 3600) \quad (\text{Ecuación 4.7})$$

Donde:

Q_{ven} = Carga térmica debido al calor desprendido por los ventiladores (KW)

C_{venti} = Calor desprendido por los ventiladores = 15*4,18 (Kj/m³/día) (20)

VIII. Cargas térmicas debido a pérdidas diversas. En los apartados anteriores se ha pretendido estimar las cargas térmicas más relevantes en el proceso de refrigeración del producto, pero quedan por estimar otras de difícil evaluación como son:

Perdidas de calor por convección-radiación de tuberías aisladas que discurran por el interior de la cámara

Calor aportado en desescarches periódicos.

Cargas debidas a infiltraciones en apertura de puertas.

Cargas debidas a puentes térmicos, etc.

En base a lo anterior se estima que la carga térmica debido a pérdidas es igual al 10% de las cargas calculadas anteriormente:

$$Q_{\text{perdidas_diversas}} = 0,1 * (Q_{\text{cerramientos}} + Q_{\text{melo}} + Q_{\text{palots}} + Q_{\text{res}} + Q_{\text{reno}} + Q_{\text{ope}} + Q_{\text{lumi}} + Q_{\text{ven}})$$

(Ecuación 4.8)

Donde:

$Q_{\text{perdidas_diversas}}$ = Cargas térmicas debido a pérdidas diversas. (KW)

IX. Carga total de calor a extraer. Es la suma de todas las cargas estimadas hasta ahora:

$$Q_{\text{total}} = Q_{\text{cerramientos}} + Q_{\text{melo}} + Q_{\text{palots}} + Q_{\text{res}} + Q_{\text{reno}} + Q_{\text{ope}} + Q_{\text{lumi}} + Q_{\text{ven}} + Q_{\text{perdidas_diversas}}$$

(Ecuación 4.9)

Donde:

Q_{total} = Carga total de calor a extraer. (KW)

Una vez conocido el requerimiento de frío se analizan tanto el sistema de compresión de vapor utilizando como refrigerante el R-134a, como el sistema de refrigeración mediante absorción amoníaco agua donde el refrigerante es el amoníaco.

En el sistema de compresión de vapor es de compresión simple y en él se analiza el gasto energético de ventiladores de evaporadores y condensadores y consumo del compresor.

En el sistema de refrigeración mediante absorción amoníaco-agua se evalúan el consumo de ventiladores de evaporadores, consumo de la bomba de impulsión de la mezcla agua-glicol que hace de fluido calo-portador entre la cámara de refrigeración y el evaporador de la máquina de absorción, el consumo de la bomba de la máquina de

absorción, el consumo de la bomba de impulsión del agua de refrigeración de absorbedor, rectificador y condensador, el consumo de los ventiladores del condensador evaporativo y el consumo de la bomba de retorno del agua condensada que sale del generador para retornarla a la caldera de biomasa.

Para la fruta que se envía a concentrado, suponiendo un evaporador de tres efectos y alimentación en contracorriente, por no tener cualidades idóneas para venta en fresco se evalúa los requerimientos energéticos consumos y emisiones para una caldera de gas natural, modelo estándar, y de una caldera de biomasa alimentada con restos de poda de frutal y arranques, modelo propuesto, que debe alimentar el gasto energético tanto del concentrador como el generador de la máquina de absorción.

Por ultimo una vez analizado los dos modelos se hace una comparativa para evaluar los ahorros producidos con el sistema propuesto, tanto energéticos como monetarios y en emisiones de CO₂. Para finalizar se realiza un análisis económico para comprobar la viabilidad económica del modelo propuesto.

Todos los cálculos se realizan en EES, Engineering Equation Solver, dichos cálculos se exponen en el **Anexo 1**.

V. RESULTADOS

Una vez explicada la metodología seguida se exponen los resultados de los cálculos realizados.

En primer lugar se muestra en la tabla siguiente la producción de fruta y de residuos de poda y arranque por hectárea:

Tabla 4. Producción de fruta y de residuos de poda según edad del árbol.

Año	Producción	Residuos de poda				
	(Kg/ha)	(Kg/ha)	(Kg/Kg fruta)	(Mj/Kg fruta)	(KWh/Kg fruta)	(Kg CO2/Kg fruta)
1	1	0	0,000	0,000	0,000	0,000
2	1000	350	0,350	6,955	1,932	0,631
3	3000	700	0,233	4,636	1,288	0,421
4	6000	1000	0,167	3,312	0,920	0,300
5	12000	1700	0,142	2,815	0,782	0,255
6	25000	1700	0,068	1,351	0,375	0,123
7	25000	1700	0,068	1,351	0,375	0,123
8	25000	1700	0,068	1,351	0,375	0,123
9	25000	1700	0,068	1,351	0,375	0,123
10	25000	1700	0,068	1,351	0,375	0,123
11	25000	1700	0,068	1,351	0,375	0,123
12	25000	1700	0,068	1,351	0,375	0,123
13	25000	1700	0,068	1,351	0,375	0,123
14	25000	1700	0,068	1,351	0,375	0,123
15	25000	35000	1,400	27,818	7,728	2,524
Total media	18224,067	3621,35	0,199	3,948	1,097	0,358

Como se puede observar la producción media de fruta por hectárea es igual a 18224 kg/ha algo inferior al dato obtenido del Mapama (20500 kg/ha) por lo que para los cálculos se toma este último al ser un valor mayor, por tanto al multiplicar el dato de producción por las hectáreas totales se obtiene un valor de 20500 Tn de fruta anuales.

$$\text{Producción anual} = \text{Producción por Hectarea} \cdot \text{N}^{\circ} \text{ de Hectarea} \quad (\text{Ecuación 5.1})$$

La producción anual de restos de poda se obtiene de del mismo modo que la producción de fruta anual, es decir producción media de restos de poda por el número de hectáreas, obteniéndose un valor de 3621350 Kg de restos de poda anual, y considerando que se recoge el 70% de dicha cantidad se tendría un total anual de biomasa de 2534945 Kg anuales con un 40% de humedad.

Los restos de poda de frutal tienen las siguientes propiedades físico-químicas (21):

Tabla 5. Propiedades físico-químicas de los restos de poda de frutal (21).

	Bh	Bs
PCI Residuos poda (Mj/Kg)	16,97	19,87
Análisis inmediato		
Humedad (%)	11,4	0
Volátiles (%)	70	79,01
Cenizas (%)	1,67	1,88
Carbono fijo (%)	16,93	19,11
Análisis elemental		
C (%)	43,56	49,17
H (%)	5,25	5,52
N (%)	0,55	0,62
S (%)	0,05	0,05
O (%)	37,5	42,41

Como se puede observar en la tabla la humedad de los restos de poda es del 11,4 % un 28,6 % menor que los restos de poda obtenidos en el proceso de poda, por tanto de cada kilogramo de biomasa se eliminan 0,286 kilogramos de agua, obteniéndose un total de restos de poda con humedad del 11,4 % igual a 1809950 kilogramos de biomasa anuales con una humedad del 11,4 %.

A continuación se exponen los resultados de las cargas térmicas producidas en la refrigeración del producto (Tabla 6), en la que se puede observar que el mayor requerimiento de frío, 320,9 KW, se obtiene en la semana 15 coincidiendo con el periodo de máxima producción y recolección. También se puede observar que los requerimientos de refrigeración de fruta y palots más el calor de respiración representan casi el 80 % del total de las necesidades de refrigeración.

Tabla 6. Cargas térmicas en refrigeración del producto.

Semana	Kg/día	Q_cerramientos	Q_melo	Q_pallets	Q_veno	Q_res	Q_ope	Q_lumi	Q_ven	Q_perdidas	Q_total
1	56111	5,784	56,82	6	1,022	1,087	0,418	1,288	0,8414	7,326	80,58
2	56461	5,784	59,66	6,3	1,247	1,094	0,418	1,288	0,8414	7,663	84,29
3	74942	5,784	82,48	8,71	1,239	1,452	0,418	1,288	0,8414	10,22	112,4
4	99558	5,784	118,3	12,5	1,312	1,929	0,418	1,288	0,8414	14,24	156,7
5	121886	5,784	155,6	16,43	1,546	2,362	0,418	1,288	0,8414	18,43	202,7
6	137077	5,784	181	19,12	1,742	2,656	0,418	1,288	0,8414	21,29	234,2
7	143857	5,784	196,3	20,73	1,905	2,787	0,418	1,288	0,8414	23,01	253,1
8	144527	5,784	203,6	21,5	2,055	2,8	0,418	1,288	0,8414	23,83	262,1
9	144961	5,784	210,6	22,24	2,213	2,809	0,418	1,288	0,8414	24,62	270,8
10	154607	5,784	231,4	24,44	2,21	2,996	0,418	1,288	0,8414	26,94	296,3
11	153634	5,784	236,7	25	2,258	2,977	0,418	1,288	0,8414	27,53	302,8
12	138009	5,784	212,7	22,46	2,379	2,674	0,418	1,288	0,8414	24,85	273,3
13	139762	5,784	215,4	22,74	2,258	2,708	0,418	1,288	0,8414	25,14	276,5
14	156300	5,784	234	24,71	2,068	3,028	0,418	1,288	0,8414	27,21	299,3
15	168080	5,784	251,6	26,57	1,983	3,257	0,418	1,288	0,8414	29,17	320,9
16	138612	5,784	201,4	21,27	1,836	2,686	0,418	1,288	0,8414	23,55	259,1
17	105269	5,784	148,3	15,66	1,699	2,04	0,418	1,288	0,8414	17,6	193,6
18	114455	5,784	156,2	16,5	1,713	2,218	0,418	1,288	0,8414	18,5	203,5
19	117758	5,784	150,3	15,88	1,589	2,282	0,418	1,288	0,8414	17,84	196,3
20	117857	5,784	145,3	15,34	1,487	2,283	0,418	1,288	0,8414	17,27	190
21	116611	5,784	138,6	14,64	1,58	2,259	0,418	1,288	0,8414	16,54	182
22	115052	5,784	126,6	13,37	1,477	2,229	0,418	1,288	0,8414	15,2	167,2
23	113390	5,784	114,8	12,12	1,369	2,197	0,418	1,288	0,8414	13,88	152,7
24	111010	5,784	102,6	10,84	1,257	2,151	0,418	1,288	0,8414	12,52	137,7

A continuación se exponen en la tabla 7 los resultados de la potencia del compresor, 4ª columna, la potencia de los ventiladores de los evaporadores, 5ª columna, la potencia de los ventiladores del condensador refrigerado por aire, 6ª columna, y la potencia total del ciclo de compresión de vapor, última columna, para refrigerar la producción diaria de la semana correspondiente en 24 horas.

Tabla 7. Resultados de refrigeración por compresión de vapor.

Semana	Kg/día	Q_total (KW)	W_com (KW)	W_venti_eva (Kw)	W_venti_conde (KW)	W_total (KW)
1	56111	80,58	18,06	7,79	4,99	30,83
2	56461	84,29	19,44	8,15	5,25	32,84
3	74942	112,40	26,69	10,87	7,07	44,63
4	99558	156,70	39,35	15,15	10,02	64,51
5	121886	202,70	53,80	19,60	13,16	86,56
6	137077	234,20	63,85	22,64	15,30	101,80
7	143857	253,10	70,89	24,47	16,66	112,00
8	144527	262,10	75,39	25,34	17,38	118,10
9	144961	270,80	79,97	26,18	18,08	124,20
10	154607	296,30	89,82	28,65	19,98	138,50
11	153634	302,80	94,20	29,28	20,60	144,10
12	138009	273,30	85,03	26,43	18,56	130,00
13	139762	276,50	86,02	26,74	18,81	131,60
14	156300	299,30	90,72	28,94	20,22	139,90
15	168080	320,90	97,27	31,02	21,71	150,00
16	138612	259,10	76,49	25,04	17,39	118,90
17	105269	193,60	55,69	18,72	12,90	87,32
18	114455	203,50	56,98	19,67	13,43	90,08
19	117758	196,30	52,08	18,97	12,73	83,79
20	117857	190,00	49,06	18,37	12,23	79,66
21	116611	182,00	45,70	17,59	11,59	74,89
22	115052	167,20	39,70	16,17	10,47	66,35
23	113390	152,70	34,22	14,76	9,41	58,39
24	111010	137,70	29,07	13,32	8,34	50,73

Como se puede observar la potencia del compresor debe ser al menos de 100 Kw ya que la potencia máxima necesaria es de 97,27 Kw correspondiente a la semana 15.

- Consumo energético en la operación de refrigeración de la fruta.

El consumo energético se debe exclusivamente a energía eléctrica y se calcula mediante el sumatorio del consumo total semanal por siete días de cada semana por las veinticuatro horas diarias:

$$C.E_{ref} = \sum_{i=1}^{24} W_{total} \cdot 24 \cdot 7 \quad (\text{Ecuación 5.2})$$

Por tanto el consumo energético correspondiente a la operación de refrigeración durante el periodo de recolección es igual a **379626 KWh anuales**.

Teniendo en cuenta que el coste de la energía es de 0.123 €/KWh, el coste de refrigeración de la fruta sería igual al producto del consume energético por el coste de la energía, por tanto el gasto monetario en energía al año en la operación de refrigeración sería igual a **46694 €**.

- Emisiones de CO₂ en la operación de refrigeración de la fruta

El consumo energético en la refrigeración se debe a energía eléctrica y el factor de emisión del mix eléctrico español es igual a 0.357 Kg de CO₂ por KWh (22), por tanto las emisiones de CO₂ debidas a la refrigeración de la fruta se calculan de la siguiente forma:

$$Emisiones CO_{2ref} = Consumo energetico anual \cdot Factor de emisión \text{ (Ecuacion 5.3)}$$

Una vez realizado el cálculo se obtienen unas emisiones de **135526,5 Kg de CO₂**.

Una vez seleccionada de fruta con cualidades para mercado de fruta fresca el descarte que no reúne las cualidades requeridas se lleva a concentrado para la producción de pasta concentrado de frutas.

En la siguiente tabla se muestran los resultados de requerimiento energético, 3ª columna, consumo de gas natural, 4ª columna, emisiones de CO₂, última columna.

Tabla 8. Resultados de concentrado con gas natural.

Semana	Kg/día	Q_calde (KW)	m_combus (Kg/seg)	m_CO2 (KG/seg)
1	11222	106,3	0,00254	0,00671
2	11292	107,0	0,00255	0,00675
3	14988	142,0	0,00338	0,00896
4	19912	188,6	0,00449	0,01189
5	24377	230,9	0,00549	0,01454
6	27415	259,7	0,00618	0,01635
7	28771	272,5	0,00648	0,01715
8	28905	273,8	0,00651	0,01723
9	28992	274,6	0,00653	0,01727
10	30921	292,9	0,00696	0,01841
11	30727	291,0	0,00691	0,01829
12	27602	261,4	0,00621	0,01643
13	27952	264,7	0,00628	0,01664
14	31260	296,1	0,00703	0,01861
15	33616	318,4	0,00756	0,02001
16	27722	262,6	0,00624	0,01651
17	21054	199,4	0,00474	0,01254
18	22891	216,8	0,00515	0,01364
19	23552	223,1	0,00531	0,01405
20	23571	223,3	0,00531	0,01407
21	23322	220,9	0,00526	0,01393
22	23010	217,9	0,00520	0,01376
23	22678	214,8	0,00513	0,01357
24	22202	210,3	0,00502	0,01330

- Consumo energético en la operación de concentrado de la fruta.

El consumo energético se calcula mediante el sumatorio del consumo de combustible de cada semana por siete días de cada semana por las veinticuatro horas diarias por tres mil seiscientos segundos de cada hora:

$$C.E_{conc} = \sum_{i=1}^{24} m_{combust} \cdot 3600 \cdot 24 \cdot 7 \quad (\text{Ecuación 5.4})$$

Por tanto el consumo energético correspondiente a la operación de concentrado de la fruta durante el periodo de cosecha es igual a **80092 Kg anuales** de gas natural que multiplicado por su PCI y por el factor de conversión kj a KWh da un consumo de **1057911 KWh anuales**.

Teniendo en cuenta que el coste del gas natural es de 0.045 €/KWh (23), el coste económico del gas natural se calcula de la siguiente forma:

$$Coste_{conce} = C \cdot E_{conc} \cdot PCI_{Gas\ nat} \cdot 0.00027778 \cdot 0.045 \text{ (Ecuación 5.5)}$$

Donde:

$$PCI_{Gas\ nat} = 47551 \text{ Kj/Kg}$$

0.00027778 = factor de conversión Kj a KWh.

Por tanto el gasto monetario en gas natural al año en la operación de concentración sería igual a **47606 €**.

- Emisiones de CO₂ en la operación de concentrado de la fruta.

Las emisiones de CO₂ debidas al consumo de gas natural se calculan de la siguiente forma:

$$Emisiones\ CO_{conc} = \sum_{i=1}^{24} m_{CO_2} \cdot 3600 \cdot 24 \cdot 7 \text{ (Ecuación 5.6)}$$

Una vez realizado el cálculo se obtienen unas emisiones de CO₂ anuales de **212048 Kg**.

A continuación se muestra una tabla resumen con los resultados obtenidos al analizar el proceso de manipulación de la fruta.

Tabla 9. Resultados modelo estándar.

	Consumo (KWh/año)	Coste (€/año)	Emisiones CO ₂ (Kg/año)
Ener. Elec	379626	46694	135526,5
Gas natural	1057911	47606	212048

Una vez estudiado los consumos y emisiones que se producen de la manera tradicional se exponen los resultados de consumo y emisiones del proceso propuesto.

En la tabla siguiente se exponen los kilogramos de fruta diarios que se recolectan cada semana del periodo de recolección, el calor a remover, 3ª columna, el calor requerido en el generador de la máquina de absorción, 4ª columna, el caudal másico de biomasa necesario para generar dicho calor, 5ª columna, el caudal de CO₂ generado en la combustión de dicha biomasa, 6ª columna, y la potencia eléctrica total necesario para

poner en funcionamiento las bombas necesarias en la operación de refrigeración, última columna.

Tabla 10. Resultados de refrigeración por absorción.

Semana	Kg/día	Q_total (KW)	Q_gen (KW)	m_combus (Kg/seg)	m_CO2 (Kg/seg)	W_total (KW)
1	56111	80,6	216,3	0,0146	0,0232	14,18
2	56461	84,3	223,8	0,0151	0,0240	15,22
3	74942	112,4	295,6	0,0199	0,0316	19,50
4	99558	156,7	404,1	0,0271	0,0432	26,03
5	121886	202,7	513,9	0,0345	0,0549	33,46
6	137077	234,2	588,8	0,0395	0,0629	39,06
7	143857	253,1	631,4	0,0424	0,0674	42,45
8	144527	262,1	648,9	0,0435	0,0693	44,14
9	144961	270,8	665,6	0,0446	0,0711	45,90
10	154607	296,3	723,2	0,0485	0,0772	49,29
11	153634	302,8	734,0	0,0492	0,0783	50,01
12	138009	273,3	662,6	0,0444	0,0707	45,97
13	139762	276,5	670,3	0,0449	0,0715	45,67
14	156300	299,3	730,4	0,0489	0,0779	48,79
15	168080	320,9	783,1	0,0524	0,0835	51,76
16	138612	259,1	636,6	0,0426	0,0679	41,56
17	105269	193,6	479,4	0,0321	0,0512	30,97
18	114455	203,5	507,5	0,0340	0,0542	33,10
19	117758	196,3	497,5	0,0334	0,0532	32,63
20	117857	190,0	485,8	0,0326	0,0519	31,78
21	116611	182,0	469,4	0,0315	0,0502	32,05
22	115052	167,2	439,6	0,0296	0,0471	31,17
23	113390	152,7	409,9	0,0276	0,0439	30,65
24	111010	137,7	378,1	0,0255	0,0406	30,42

En la siguiente tabla se muestran las potencias de cada una de las bombas y ventiladores que intervienen en la operación de refrigeración por absorción amoniaco-agua, siendo la columna 3 la potencia de los ventiladores de la cámara de refrigeración, la columna 4 la potencia de la bomba de la solución glicolada que porta el calor desde los evaporadores de la cámara de refrigeración hasta el evaporador de la máquina de absorción, la columna 5 la potencia de la bomba de la máquina de absorción, la columna 6 la potencia de la bomba que impulsa el agua de refrigeración para refrigerar el absorbedor, condensador y rectificador, la columna 7 la potencia de los ventiladores del condensador evaporativo donde se refrigera el agua de refrigeración y en la columna 8 la potencia total correspondiente a la suma de las anteriores.

Tabla 11. Resultados de potencias en refrigeración por absorción.

Semana	Kg/día	W_venti_eva	W_bomba_gli	W_bomba_abs	W_bomba_ref	W_bomba_gen	W_venti_cond	W_total (KW)
1	11222	7,791	1,635	0,436	0,519	0,019	3,781	14,18
2	11292	8,149	1,710	0,485	0,613	0,019	4,241	15,22
3	14988	10,870	2,281	0,689	0,815	0,026	4,815	19,50
4	19912	15,150	3,178	1,087	1,186	0,035	5,397	26,03
5	24377	19,600	4,112	1,595	1,761	0,044	6,345	33,46
6	27415	22,640	4,750	1,965	2,292	0,051	7,360	39,06
7	28771	24,470	5,134	2,265	2,753	0,055	7,775	42,45
8	28905	25,340	5,317	2,504	3,158	0,056	7,758	44,14
9	28992	26,180	5,493	2,764	3,661	0,057	7,742	45,90
10	30921	28,650	6,011	3,234	4,011	0,062	7,319	49,29
11	30727	29,280	6,143	3,538	4,263	0,063	6,729	50,01
12	27602	26,430	5,545	3,194	4,223	0,057	6,522	45,97
13	27952	26,740	5,609	3,231	3,893	0,058	6,144	45,67
14	31260	28,940	6,071	3,266	3,661	0,063	6,794	48,79
15	33616	31,020	6,509	3,502	3,704	0,068	6,951	51,76
16	27722	25,040	5,255	2,644	2,710	0,055	5,852	41,56
17	21054	18,720	3,928	1,850	1,855	0,041	4,571	30,97
18	22891	19,670	4,127	1,821	1,961	0,044	5,480	33,10
19	23552	18,970	3,981	1,545	1,748	0,043	6,336	32,63
20	23571	18,370	3,854	1,404	1,591	0,042	6,520	31,78
21	23322	17,590	3,691	1,262	1,605	0,041	7,862	32,05
22	23010	16,170	3,392	1,024	1,384	0,038	9,159	31,17
23	22678	14,760	3,098	0,827	1,185	0,035	10,740	30,65
24	22202	13,320	2,794	0,659	1,002	0,033	12,620	30,42

A continuación se muestran el consumo tanto de biomasa como de energía eléctrica así como los costes económicos y las emisiones de CO₂ de la operación de refrigeración mediante absorción amoniaco-agua.

El consumo de biomasa anual se calcula con la siguiente formula:

$$Consumo_{Bio} = \sum_{i=1}^{24} m_{combust} \cdot 3600 \cdot 24 \cdot 7 \quad (\text{Ecuación 5.7})$$

Una vez realizado el cálculo se obtiene un consumo de **519082 Kg de biomasa anuales** y utilizando la ecuación 5.6 se obtiene un total de emisiones de **826640 Kg de CO₂ anuales**.

El consumo eléctrico se calcula con la Ecuación 5.2, y se obtiene un consumo eléctrico de **145448 KWh anuales**, los cuales tienen un coste de **17890 € anuales**, y se emiten **51925 kg de CO₂ anuales** (Ecuación 5.3).

A continuación se muestra en la tabla siguiente la cantidad de producto diaria por cada semana a concentrar, 2ª columna, la potencia térmica necesaria, 3ª columna, el consumo de biomasa, 4ª columna, así las emisiones de CO₂ de la operación de

concentrado de la fruta mediante la producción de vapor con la biomasa de los restos de poda de frutal, última columna.

Tabla 12. Resultados de operación de concentrado.

Semana	Kg/día	Q_conden (KW)	m_combus (Kg/seg)	m_CO2 (KG/seg)
1	11222	106,3	0,0071	0,0114
2	11292	106,9	0,0072	0,0115
3	14988	141,9	0,0095	0,0152
4	19912	188,6	0,0127	0,0202
5	24377	230,8	0,0155	0,0247
6	27415	259,6	0,0174	0,0277
7	28771	272,5	0,0183	0,0291
8	28905	273,7	0,0184	0,0292
9	28992	274,5	0,0184	0,0293
10	30921	292,8	0,0196	0,0312
11	30727	291,0	0,0195	0,0310
12	27602	261,4	0,0175	0,0279
13	27952	264,7	0,0177	0,0282
14	31260	296,0	0,0198	0,0316
15	33616	318,3	0,0213	0,0340
16	27722	262,5	0,0176	0,0280
17	21054	199,4	0,0134	0,0213
18	22891	216,8	0,0145	0,0231
19	23552	223,0	0,0150	0,0238
20	23571	223,2	0,0150	0,0239
21	23322	220,9	0,0148	0,0236
22	23010	217,9	0,0147	0,0233
23	22678	214,8	0,0145	0,0230
24	22202	210,2	0,0142	0,0226

El consumo de biomasa anual se calcula con la siguiente formula:

$$Consu_{Bio} = \sum_{i=1}^{24} m_{combust} \cdot 3600 \cdot 24 \cdot 7 \quad (\text{Ecuación 5.8})$$

Una vez realizado el cálculo se obtiene un consumo de **225927 Kg de biomasa anuales** y utilizando la ecuación 5.7 se obtiene un total de emisiones de **359723 Kg de CO₂ anuales**.

Por tanto en consumo total de biomasa será la suma de la biomasa consumida en la operación de refrigeración más la biomasa consumida en la operación de concentrado de la fruta al igual que las emisiones de CO₂ obteniéndose con ello unos valores de **744999 kg de biomasa anuales** y **1186364 Kg de CO₂ anuales**.

A continuación se muestra una tabla resumen con los resultados obtenidos.

Tabla 13. Resultados modelo propuesto.

	Consumo	Coste (€/año)	Emisiones CO2 (Kg/año)
Ener. Elec	145448	17890	51925
Biomasa	744999	-	1186364

El consumo de energía eléctrica está expresado en KWh anuales y el consumo de biomasa en kg anuales, el coste de la biomasa no aparece porque es un recurso que se obtiene gratuitamente de los restos de poda de frutal, y el dato de emisiones realmente sería cero ya que la biomasa tiene un balance neto de emisiones nulo ya que el CO₂ emitido es el que previamente fijó la biomasa en su crecimiento.

VI. ANÁLISIS ECONÓMICO

Una vez determinados los consumos, costes y emisiones en cada proceso de manipulado de la fruta, el estándar y el propuesto se procede a evaluar los ahorros que se producen al aplicar el modelo propuesto con respecto al estándar.

Ahorro en energía eléctrica:

$$\text{Ahorro Ener. Elec} = 379626 - 145448 = \mathbf{234178 \text{ KWh anuales}}$$

$$\text{Ahorro en costes} = 46694 - 17890 = \mathbf{28804 \text{ € anuales}}$$

$$\text{Ahorro en emisiones de CO}_2 = 135526.5 - 51925 = \mathbf{83601,5 \text{ Kg de CO}_2 \text{ anuales}}$$

El ahorro en gas natural es igual al consumo ya que este se sustituye completamente por biomasa, por tanto el ahorro en gas natural, coste y emisiones es igual a 1057911 KWh anuales, 47606 € anuales y 212048 Kg de CO₂ anuales respectivamente.

Por tanto el ahorro total en cada uno de los puntos, consumo, costes y emisiones, sería la suma de las dos contribuciones:

$$\text{Ahorro energético total} = 234178 + 1057911 = \mathbf{1292089 \text{ KWh anuales}}$$

$$\text{Ahorro en costes total} = 28804 + 47606 = \mathbf{76410 \text{ € anuales}}$$

$$\text{Ahorro en emisiones de CO}_2 \text{ total} = 83601.5 + 212048 = \mathbf{295649,5 \text{ Kg de CO}_2 \text{ anuales}}$$

A continuación se muestran los procedimientos llevados a cabo para realizar el estudio económico, con el fin de reflejar si el presente Trabajo de Fin de Máster resultaría o no rentable.

Para ello, se analizará el coste total de la inversión, y los flujos de caja anuales, el ahorro económico, durante toda la vida útil de la planta.

Por último, para comprobar que el Proyecto Fin de Carrera es rentable, se analizarán los siguientes indicadores:

- Valor Actual Neto (VAN).
- Tasa Interna de Rentabilidad (TIR).

El coste de la inversión será el correspondiente al coste de la máquina de absorción más el coste de la caldera de biomasa más el 20% del coste de dichos equipos.

Tabla 14. Coste de máquina de absorción amoniaco agua AGO-congelo (24).

Potencia de refrigeración (KW)	Coste (€)
50	130000
100	220000
150	290000
250	350000
500	500000
750	650000
1000	750000

La potencia máxima necesaria coincide con el Q_{total} de la semana 15 que es igual a 320,9 KW por tanto necesitamos una máquina de 250 KW más otra de 100 KW las cuales tendrían un coste total de 570000 €.

Tabla 15. Coste de caldera de biomasa Servitec MODELO GAMA ATC- Caldera vapor ATC DH (25).

Caudal de vapor (Tn/h)	Coste (€)
0,7	120000
1,1	140000
1,4	160000
2,3	230000
3,1	320000
4,4	400000

El requerimiento de vapor se muestra en la tabla siguiente donde se muestran las semanas, 1ª columna, el requerimiento de vapor en el generador de la máquina de absorción para un día de cada semana, 2ª columna, el requerimiento de vapor para la operación de concentrado de la fruta de rechazo, 3ª columna, el total, 4ª columna, y el total en toneladas de vapor por hora, última columna.

Tabla 16. Requerimiento de vapor en modelo propuesto.

Semana	Caudal de vapor ref. (Kg/seg)	Caudal de vapor conc (Kg/seg)	Caudal total (Kg/seg)	Caudal total (Tn/h)
1	0,1026	0,0421	0,1447	0,5207
2	0,1062	0,0423	0,1485	0,5346
3	0,1402	0,0562	0,1964	0,7069
4	0,1917	0,0746	0,2663	0,9587
5	0,2437	0,0913	0,3350	1,2061
6	0,2793	0,1027	0,3820	1,3752
7	0,2995	0,1078	0,4073	1,4663
8	0,3078	0,1083	0,4161	1,4980
9	0,3157	0,1086	0,4243	1,5275
10	0,3430	0,1159	0,4589	1,6520
11	0,3482	0,1151	0,4633	1,6679
12	0,3143	0,1034	0,4177	1,5037
13	0,3179	0,1047	0,4226	1,5214
14	0,3465	0,1171	0,4636	1,6690
15	0,3715	0,1260	0,4975	1,7910
16	0,3020	0,1039	0,4059	1,4612
17	0,2274	0,0789	0,3063	1,1026
18	0,2407	0,0858	0,3265	1,1753
19	0,2360	0,0882	0,3242	1,1673
20	0,2304	0,0883	0,3187	1,1474
21	0,2226	0,0874	0,3100	1,1159
22	0,2085	0,0862	0,2947	1,0610
23	0,1944	0,0850	0,2794	1,0057
24	0,1794	0,0832	0,2626	0,9453

Se observa que la mayor demanda coincide también con la semana 15 con un requerimiento de vapor de 1,79 toneladas hora, por tanto se decide seleccionar dos calderas, una de 1,4 Tn/h de vapor y otra de 0,7 Tn/h las cuales tendrían un coste total de 280000 €.

Por tanto el coste total de la inversión sería:

$$570000 + 280000 + 0.2 \cdot (570000 + 280000) = \mathbf{1020000 \text{ €}}$$

El cálculo de la amortización consiste en calcular la cuota anual de amortización dividiendo el valor amortizable del activo, por su número de años de vida útil.

La vida útil de la planta se ha estimado en 25 años, por lo que la cuota anual de amortización será de:

$$\text{Amortización} = 1020000 / 25 = 40800 \frac{\text{€}}{\text{año}} \quad (\text{Ecuación 5.9})$$

El flujo de caja se obtiene del ahorro obtenido por la planta.

$$\text{Flujos de caja} = \text{Ahorro} \quad (\text{Ecuación 5.10})$$

$$\text{Flujos de caja} = \mathbf{76410 \text{ €}}$$

Como se puede observar el ahorro producido por las mejoras es superior al coste de la amortización por tanto el proyecto debe salir rentable. Para asegurar la viabilidad se evalúan los indicadores económicos VAN y TIR.

- Valor Actual Neto (VAN)

El Valor Actual Neto (VAN) indica la ganancia o rentabilidad neta generada por el proyecto. Es un método de análisis utilizado para valorar las inversiones en activos fijos, ya que permite obtener los beneficios que nos proporcionará una inversión en un período de tiempo determinado, descontando a estos rendimientos el valor de la inversión inicial.

De este modo, el VAN de una inversión se calcula sumando todos los flujos de caja anuales actualizados originados por la inversión, y descontando el valor de la inversión inicial.

Para actualizar los flujos de caja, es necesario fijar una tasa de descuento (k), que representa la tasa mínima a la que la empresa está dispuesta a invertir sus capitales. La expresión para su cálculo podría entonces escribirse de la siguiente manera:

$$VAN = -I_0 \sum_{i=0}^n \frac{F.C_i}{(1 + K)^i} \quad (\text{Ecuación 5.11})$$

Dónde:

- I_0 : representa el valor total de la inversión.
- F.C.: es cada uno de los flujos de caja.
- k: es la tasa de descuento.
- i: cada uno de los años.

Para el presente proyecto se ha fijado una tasa de descuento de un 3%, y una vida útil de la planta de 25 años. La inversión inicial tiene un valor de 1020000 €.

Se ha obtenido un valor del valor actual neto de:

$$VAN = 310538 \text{ €}$$

Un proyecto de inversión se considera rentable cuando el valor de VAN es positivo, ya que esto significaría que la ganancia de la inversión es superior al desembolso inicial de la misma. Puesto que el VAN resulta positivo, se puede afirmar que el presente proyecto resultará rentable.

- Tasa interna de retorno (TIR)

Representa aquella tasa porcentual que reduce a cero el Valor Actual Neto (VAN) del proyecto.

De este modo, la expresión para el cálculo de la TIR será:

$$0 = -I_0 \sum_{i=0}^n \frac{F \cdot C_i}{(1 + TIR)^i} \quad (\text{Ecuación 5.12})$$

Un proyecto de inversión se considera rentable cuando el valor de la TIR es positivo.

Para poder resolver la ecuación para calcular la TIR se hace necesario aplicar métodos iterativos o de aproximaciones sucesivas. En su lugar, se ha obtenido el valor utilizando la función “TIR” de Microsoft Office Excel, obteniéndose el valor de TIR de:

$$TIR = 6 \%$$

6.1. ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD

Una vez analizado el sistema propuesto se evalúan distintas posibilidades para comprobar como varían los indicadores económicos al variar el porcentaje de fruta refrigerada y fruta concentrada, para ello se analizan dos situaciones:

- 100 % refrigeración y 0 % concentrado.

Para esta simulación se obtienen para el modelo estándar, refrigeración por compresión de vapor, el siguiente consumo energético, costes económicos y emisiones de CO₂:

Tabla 17. Resultados modelo estándar análisis sensibilidad 1.

	Consumo (KWh/año)	Coste (€/año)	Emisiones CO2 (Kg/año)
Ener. Elec	379626	46694	135526,5

Para el sistema de refrigeración por absorción amónico-agua se obtienen los siguientes resultados:

Tabla 18. Resultados modelo propuesto análisis sensibilidad 1.

	Consumo	Coste (€/año)	Emisiones CO2 (Kg/año)
Ener. Elec	145448	17890	51925
Biomasa	519082	-	826640

Ahorro Ener. Elec = 379626 – 145448 = **234178 KWh anuales**

Ahorro en costes = 46694 – 17890 = **28804 € anuales**

Ahorro en emisiones de CO₂ = 135526.5 – 51925 = **83601,5 Kg de CO₂ anuales**

Una vez determinado el ahorro se determina el coste de la máquina de absorción y de la caldera de biomasa.

La potencia máxima necesaria coincide con el Q_{total} de la semana 15 que es igual a 320,9 KW por tanto necesitamos una máquina de 250 KW más otra de 100 KW las cuales tendrían un coste total de 570000 €.

La mayor demanda de vapor coincide también con la semana 15 con un requerimiento de vapor de 1,34 toneladas hora, por tanto se decide seleccionar una caldera de 1,4 Tn/h de vapor la cual tendrían un coste total de 160000 €.

Por tanto el coste total de la inversión sería:

$$570000 + 160000 + 0.2 \cdot (570000 + 160000) = \mathbf{876000 \text{ €}}$$

Siendo la amortización:

$$\text{Amortización} = 876000 / 25 = \mathbf{35040 \text{ €/año}}$$

$$\text{Flujos de caja} = \mathbf{28804 \text{ €}}$$

Como se puede observar el ahorro es inferior a la amortización por lo que en principio el supuesto sería no rentable, dato que confirman los indicadores económicos ya que son negativos.

$$\text{VAN} = \mathbf{-374431,7 \text{ €}}$$

$$\text{TIR} = \mathbf{-1 \text{ \%}}$$

- 0% refrigeración y 100% concentrado.

Para esta simulación se obtienen para el sistema estándar, caldera de gas natural, el siguiente consumo energético, costes económicos y emisiones de CO₂:

Tabla 19. Resultados modelo estándar análisis sensibilidad 2.

	Consumo (KWh/año)	Coste (€/año)	Emisiones CO ₂ (Kg/año)
Gas natural	5289755,5	238039	1060172

Para el sistema de concentrado con caldera de biomasa se obtienen los siguientes resultados:

Tabla 20. Resultados modelo propuesto análisis sensibilidad 2.

	Consumo	Coste (€/año)	Emisiones CO2 (Kg/año)
Biomasa	1129506	-	1798699

En este caso el ahorro económico corresponde al coste del gas natural ya que se sustituye completamente por biomasa propia que es a coste cero y cuyas emisiones de CO₂ son neutras ya que como se dijo anteriormente las emisiones de CO₂ en la combustión de la biomasa fueros absorbidas por la misma en su crecimiento.

Por tanto:

$$\text{Ahorro} = \mathbf{238039 \text{ €}}$$

Una vez determinado el ahorro se determina el coste de la caldera de biomasa.

La mayor demanda de vapor coincide con la semana 15 con un requerimiento de vapor de 2,27 toneladas hora, por tanto se decide seleccionar una caldera de 2,3 Tn/h de vapor la cual tendrían un coste total de 230000 €.

Por tanto el coste total de la inversión sería:

$$230000 + 0.2 \cdot (230000) = \mathbf{276000 \text{ €}}$$

Siendo la amortización:

$$\text{Amortización} = 276000 / 25 = \mathbf{11040 \text{ €/año}}$$

$$\text{Flujos de caja} = \mathbf{238039 \text{ €}}$$

Como se puede observar el ahorro es muy superior a la amortización por tanto el proyecto en principio debe ser rentable, dato que confirman los indicadores económicos ya que son positivos.

$$\text{VAN} = \mathbf{3729703 \text{ €}}$$

$$\text{TIR} = \mathbf{83 \%}$$

VII. CONCLUSIONES

En primer lugar destacar el potencial energético que tienen los residuos de poda de frutal así como los restos de los arranques ya que son aptos para su utilización como recurso energético en la producción de energía térmica para los procesos llevados a cabo en una central hortofrutícola. Decir que en ninguno de los casos estudiados el consumo de biomasa es superior al que se puede obtener como residuo en el campo **1809995 Kg anuales**.

En segundo lugar decir que el modelo propuesto es rentable ya que se obtiene un VAR de **310538 €** y un TIR del **6 %**, un valor no muy elevado pero superior a la tasa de descuento, 3%, por tanto un proyecto con el que se gana dinero.

En tercer lugar se concluye que el modelo propuesto es beneficioso medioambientalmente hablando ya que se dejan de emitir **295649,5 Kg de CO₂ anuales** y se produce un ahorro en consumo energético final de **1292089 KWh anuales**.

Por último mencionar que al hacer el análisis de sensibilidad se deduce que utilizar los restos de poda y arranque para solo refrigerar el producto no es rentable como demuestran los indicadores económicos, VAN = **-374431,7 €**, TIR = **-1 %**. Sin embargo cuando dichos restos de poda y arranque se utilizan para la producción de energía térmica para el proceso concentrado del producto el proyecto es enormemente rentable como demuestran los indicadores económicos, VAN=**3729703 €**, TIR=**83 %**.

Para finalizar se propone estudiar cómo utilizar de manera simbiótica el agua residual de localidades aledañas a las centrales frutícolas, ya que estas suelen localizarse cerca de localidades en las que no hay estaciones depuradoras de aguas residuales, y los gases de escape de las calderas de las mismas para el cultivo de microalgas, contribuyendo con ello a la biorremediación de aguas residuales y a la fijación de CO₂, para la producción de bioabonos y biofertilizantes ya que estas absorben para su crecimiento los nutrientes (nitrógeno y fósforo) que contienen las aguas residuales, cerrando el círculo de lo que sale de la tierra vuelve a la tierra consiguiendo con ello una verdadera economía circular.

VIII. BIBLIOGRAFÍA

- (1) D.Garcia-Galindo & A.Rezeau; M.Karampinis & M.Kougioumtzis; Uso energético de podas agrarias y renovación de plantaciones.
- (2) Adicae; La economía circular en el sector agroalimentario.
- (3) https://www.mapa.gob.es/es/agricultura/temas/producciones-agricolas/frutas-y-hortalizas/informacion_general.aspx.
- (4) Manual de ahorro y eficiencia energética del sector. Centrales Hortofrutícolas.
- (5) Norma general del codex para zumos (jugos) y néctares de frutas (CODEX STAN 247-2005).
- (6) <https://www.youtube.com/watch?v=sRQuo5MACXE>.
- (7) control de sistemas frigoríficos.
- (8) Yunus A. Cengel; Michael A. Boles; Termodinámica 8ª Edición.
- (9) sistemas de refrigeración por absorción; temariosformativosprofesionales.wordpress.com.
- (10) Javier Díaz pineda; Evaluación de la operación del evaporador de múltiple efecto empleado en el procesamiento de tomates en la UEB Combinado Industrial “Héroes de Girón”.
- (11) Gémina procesos alimentarios S.L; Evaporadores de recirculación forzada.
- (12) Ortola,Fito;castro; Tipos de evaporadores en la industria alimentaria.
- (13) Proyecto fin de carrera; Alfonso Muñoz muro; Aplicación informática para el diseño y operación de Evaporadores de Múltiple Efecto en industria.
- (14) <http://www.epsem.upc.edu/evaporacio/DEFINITUI1/MULTIPLEEFECTO+ALIM.html>.
- (15) <https://www.idae.es/tecnologias/energias-renovables/uso-termico/biomasa>.
- (16) Análisis de los procesos de producción de biomasa residual procedente del cultivo de frutales mediterráneos. cuantificación, cosecha y caracterización para su uso energético o industrial; Tesis doctoral; D. Elena Fernández González.
- (17) Ministerio de Agricultura Pesca y Alimentación.
- (18) <https://www.weather-es.com/es/espana/badajoz-clima>.
- (19) Sistemas de refrigeración por compresión <http://es.wikipedia.org/w/index.php?oldid=35262853>.

- (20) <https://docplayer.es/14173857-Estimacion-del-balance-frigorifico.html>.
- (21) <https://www.ecn.nl/phyllis2/>.
- (22) Factores de emisión de CO₂ y coeficientes de paso a energía primaria de diferentes fuentes de energía final consumidas en el sector de edificios en España. Ministerio de Industria, Energía y Turismo y Ministerio de Fomento. 2016.
- (23) <https://www.companias-de-luz.com/precio-gas-natural/>.
- (24) AGO AG Energie + Anlagen.
- (25) Servitec Calderas de Vapor.

ANEXO I.

En primer lugar se presentan las ecuaciones necesarias para resolver el modelo estándar.

{Instalación frigorífica: Compresión de vapor simple, refrigerante R-134a}

$T_{\text{eva}}=T_{\text{cam}}-\text{DELTA}T_{\text{eva}}$ {Temperatura de evaporación}
 $\text{DELTA}T_{\text{eva}}=5$ {Diferencia de temperatura entre cámara y evaporador}
 $P_{\text{eva}}=P_{\text{sat}}(\text{R134a};T=T_{\text{eva}})$ {Presión de evaporación bar}

$T_{\text{con}}=T_{\text{ext}}+\text{DELTA}T_{\text{con}}$ {Temperatura de condensación}
 $\text{DELTA}T_{\text{con}}=15$ {Diferencia de temperatura entre condensador y exterior}
 $P_{\text{con}}=P_{\text{sat}}(\text{R134a};T=T_{\text{con}})$ {Presión de condensación bar}

{Punto 1: Salida del evaporador y entrada al compresor}

$T[1]=T_{\text{eva}}+\text{Sobre}$ {°C}
 $\text{Sobre}=10$ {sobrecalentamiento}
 $P[1]=P_{\text{eva}}$ {bar}
 $h[1]=\text{Enthalpy}(\text{R134a};T=T[1];P=P[1])$ {Kj/Kg}
 $s[1]=\text{Entropy}(\text{R134a};T=T[1];P=P[1])$ {Kj/Kg*K}
 $v[1]=\text{Volume}(\text{R134a};T=T[1];P=P[1])$ {m³/Kg}
 $X[1]=\text{Quality}(\text{R134a};T=T[1];h=h[1])$ {Calidad del vapor}

{Punto 2: Salida de compresor y entrada al condensador}

$\text{eta}_{\text{iso_com}}=0,85$ {Rendimiento isoentrópico del compresor %}
 $\text{eta}_{\text{iso_com}}=(h_{s[2]}-h[1])/(h[2]-h[1])$
 $h_{s[2]}=\text{Enthalpy}(\text{R134a};s=s[2];P=P_{\text{con}})$ {Kj/Kg}
 $T[2]=\text{Temperature}(\text{R134a};P=P_{\text{con}};h=h[2])$ {°C}
 $v[2]=\text{Volume}(\text{R134a};T=T[2];P=P_{\text{con}})$ {m³/Kg}
 $s[2]=s[1]$ {Kj/Kg*K}
 $P[2]=P_{\text{con}}$
 $X[2]=\text{Quality}(\text{R134a};T=T[2];h=h[2])$ {Calidad del vapor}

{Punto 3: Salida del condensador y entrada a válvula de expansión}

$T[3]=T_{\text{con}}-\text{Sub}$ {°C}
 $\text{Sub}=5$ {sub enfriamiento}
 $P[3]=P_{\text{con}}$ {bar}
 $h[3]=\text{Enthalpy}(\text{R134a};T=T[3];P=P[3])$ {Kj/Kg}
 $s[3]=\text{Entropy}(\text{R134a};T=T[3];P=P[3])$ {Kj/Kg*K}
 $v[3]=\text{Volume}(\text{R134a};T=T[3];P=P[3])$ {m³/Kg}
 $X[3]=\text{Quality}(\text{R134a};T=T[3];h=h[3])$ {Calidad del vapor}

{Punto 4 Salida de la valvula de expansión y entreda al evaporador}

$P[4]=P_{\text{eva}}$ {bar}
 $h[4]=h[3]$ {Kj/Kg}
 $T[4]=\text{Temperature}(\text{R134a};P=P[4];h=h[4])$ {°C}
 $s[4]=\text{Entropy}(\text{R134a};h=h[4];P=P[4])$ {Kj/Kg*K}
 $v[4]=\text{Volume}(\text{R134a};h=h[4];P=P[4])$ {m³/Kg}
 $X[4]=\text{Quality}(\text{R134a};T=T[4];h=h[4])$ {Calidad del vapor}

{Caudal másico de refrigerante}

$$Q_{total}=m_{dot_ref}*(h[1]-h[4]) \quad \text{{Caudal de refrigerante Kg/seg}}$$

{Trabajo de compresión}

$$W_{com}=m_{dot_ref}*(h[2]-h[1]) \quad \text{{Trabajo de compresión KW}}$$

$$COP=Q_{total}/W_{com}$$
$$COP_{carnot}=(T_{eva}+273)/((T_{con}+273)-(T_{eva}+273))$$

$$V_{dot_ref}=m_{dot_ref}*v[1] \quad \text{{Caudal volumétrico de refrigerante m³/seg}}$$

$$r_p=P_{con}/P_{eva} \quad \text{{Relación de compresión}}$$

{Caudal de aire de los ventiladores de la cámara de refrigeración}

$$\omega_{in}=\text{HumRat}(\text{AirH2O};T=T_{cam_max};r=\text{Hum_rel_cam};P=P_{ext}) \quad \text{{Humedad absoluta a la entrada del aire de la cámara al evaporador}}$$

$$T_{cam_max}=T_{cam}+\text{DELTAT}_{cam} \quad \text{{Temperatura máxima de la cámara de refrigeración}}$$

$$\text{DELTAT}_{cam}=2$$

$$rh=\text{RelHum}(\text{AirH2O};T=T_{cam};w=\omega_{in};P=P_{ext}) \quad \text{{Humedad relativa del aire a la salida del evaporador sin condensación, si es superior a uno condensa agua}}$$

$$\omega_{out}=\text{HumRat}(\text{AirH2O};T=T_{cam};r=1;P=P_{ext}) \quad \text{{Humedad absoluta del aire cuando esta saturado, si existe condensación en el enfriamiento del aire de la cámara}}$$

$$h_{in}=\text{Enthalpy}(\text{AirH2O};T=T_{cam_max};w=\omega_{in};P=P_{ext}) \quad \text{{Entalpia del aire a la entrada del evaporador}}$$

$$h_{out}=\text{Enthalpy}(\text{AirH2O};T=T_{cam};w=\omega_{out};P=P_{ext}) \quad \text{{Entalpia del aire a la salida del evaporador}}$$

$$Q_{total}=m_{dot_air_ven}*(h_{in}-h_{out}) \quad \text{{Cálculo del caudal de aire que circula por los evaporadores}}$$

$$\rho_{out}=\text{Density}(\text{AirH2O};T=T_{cam};w=\omega_{out};P=P_{ext}) \quad \text{{Densidad del aire impulsado por los ventiladores}}$$

$$W_{venti_eva}=(m_{dot_air_ven}/\rho_{out}*\eta_{venti})*\text{DELTAP}_{venti} \quad \text{{Potencia de los ventiladores}}$$

$$\eta_{venti}=0,6 \quad \text{{Rendimiento del ventilador}}$$

$$\text{DELTAP}_{venti}=0,5 \quad \text{{Caída de presión en los ventiladores en kPa}}$$

$$m_{dot_agua_cond}=m_{dot_air_ven}*(\omega_{in}-\omega_{out}) \quad \text{{Caudal de agua condensado en el evaporador}}$$

{Caudal de aire de los ventiladores de condensación por aire}

$$Q_{conden}=m_{dot_ref}*(h[2]-h[3]) \quad \text{{Calor a eliminar en el condensador}}$$

$$Q_{conden}=m_{dot_air_conden}*(h_{out_air_conden}-h_{in_air_conden}) \quad \text{{Cálculo del caudal de aire que circula por el condensador}}$$

$$W_{air_conden}=\text{HumRat}(\text{AirH2O};T=T_{ext};r=\text{Hum_rel_ext};P=P_{ext}) \quad \text{{Humedad absoluta del aire exterior}}$$

$$h_{in_air_conden}=\text{Enthalpy}(\text{AirH2O};T=T_{ext};w=W_{air_conden};P=P_{ext}) \quad \text{{Entalpia del aire exterior que entra al condensador}}$$

$$h_{out_air_conden}=\text{Enthalpy}(\text{AirH2O};T=T_{out_air_conden};w=W_{air_conden};P=P_{ext}) \quad \text{{Entalpia del aire que sale del condensador}}$$

$$T_{out_air_conden}=T_{con}-\text{DELTAT}_{conden} \quad \text{{Temperatura del aire a la salida del condensador}}$$
$$\text{DELTAT}_{conden}=10$$

$$W_{venti_conden}=(m_{dot_air_conden}/\rho_{out_air_conden}*\eta_{venti})*\text{DELTAP}_{venti} \quad \text{{Trabajo de los ventiladores del condensador}}$$

$$\rho_{out_air_conden}=\text{Density}(\text{AirH2O};T=T_{out_air_conden};w=W_{air_conden};P=P_{ext}) \quad \text{{Densidad del aire a la salida del condensador}}$$

$W_{total}=W_{com}+W_{venti_eva}+W_{venti_conden}$ {Trabajo total de ciclo frigorífico de compresión de vapor simple}

{Operación de concentrado de fruta no apta para fresco}

N=3 {Número de etapas}
P_conc[0]=2 {Presión del vapor procedente de la caldera}
T_conc[0]=T_sat(Steam;P=P_conc[0]) {Temperatura del vapor procedente de la caldera}
F[N]=P_m*0,2/(24*3600) {Caudal de alimentación}
X_in_conc[N]=0,12 {Porcentaje de sólidos en la alimentación}
T_conc[N+1]=50 {Temperatura en la etapa de entrada del alimento}
X_out_conc[1]=0,6 {Porcentaje de sólidos en el producto concentrado}
DELTA_T_conc=15 {Diferencia de temperatura entre etapas}
H_conc[0]=Enthalpy_vaporization(Steam;T=T_conc[0]) {Entalpia del vapor de caldera}
T_conc[1]=85 {Temperatura en la etapa de salida del producto concentrado}

duplicate i=1;N
P_conc[i]=P_sat(Steam;T=T_conc[i]) {Presión en cada etapa}
end

duplicate i=1;N {Balances de materia en cada etapa}
F[i]=L_conc[i]+V_conc[i]
F[i]*X_in_conc[i]=L_conc[i]*X_out_conc[i]
end

duplicate i=1;N-1 {La salida de una etapa es el alimento de la siguiente}
F[i]=L_conc[i+1]
X_in_conc[i]=X_out_conc[i+1]
end

duplicate i=1;N {Balances de energía en cada etapa}
V_conc[i-1]*H_conc[i-1]=L_conc[i]*cp_conc[i]*(T_conc[i]-T_conc[i+1])+V_conc[i]*H_conc[i]
H_conc[i]=Enthalpy_vaporization(Steam;P=P_conc[i])
cp_conc[i]=cp_agua_conc[i]*(1-X_in_conc[i])+cp_solid_conc[i]*X_in_conc[i] {Calor específico del alimento en cada etapa}
cp_agua_conc[i]=4,1878-0,000745*T_conc[i]+0,000009859*((T_conc[i])^2) {Calor específico del agua en el alimento en cada etapa}
cp_solid_conc[i]=1,5785+0,001096*T_conc[i]+0,00002167*((T_conc[i])^2) {Calor específico de los sólidos en el alimento en cada etapa}
end

duplicate i=1;N-1
DELTA_T_conc=T_conc[i]-T_conc[i+1]
end

Capacidad=sum(V_conc[i];i=1;N)
Economia=Capacidad/V_conc[0]

{Precalentamiento del alimento}

T_conc[N+3]=10 {Temperatura de entrada del alimento al precalentador}
Q_pre=F[N]*cp[N+1]*(T_conc[N+2]-T_conc[N+3]) {Potencia térmica necesaria}

cp[N+1]=(cp_T[N+2]+cp_T[N+3])/2

cp_T[N+2]=cp_agua_T[N+2]*(1-X_in_conc[N])+cp_solid_T[N+2]*X_in_conc[N]
cp_agua_T[N+2]=4,1878-0,000745*T_conc[N+2]+0,000009859*((T_conc[N+2])^2)
cp_solid_T[N+2]=1,5785+0,001096*T_conc[N+2]+0,00002167*((T_conc[N+2])^2)

$$\begin{aligned} cp_T[N+3] &= cp_agua_T[N+3]*(1-X_in_conc[N]) + cp_solid_T[N+3]*X_in_conc[N] \\ cp_agua_T[N+3] &= 4,1878 - 0,000745*T_conc[N+3] + 0,000009859*((T_conc[N+3])^2) \\ cp_solid_T[N+3] &= 1,5785 + 0,001096*T_conc[N+3] + 0,00002167*((T_conc[N+3])^2) \end{aligned}$$

$$Q_pre = V_pre[0]*cp_pre*(T_in_pre - T_out_pre) \quad \{\text{Potencia térmica entregada por el vapor reutilizado de la operación de concentrado}\}$$

$$T_in_pre = T_conc[0] - 2$$

$$T_out_pre = T_conc[N+2] + 5$$

$$V_pre[0] = V_conc[0] + V_past[0] \quad \{\text{Caudal de vapor reutilizado}\}$$

$$cp_pre = (cp_pre_in + cp_pre_out) / 2$$

$$cp_pre_in = Cp(\text{Water}; T=T_in_pre; P=P_conc[0])$$

$$cp_pre_out = Cp(\text{Water}; T=T_out_pre; P=P_conc[0])$$

$$Q_pre_prima = F[N]*cp[N+2]*(T_conc[N+1] - T_conc[N+2]) \quad \{\text{Potencia térmica necesaria para alcanzar la temperatura de entrada del alimento}\}$$

$$cp[N+2] = (cp_T[N+1] + cp_T[N+2]) / 2$$

$$\begin{aligned} cp_T[N+1] &= cp_agua_T[N+1]*(1-X_in_conc[N]) + cp_solid_T[N+1]*X_in_conc[N] \\ cp_agua_T[N+1] &= 4,1878 - 0,000745*T_conc[N+1] + 0,000009859*((T_conc[N+1])^2) \\ cp_solid_T[N+1] &= 1,5785 + 0,001096*T_conc[N+1] + 0,00002167*((T_conc[N+1])^2) \end{aligned}$$

$$Q_pre_prima = H_conc[0]*V_pre_prima \quad \{\text{Caudal de vapor necesario para alcanzar la temperatura de entrada del alimento}\}$$

{Pasteurización del concentrado}

$$T_past = 95 \quad \{\text{Temperatura de pasteurización}\}$$

$$Q_past = L_conc[1]*cp[0]*(T_past - T_conc[1]) \quad \{\text{Potencia térmica necesaria para la operación}\}$$

$$cp[0] = (cp_T[0] + cp_T[1]) / 2$$

$$\begin{aligned} cp_T[0] &= cp_agua_T[0]*(1-X_out_conc[1]) + cp_solid_T[0]*X_out_conc[1] \\ cp_agua_T[0] &= 4,1878 - 0,000745*T_past + 0,000009859*((T_past)^2) \\ cp_solid_T[0] &= 1,5785 + 0,001096*T_past + 0,00002167*((T_past)^2) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} cp_T[1] &= cp_agua_T[1]*(1-X_out_conc[1]) + cp_solid_T[1]*X_out_conc[1] \\ cp_agua_T[1] &= 4,1878 - 0,000745*T_conc[1] + 0,000009859*((T_conc[1])^2) \\ cp_solid_T[1] &= 1,5785 + 0,001096*T_conc[1] + 0,00002167*((T_conc[1])^2) \end{aligned}$$

$$Q_past = V_past[0]*H_conc[0] \quad \{\text{Caudal de vapor necesario para la operación}\}$$

$$m_dot_calor = V_pre[0] + V_pre_prima \quad \{\text{Caudal de vapor a aportar para operación de concentrado, pasteurizado y precalentamiento del alimento}\}$$

$$m_dot_calor*Enthalpy(\text{Water}; T=T_calor; P=P_conc[0]) = V_pre[0]*Enthalpy(\text{Water}; T=T_out_pre;$$

$$P=P_conc[0]) + V_pre_prima*Enthalpy(\text{Water}; T=T_conc[0]; x=0)$$

$$Q_calde = m_dot_calor*(Enthalpy(\text{Water}; T=T_conc[0]; x=0) -$$

$$Enthalpy(\text{Water}; T=T_calor; P=P_conc[0])) + m_dot_calor*Enthalpy_vaporization(\text{Water}; T=T_conc[0]) \quad \{\text{Potencia térmica de la caldera de vapor KW}\}$$

{Caldera de gas natural}

T_salida_gases=240 {°C}
Q_gen=Q_calde {Potencia térmica a generar kW}

{Composición del combustible}

COMB\$[1]='CH4' {Metano}
COMB\$[2]='C2H6' {Etano}
COMB\$[3]='C3H8' {Propano}
COMB\$[4]='C4H10' {Butano}
COMB\$[5]='N2' {Nitrógeno molecular}
COMB\$[6]='CO2' {Dioxido de carbono}

{Composición molar del combustible}

COMB_Y[1]=0,926 {Kmol Gas(i)/Kmol combustible}
COMB_Y[2]=0,036
COMB_Y[3]=0,008
COMB_Y[4]=0,003
COMB_Y[5]=0,026
COMB_Y[6]=0,001

{Peso molecular del combustible i}

PMCOMB[1]=16 {Kg gas(i)/Kmol gas(i)}
PMCOMB[2]=30
PMCOMB[3]=44
PMCOMB[4]=58
PMCOMB[5]=28
PMCOMB[6]=44

PM_comb=sum(COMB_Y[i]*PMCOMB[i];i=1;6) {Kg combustible/Kmol combustible}

duplicate i=1;6
COMB_X[i]=COMB_Y[i]*PMCOMB[i]/PM_comb {Kg gas (i)/Kg combustible}
end

{Poder calorífico del combustible i}

PCI[1]=50095 {KJ/Kg gas(i)}
PCI[2]=47488
PCI[3]=46287
PCI[4]=44865

PCI_comb=sum(COMB_X[i]*PCI[i];i=1;4) {KJ/Kg combustible}

{Reacciones de combustión}

{Reacción metano: $CH_4 + 2(O_2 + 3,77N_2) = CO_2 + 2H_2O + 7,54N_2$ }
{Reacción etano: $C_2H_6 + (7/2)(O_2 + 3,77N_2) = 2CO_2 + 4H_2O + 13,195N_2$ }
{Reacción propano: $C_3H_8 + (5)(O_2 + 3,77N_2) = 3CO_2 + 4H_2O + 18,85N_2$ }
{Reacción Butano: $C_4H_{10} + (13/2)(O_2 + 3,77N_2) = 4CO_2 + 5H_2O + 24,5N_2$ }

{Kmol C/Kmol gas(i)}

n[1]=1 {Kmol C/metano}
n[2]=2 {Kmol C/etano}
n[3]=3 {Kmol C/propano}
n[4]=4 {Kmol C/butano}

{Kmol H/Kmol gas(i)}

m[1]=4 {Kmol H/metano}
m[2]=6 {Kmol H/etano}
m[3]=8 {Kmol H/propano}
m[4]=10 {Kmol H/butano}

{Cálculo de K estequiométrico}

$$K_{est} = \sum(\text{COMB_Y}[i] * (n[i] + m[i]/4); i=1;4) \quad \{\text{Kmol O}_2/\text{Kmol combustible}\}$$
$$K_{m_est} = K_{est} * 32 / \text{PM}_{comb} \quad \{\text{Kg O}_2/\text{Kg combustible}\}$$

{Vapor de agua en el aire de combustión}

$$W_{aire} = \text{HumRat}(\text{AirH}_2\text{O}; T=T_{ext}; r=\text{Hum_rel_ext}; P=P_{ext}) \quad \{\text{Kg vapor agua/Kg aire seco}\}$$
$$X_{aire} = W_{aire} / 0,622 \quad \{\text{Kmol vapor de agua/Kmol aire seco}\}$$

{Densidad de aire seco y húmedo}

$$\rho_{aire_seco} = \text{density}(\text{Air}; T=T_{ext}; P=P_{ext}) \quad \{\text{Kg aire seco/m}^3 \text{ aire seco}\}$$
$$\rho_{aire_hum} = \text{density}(\text{AirH}_2\text{O}; T=T_{ext}; r=\text{Hum_rel_ext}; P=P_{ext}) \quad \{\text{Kg aire húmedo/m}^3 \text{ aire húmedo}\}$$

$$\text{PM}_{aire_seco} = 0,209 * 32 + 0,791 * 28 \quad \{\text{Kg aire seco/Kmol aire seco}\}$$

$$\text{PM}_{aire_hum} = 0,209 * (1 - X_{aire}) * 32 + 0,791 * (1 - X_{aire}) * 28 + X_{aire} * 18 \quad \{\text{Kg aire húmedo/Kmol aire húmedo}\}$$

{Cálculo aire estequiométrico seco y húmedo}

$$A_{est_seco} = K_{m_est} / 0,2318 \quad \{\text{Kg aire seco/Kg combustible}\}$$
$$A_{est_Hum} = (1 + W_{aire}) * K_{m_est} / 0,2318 \quad \{\text{Kg aire hum/Kg combustible}\}$$

$$A_{m_est_seco} = K_{est} / 0,209 / \text{PM}_{comb} \quad \{\text{Kmol aire seco/Kg combustible}\}$$
$$A_{m_est_Hum} = (1 + X_{aire}) * K_{est} / 0,209 / \text{PM}_{comb} \quad \{\text{Kmol aire Hum/Kg combustible}\}$$

$$A_{V_est_seco} = A_{est_seco} / \rho_{aire_seco} \quad \{\text{m}^3\text{N aire seco/kg combustible}\}$$
$$A_{V_est_Hum} = A_{est_Hum} / \rho_{aire_hum} \quad \{\text{m}^3\text{N aire hum/kg combustible}\}$$

{Cálculo de aire real}

$$A_{real_seco} = A_{m_real_seco} * \text{PM}_{aire_seco} \quad \{\text{Kg aire real seco/Kg combustible}\}$$
$$A_{real_Hum} = A_{m_real_Hum} * \text{PM}_{aire_hum} \quad \{\text{Kg aire real hum/Kg combustible}\}$$

$$A_{m_real_seco} = A_{m_est_seco} * \text{esc} \quad \{\text{Kmol aire real seco/Kg combustible}\}$$
$$A_{m_real_Hum} = A_{m_est_Hum} * \text{esc} \quad \{\text{Kmol aire real Hum/Kg combustible}\}$$

$$A_{V_real_seco} = A_{real_seco} / \rho_{aire_seco} \quad \{\text{m}^3\text{N aire seco/kg combustible}\}$$
$$A_{V_real_Hum} = A_{real_Hum} / \rho_{aire_hum} \quad \{\text{m}^3\text{N aire hum/kg combustible}\}$$

{Cálculo de productos de reacción}

GasX[1]='CO2'
GasX[2]='CO'
GasX[3]='N2'
GasX[4]='O2'
GasX[5]='H2O'

$$\text{GasX}[1] = a * \sum(\text{COMB_Y}[i] * n[i]; i=1;4) + \text{COMB_Y}[6] \quad \{\text{Kmol CO}_2/\text{Kmol combustible}\}$$
$$\text{GasX}[2] = (1 - a) * \sum(\text{COMB_Y}[i] * n[i]; i=1;4) \quad \{\text{Kmol CO/Kmol combustible}\}$$
$$\text{GasX}[3] = (0,791 * \text{esc} * K_{est} / 0,209) + \text{COMB_Y}[5] \quad \{\text{Kmol N}_2/\text{Kmol combustible}\}$$
$$\text{GasX}[4] = (\text{esc} - 1) * K_{est} + (1 - a) * \sum(\text{COMB_Y}[i] * n[i]; i=1;4) / 2 \quad \{\text{Kmol O}_2/\text{Kmol combustible}\}$$
$$\text{GasX}[5] = \sum(\text{COMB_Y}[i] * m[i] / 2; i=1;4) + (\text{esc} * K_{est} * X_{aire} / 0,209) \quad \{\text{Kmol H}_2\text{O/Kmol combustible}\}$$

$$0,01 = \text{GasX}[4] / (\text{GasX}[1] + \text{GasX}[2] + \text{GasX}[3] + \text{GasX}[4]) \quad \{\text{Porcentaje de oxígeno en gases de combustión}\}$$

$$0,00005 = \text{GasX}[2] / (\text{GasX}[1] + \text{GasX}[2] + \text{GasX}[3] + \text{GasX}[4]) \quad \{\text{Porcentaje de inquemados en gases de combustión}\}$$

{Gases de combustión en Kmol gas (i)/kg combustible}

duplicate i=1;5

GasX_m[i]=GasX[i]/PM_comb

end

{Total gases secos kmol gases secos/kg combustible}

MgasesSe=sum(GasX_m[i];i=1;4)

{Total gases kmol gases húmedos/kg combustible}

MgasesHu=sum(GasX_m[i];i=1;5)

{Concentraciones molares de gases en base seca Kmol gas[i]/Kmol gases secos, porcentaje}

Duplicate i=1;4

Xs[i]=(GasX_m[i]/MgasesSe)*100

End

{Concentraciones molares de gases en base húmeda Kmol gas[i]/Kmol gases húmedos, porcentaje}

Duplicate i=1;5

Xh[i]=(GasX_m[i]/MgasesHu)*100

End

{Peso molecular de gas i}

PMgasX[1]=44

{Kg gas[i]/Kmol gas[i]}

PMgasX[2]=28

PMgasX[3]=32

PMgasX[4]=28

PMgasX[5]=18

PM_gasesSec=sum(Xs[i]*PMgasX[i]/100;i=1;4)

{Kg gases secos/Kmol gases secos}

PM_gaseshum=sum(Xh[i]*PMgasX[i]/100;i=1;5)

{Kg gases húmedos/Kmol gases húmedos}

{Concentraciones máscas de gases en base seca Kg gas[i]/Kg gases secos}

Duplicate i=1;4

Ys[i]=(Xs[i]*PMgasX[i]/100)/PM_gasesSec

End

{Concentraciones máscas de gases en base húmeda Kg gas[i]/Kg gases húmedos}

Duplicate i=1;5

Yh[i]=(Xh[i]*PMgasX[i]/100)/PM_gaseshum

End

{Masa total de gases en Kg gases/Kg combustible}

m_gases_secos=MgasesSe*PM_gasesSec

m_gases_hum=MgasesHu*PM_gaseshum

{Densidad de gases en Kg gases/m³ gases}

rho_gases_secos=(P_ext*100)/((8,314/PM_gasesSec)*(T_salida_gases+273,15))

rho_gases_hum=(P_ext*100)/((8,314/PM_gaseshum)*(T_salida_gases+273,15))

{Caudal volumétrico de gases en m³ gases/Kg combustible}

V_gases_secos=m_gases_secos/rho_gases_secos

V_gases_hum=m_gases_hum/rho_gases_hum

{Balance de energía}

{Pérdidas en gases secos}

Duplicate i=1;4

$h_g[i]=\text{enthalpy}(\text{GasX}\$[i];T=T_salida_gases)-\text{enthalpy}(\text{GasX}\$[i];T=T_ext)$ {KJ/Kg gas(i)}
End

$h_g_mix=\text{sum}(Ys[i]*h_g[i];i=1;4)$

{KJ/Kg gases secos}

$P_gases_secos=m_gases_secos*h_g_mix/PCI_comb$

{Pérdidas en CO no quemado}

$PC_CO=\text{enthalpy}(\text{GasX}\$[2];T=T_ext)-PMgasX[1]*\text{enthalpy}(\text{GasX}\$[1];T=T_ext)/PMgasX[2]$

{kJ/kg CO}

$P_CO_inq=PMgasX[2]*GasX_m[2]*PC_CO/PCI_comb$

{Pérdidas por vapor de agua}

$h_vapor=\text{enthalpy}(H2O;T=T_salida_gases)-\text{enthalpy}(H2O;T=T_ext)$

{KJ/Kg H2O}

$P_agua_vapor=PMgasX[5]*GasX_m[5]*h_vapor/PCI_comb$

{Pérdidas de calor}

$P_calor=0,015$

{Rendimiento sobre PCI}

$\eta_{PCI}=1-P_gases_secos-P_CO_inq-P_agua_vapor-P_calor$

{Caudal de combustible Kg combustible/seg}

$m_dot_combus=Q_gen/(\eta_{PCI}*PCI_comb)$

{Caudal de aire, gases, residuos solidos Kg/seg}

$m_dot_aire=m_dot_combus*A_real_Hum$

$m_dot_gases_hum=m_dot_combus*m_gases_hum$

{Caudal masico de gases de combustion Kg gas(i)/seg}

Duplicate i=1;5

$m_dot_GasX[i]=PMgasX[i]*GasX_m[i]*m_dot_combus$

End

A continuación se presentan las ecuaciones necesarias para resolver el modelo propuesto.

{Caudal de agua glicolada que debe circular por los evaporadores para extraer el calor de la cámara de refrigeración}

$T_in_eva=-8$

{Temperatura de entrada del agua

glicolada al evaporador}

$P_agua_gli=4$

{Presión del agua glicolada en el

evaporador}

$X_agua=0,7$

{Fracción másica del agua en la

mezcla agua-etilenglicol}

$cp_agua_gli_in=X_agua*cp_agua_in+(1-X_agua)*cp_gli_in$

{capacidad calorífica de la

mezcla a la temperatura de entrada al evaporador}

$cp_agua_in=Cp(\text{Water};T=0;P=P_agua_gli)$

{Capacidad calorífica del agua a

la temperatura de entrada al evaporador, se toman cero grados porque si no es la capacidad calorífica del hielo}

$cp_gli_in=Cp(\text{ethylene_glycol};T=T_in_eva)$

{capacidad calorífica del

etilenglicol a la temperatura de entrada al evaporador}

$T_{out_eva}=T_{cam}-\Delta T_{cam}$ {Temperatura de salida del agua glicolada al evaporador}
 $\Delta T_{cam}=2$ {Diferencia de temperatura entre el aire de la cámara y el agua-glicol del evaporador}
 $cp_agua_gli_out=X_agua*cp_agua_out+(1-X_agua)*cp_gli_out$ {Capacidad calorífica de la mezcla a la temperatura de salida del evaporador}
 $cp_agua_out=Cp(\text{Water}; T=0; P=P_agua_gli)$ {Capacidad calorífica del agua a la temperatura de salida del evaporador}
 $cp_gli_out=Cp(\text{ethylene_glycol}; T=T_{out_eva})$ {Capacidad calorífica del etilenglicol a la temperatura de salida del evaporador}

$cp_agua_gli_m=(cp_agua_gli_in+cp_agua_gli_out)/2$ {Capacidad calorífica media de la mezcla}
 $Q_{total}=m_dot_agua_gli*cp_agua_gli_m*(T_{out_eva}-T_{in_eva})$ {Caudal de agua glicolada}

$\rho_{agua_gli}=X_agua*\rho_{agua}+(1-X_agua)*\rho_{gli}$ {Densidad de la mezcla agua-glicol}
 $\rho_{agua}=\text{Density}(\text{Water}; T=0; P=P_agua_gli)$ {Densidad del agua}
 $\rho_{gli}=\text{Density}(\text{ethylene_glycol}; T=T_{out_eva})$ {Densidad del etilenglicol}

$W_{bomba_agua_gli}=\Delta TAP_{agua_gli}*m_dot_agua_gli/(\rho_{gli}*\eta_{bomba})$ {potencia de la bomba de circulación de agua glicolada}
 $\eta_{bomba}=0,6$ {Rendimiento de la bomba}
 $\Delta TAP_{agua_gli}=300$ {Elevación de la presión por la bomba kPa}

{Instalación frigorífica: ciclo simple absorción NH₃-H₂O}

$T_{eva_amo}=T_{in_eva}-\Delta T_{eva}$
 $\Delta T_{eva}=2$
 $P_{eva_amo}=P_{sat}(R717; T=T_{eva_amo})$

$T_{con_amo}=T_{ext}+\Delta T_{con}$
 $\Delta T_{con}=10$
 $P_{con_amo}=P_{sat}(R717; T=T_{con_amo})$

{Estado 1: entrada a la bomba}

$p1=P_{eva_amo}$
 $T1=40+273,15$ {Temperatura de salida del absorvedor}
 $q1=0$ {Líquido saturado}
 $\text{Call NH3H2O}(128; T1; p1; 0; T[1]; p[1]; x[1]; h[1]; s[1]; u[1]; v[1]; q[1])$

{Estado 2: salida de la bomba y entrada al intercambiado Q_{im}}

$p2=P_{con_amo}$
 $h2=h[1]+v[1]*(P_{con_amo}-P_{eva_amo})*100/\eta_{bomba_iso}$ {Se asume bomba isoentrópica}
 $x2=x[1]$ {Fracción másica constante}
 $\text{Call NH3H2O}(234; p2; x2; h2; T[2]; p[2]; x[2]; h[2]; s[2]; u[2]; v[2]; q[2])$
 $\eta_{bomba_iso}=0,85$

{Estado 3: salida del intercambiador Q_{im} y entrada al generador}

$p3=P_{con_amo}$
 $x3=x[1]$ {Fracción másica cte}
 $q3=0$ {Líquido saturado, dato}
 $\text{Call NH3H2O}(238; p3; x3; q3; T[3]; p[3]; x[3]; h[3]; s[3]; u[3]; v[3]; q[3])$

{Estado 4: salida de la solución pobre (diluida) desde el generador y entrada al intercambiador Q_{im}, la fracción másica cambia}

$p4=P_{con_amo}$

q4=0
T4=140+273,15
Call NH3H2O(128;T4;p4;q4:T[4];p[4];x[4];h[4];s[4];u[4];v[4];q[4])

{Líquido saturado, dato}
{Temperatura en el generador}

{Estado 5: salida de la solución diluida del intercambiador Qim}

p5=P_con_amo
x5=x[4]
f*(x[3]-x[4])=(x[9]-x[4]) {Balance de masa en el intercambiador Qim; de aquí se obtiene f}
f*(h[3]-h[2])=(f-1)*(h[4]-h5) {Balance de masa en el intercambiador Qim; de aquí se obtiene h5}
Call NH3H2O(234;p5;x5;h5:T[5];p[5];x[5];h[5];s[5];u[5];v[5];q[5])

{Estado 6: salida de la válvula y entrada de la solución diluida al absorbedor}

p6=P_eva_amo
x6=x[4]
h6=h[5]
Call NH3H2O(234;p6;x6;h6:T[6];p[6];x[6];h[6];s[6];u[6];v[6];q[6])

{Estado 7: salida del generador y entrada al rectificador}

p7=P_con_amo
q7=1
T7=T[4]
Call NH3H2O(128;T7;p7;q7:T[7];p[7];x[7];h[7];s[7];u[7];v[7];q[7])

{Estado 8: salida del rectificador y entrada al generador}

p8=P_con_amo
q8=0
T8=T[4]
Call NH3H2O(128;T8;p8;q8:T[8];p[8];x[8];h[8];s[8];u[8];v[8];q[8])

{Líquido saturado, dato}

{Estado 9: salida del rectificador y entrada al condensador}

p9=P_con_amo
x9=0,999
q9=1
Call NH3H2O(238;p9;x9;q9:T[9];p[9];x[9];h[9];s[9];u[9];v[9];q[9])

{Fracción másica cte}
{Vapor saturado, dato}

{Estado 10: salida del condensador y entrada intercambiador Qir}

x10=0,999
p10=P_con_amo
q10=0
Call NH3H2O(238;p10;x10;q10:T[10];p[10];x[10];h[10];s[10];u[10];v[10];q[10])

{Estado 11: salida intercambiador Qir}

T11=T[10] - 10
p11=P_con_amo
x11=0,999
Call NH3H2O(123;T11;p11;x11:T[11];p[11];x[11];h[11];s[11];u[11];v[11];q[11])

{DTsubenfr=5; dato}

{Estado 12: salida de la válvula y entrada evaporador}

p12=P_eva_amo
x12=0,999
h12=h[11]
Call NH3H2O(234;p12;x12;h12:T[12];p[12];x[12];h[12];s[12];u[12];v[12];q[12])

{Temperatura y título se calculan por separado con NH3 puro (Ammonia); la función anterior no da valor para T[12], fallo del EES}

Tn[12]=temperature(Ammonia;P=p12;h=h12)+273,15
qn[12]=quality(Ammonia;P=p12;h=h12)

{Estado 13: salida del intercambiador y entrada al intercambiador Qir}

p13=P_eva_amo

```

x13=0,999
h[10]-h[11]=h[14]-h13 {Balance de energía en el recuperador del ciclo de refrigeración; se obtiene h[13]}
Call NH3H2O(234;p13;x13;h13:T[13];p[13];x[13];h[13];s[13];u[13];v[13];q[13])

```

{Temperatura y título se calculan por separado con NH3 puro (Ammonia); la función anterior no da valor para T[11], fallo del EES}

```

Tn[13]=temperature(Ammonia;P=p13;h=h13)+273,15
qn[13]=quality(Ammonia;P=p13;h=h13)

```

```

{Estado 14: salida del intercambiado Qir y entrada al absorvedor}
p14=P_eva_amo {El 14 se hace antes del 13, para poder calcular h[13]}
x14=0,999
q14=1
Call NH3H2O(238;p14;x14;q14:T[14];p[14];x[14];h[14];s[14];u[14];v[14];q[14])

```

{Temperaturas en °C}

```

Duplicate i=1;11
T_°C[i]=T[i]-273,15
End
T_°C[12]=Tn[12]-273,15
T_°C[13]=Tn[13]-273,15
T_°C[14]=T[14]-273,15

```

{Balances y cálculo de calores}

```

Q_total=m[14]*(h[13]-h[12]) {Caudal de amoniaco}

```

{Caudales en cada corriente Kg/seg}

```

duplicate i=9;13
m[i]=m[14]
end

```

```

m[3]=f*m[9]
m[2]=m[3]
m[1]=m[2]
m[4]=(f-1)*m[14]
m[5]=m[4]
m[6]=m[5]

```

```

m[8]+m[3]=m[7]+m[4]
m[8]*x[8]+m[3]*x[3]=m[7]*x[7]+m[4]*x[4]

```

{Balances de energía en cada parte de la máquina}

```

Q_abs+m[1]*h[1]=m[14]*h[14]+m[6]*h[6] { Balances de energía en absorvedor}
Q_cond=m[14]*(h[9]-h[10]) { Balances de energía en condensador}
Q_gen+m[3]*h[3]+m[8]*h[8]=m[7]*h[7]+m[4]*h[4] { Balances de energía en generador}
Q_rec+m[9]*h[9]+m[8]*h[8]=m[7]*h[7] { Balances de energía en rectificador}
W_bomba=m[1]*(h[2]-h[1])/eta_bomba_iso { Balances de energía en bomba}

```

```

confir=Q_total+Q_gen+W_bomba-Q_cond-Q_rec-Q_ab {Confirmación del resultado debe ser 0}

```

```

COP=Q_total/(Q_gen+W_bomba)

```

{Cálculo del caudal de agua para refrigeración del absorvedor, condensador y rectificador}

{El agua de refrigeración pasa primero por el absorvedor después por el condensador y finalmente por el rectificador}

$Q_{abs}=m_{dot_agua_ref}*cp_{agua_ref}*(T_{s_agua_abs}-T_{e_agua})$ {Caudal de agua para refrigerar el absorvedor}

$cp_{agua_ref}=Cp(\text{Water};T=T_m;P=P_{agua_ref})$ {Calor específico del agua de refrigeración}

$T_m=(T_{s_agua_abs}+T_{e_agua})/2$ {Temperatura media entre la entrada y la salida del absorvedor}

$P_{agua_ref}=3$ {Presión del agua de refrigeración bar}

$T_{bulbo_hum}=\text{WetBulb}(\text{AirH2O};T=T_{ext};r=\text{Hum_rel_ext};P=P_{ext})$ {Temperatura de bulbo húmedo del aire exterior}

$T_{e_agua}=T_{bulbo_hum}+\text{DELTA_T_agua_torre}$ {Temperatura del agua de refrigeración a la entrada del absorvedor}

$\text{DELTA_T_agua_torre}=3$

$T_{s_agua_abs}=T[1]-273,15-\text{DELTA_T_agua_abs}$ {Temperatura del agua de refrigeración a la salida del absorvedor}

$\text{DELTA_T_agua_abs}=2$ {Diferencia de temperatura entre agua de refrigeración y solución en el absorvedor}

$Q_{cond}=m_{dot_agua_ref}*cp_{agua_ref_conden}*(T_{s_agua_cond}-T_{s_agua_abs})$ {Cálculo de la temperatura del agua de refrigeración a la salida del condensador}

$cp_{agua_ref_conden}=Cp(\text{Water};T=T_{m_conden};P=P_{agua_ref})$ {Calor específico del agua de refrigeración en el condensador}

$T_{m_conden}=(T_{s_agua_abs}+T_{s_agua_cond})/2$ {Temperatura media del agua de refrigeración en el condensador}

$Q_{rec}=m_{dot_agua_ref}*cp_{agua_ref_rec}*(T_{s_agua_rec}-T_{s_agua_cond})$ {Cálculo de la temperatura del agua de refrigeración a la salida del rectificador}

$cp_{agua_ref_rec}=Cp(\text{Water};T=T_{m_rec};P=P_{agua_ref})$ {Calor específico del agua de refrigeración en el rectificador}

$T_{m_rec}=(T_{s_agua_rec}+T_{s_agua_cond})/2$ {Temperatura media del agua de refrigeración en el condensador}

$W_{bomba_ref}=\text{DELTA}P_{agua_ref}*m_{dot_agua_ref}/(\rho_{agua_ref}*\eta_{bomba})$ {Trabajo realizado por la bomba de refrigeración de absorvedor, condensador y rectificador}

$\rho_{agua_ref}=\text{Density}(\text{Water};T=T_{e_agua};P=P_{ext})$ {Densidad del agua de refrigeración}

$\text{DELTA}P_{agua_ref}=200$ {Caída de presión en el circuito de refrigeración}

{Temperatura de bulbo húmedo, humedad absoluta y entalpia del aire a la entrada del condensador evaporativo}

$T_{bh_1}=\text{WetBulb}(\text{AirH2O};T=T_{ext};r=\text{Hum_rel_ext};P=P_{ext})$

$W_1=\text{HumRat}(\text{AirH2O};T=T_{ext};D=T_{bh_1};P=P_{ext})$

$h_1=\text{Enthalpy}(\text{AirH2O};T=T_{ext};w=W_1;P=P_{ext})$

{Temperatura de bulbo húmedo, humedad absoluta y entalpia del aire a la salida del condensador evaporativo}

$T_{bh_2}=\text{WetBulb}(\text{AirH2O};T=T_{ext};r=1;P=P_{ext})$

$W_2=\text{HumRat}(\text{AirH2O};T=T_{ext};r=1;P=P_{ext})$

$h_2=\text{Enthalpy}(\text{AirH2O};T=T_{ext};w=W_2;P=P_{ext})$

$(Q_{abs}+Q_{cond}+Q_{rec})=m_{dot_air_conden}*(h_2-h_1)$ {Caudal de air en el condensador evaporativo}

$W_{venti_conden}=(m_{dot_air_conden}/\rho_{out_air_conden}*\eta_{venti})*\text{DELTA}P_{venti}$ {Trabajo de los ventiladores del condensador evaporativo}

$\rho_{out_air_conden}=\text{Density}(\text{AirH2O};T=T_{ext};w=W_2;P=P_{ext})$ {Densidad del aire de refrigeración en el condensador evaporativo}

$m_{dot_agua_condensa}=m_{dot_air_conden}*(W_2-W_1)$ {Caudal de agua a reponer en el condensador evaporativo}

{Cálculo de caudal de agua de aporte de carga termica en el generador}

$Q_{gen} = m_{dot_agua_gen} * H_{agua_gen}$ {Cálculo del caudal de vapor de generación Kg/seg}

$H_{agua_gen} = Enthalpy_vaporization(Water; P = P_{sat_agua_gen})$ {Entalpia del vapor de generación}

$T_{sat_agua_gen} = T_{sat}(Water; P = P_{sat_agua_gen})$ {Temperatura del vapor de generación}

$P_{sat_agua_gen} = 5$ {Presión del vapor de generación}

$W_{bomba_agua_gen} = DELTAP_{agua_gen} * m_{dot_agua_gen} / (\rho_{agua_gen} * \eta_{bomba})$
{Trabajo de la bomba de retorno de agua del generador a la caldera}

$DELTAP_{agua_gen} = 100$ {Caída de presión en el circuito de generación}

$\rho_{agua_gen} = Density(Water; T = T_{sat_agua_gen}; x = 0)$ {Densidad del agua de retorno del generador}

{Operación de concentrado de fruta no apta para fresco}

$N = 3$ {Número de etapas}

$P_{conc}[0] = 5$ {Presión del vapor procedente de la caldera}

$T_{conc}[0] = T_{sat}(Steam; P = P_{conc}[0])$ {Temperatura del vapor procedente de la caldera}

$F[N] = P_m * 0,2 / (24 * 3600)$ {Caudal de alimentación}

$X_{in_conc}[N] = 0,12$ {Porcentaje de sólidos en la alimentación}

$T_{conc}[N+1] = 50$ {Temperatura en la etapa de entrada del alimento}

$X_{out_conc}[1] = 0,6$ {Porcentaje de sólidos en el producto concentrado}

$DELTAT_{conc} = 15$ {Diferencia de temperatura entre etapas}

$H_{conc}[0] = Enthalpy_vaporization(Steam; T = T_{conc}[0])$ {Entalpia del vapor de caldera}

$T_{conc}[1] = 85$ {Temperatura en la etapa de salida del producto concentrado}

duplicate i=1;N

$P_{conc}[i] = P_{sat}(Steam; T = T_{conc}[i])$ {Presión en cada etapa}

end

duplicate i=1;N

{Balances de materia en cada etapa}

$F[i] = L_{conc}[i] + V_{conc}[i]$

$F[i] * X_{in_conc}[i] = L_{conc}[i] * X_{out_conc}[i]$

end

duplicate i=1;N-1

{La salida de una etapa es el alimento de la siguiente}

$F[i] = L_{conc}[i+1]$

$X_{in_conc}[i] = X_{out_conc}[i+1]$

end

duplicate i=1;N

{Balances de energía en cada etapa}

$V_{conc}[i-1] * H_{conc}[i-1] = L_{conc}[i] * cp_{conc}[i] * (T_{conc}[i] - T_{conc}[i+1]) + V_{conc}[i] * H_{conc}[i]$

$H_{conc}[i] = Enthalpy_vaporization(Steam; P = P_{conc}[i])$

$cp_{conc}[i] = cp_{agua_conc}[i] * (1 - X_{in_conc}[i]) + cp_{solid_conc}[i] * X_{in_conc}[i]$ {Calor especifico del alimento en cada etapa}

$cp_{agua_conc}[i] = 4,1878 - 0,000745 * T_{conc}[i] + 0,000009859 * (T_{conc}[i])^2$ {Calor especifico del agua en el alimento en cada etapa}

$cp_{solid_conc}[i] = 1,5785 + 0,001096 * T_{conc}[i] + 0,00002167 * (T_{conc}[i])^2$ {Calor especifico de los sólidos en el alimento en cada etapa}

end

duplicate i=1;N-1

$DELTAT_{conc} = T_{conc}[i] - T_{conc}[i+1]$

end

Capacidad = sum($V_{conc}[i]$; i=1;N)

Economia = Capacidad / $V_{conc}[0]$

{Precalentamiento del alimento}

$T_{\text{conc}}[N+3]=10$

{Temperatura de entrada del alimento al

precalentador}

$Q_{\text{pre}}=F[N]*cp[N+1]*(T_{\text{conc}}[N+2]-T_{\text{conc}}[N+3])$

{Potencia térmica necesaria}

$cp[N+1]=(cp_T[N+2]+cp_T[N+3])/2$

$cp_T[N+2]=cp_agua_T[N+2]*(1-X_{\text{in_conc}}[N])+cp_solid_T[N+2]*X_{\text{in_conc}}[N]$

$cp_agua_T[N+2]=4,1878-0,000745*T_{\text{conc}}[N+2]+0,000009859*((T_{\text{conc}}[N+2])^2)$

$cp_solid_T[N+2]=1,5785+0,001096*T_{\text{conc}}[N+2]+0,00002167*((T_{\text{conc}}[N+2])^2)$

$cp_T[N+3]=cp_agua_T[N+3]*(1-X_{\text{in_conc}}[N])+cp_solid_T[N+3]*X_{\text{in_conc}}[N]$

$cp_agua_T[N+3]=4,1878-0,000745*T_{\text{conc}}[N+3]+0,000009859*((T_{\text{conc}}[N+3])^2)$

$cp_solid_T[N+3]=1,5785+0,001096*T_{\text{conc}}[N+3]+0,00002167*((T_{\text{conc}}[N+3])^2)$

$Q_{\text{pre}}=V_{\text{pre}}[0]*cp_{\text{pre}}*(T_{\text{in_pre}}-T_{\text{out_pre}})$

{Potencia térmica entregada por el vapor

reutilizado de la operación de concentrado}

$T_{\text{in_pre}}=T_{\text{conc}}[0]-2$

$T_{\text{out_pre}}=T_{\text{conc}}[N+2]+5$

$V_{\text{pre}}[0]=V_{\text{conc}}[0]+V_{\text{past}}[0]$

{Caudal de vapor reutilizado}

$cp_{\text{pre}}=(cp_{\text{pre_in}}+cp_{\text{pre_out}})/2$

$cp_{\text{pre_in}}=Cp(\text{Water};T=T_{\text{in_pre}};P=P_{\text{conc}}[0])$

$cp_{\text{pre_out}}=Cp(\text{Water};T=T_{\text{out_pre}};P=P_{\text{conc}}[0])$

$Q_{\text{pre_prima}}=F[N]*cp[N+2]*(T_{\text{conc}}[N+1]-T_{\text{conc}}[N+2])$

{Potencia térmica necesaria para

alcanzar la temperatura de entrada del alimento}

$cp[N+2]=(cp_T[N+1]+cp_T[N+2])/2$

$cp_T[N+1]=cp_agua_T[N+1]*(1-X_{\text{in_conc}}[N])+cp_solid_T[N+1]*X_{\text{in_conc}}[N]$

$cp_agua_T[N+1]=4,1878-0,000745*T_{\text{conc}}[N+1]+0,000009859*((T_{\text{conc}}[N+1])^2)$

$cp_solid_T[N+1]=1,5785+0,001096*T_{\text{conc}}[N+1]+0,00002167*((T_{\text{conc}}[N+1])^2)$

$Q_{\text{pre_prima}}=H_{\text{conc}}[0]*V_{\text{pre_prima}}$

{Caudal de vapor necesario para alcanzar la

temperatura de entrada del alimento}

{Pasteurización del concentrado}

$T_{\text{past}}=95$

{Temperatura de pasteurización}

$Q_{\text{past}}=L_{\text{conc}}[1]*cp[0]*(T_{\text{past}}-T_{\text{conc}}[1])$

{Potencia térmica necesaria para la operación}

$cp[0]=(cp_T[0]+cp_T[1])/2$

$cp_T[0]=cp_agua_T[0]*(1-X_{\text{out_conc}}[1])+cp_solid_T[0]*X_{\text{out_conc}}[1]$

$cp_agua_T[0]=4,1878-0,000745*T_{\text{past}}+0,000009859*((T_{\text{past}})^2)$

$cp_solid_T[0]=1,5785+0,001096*T_{\text{past}}+0,00002167*((T_{\text{past}})^2)$

$cp_T[1]=cp_agua_T[1]*(1-X_{\text{out_conc}}[1])+cp_solid_T[1]*X_{\text{out_conc}}[1]$

$cp_agua_T[1]=4,1878-0,000745*T_{\text{conc}}[1]+0,000009859*((T_{\text{conc}}[1])^2)$

$cp_solid_T[1]=1,5785+0,001096*T_{\text{conc}}[1]+0,00002167*((T_{\text{conc}}[1])^2)$

$Q_{\text{past}}=V_{\text{past}}[0]*H_{\text{conc}}[0]$

{Caudal de vapor necesario para la operación}

$m_{\text{dot_agua_conden}}=V_{\text{pre}}[0]+V_{\text{pre_prima}}$ {Caudal de vapor a aportar para operación de concentrado, pasteurizado y precalentamiento del alimento}

$m_{\text{dot_agua_conden}}*Enthalpy(\text{Water};T=T_{\text{calor}};P=P_{\text{conc}}[0])=V_{\text{pre}}[0]*Enthalpy(\text{Water};T=T_{\text{out_pre}};P=P_{\text{conc}}[0])+V_{\text{pre_prima}}*Enthalpy(\text{Water};T=T_{\text{conc}}[0];x=0)$

$Q_{conden} = m_{dot_agua_conden} * (Enthalpy(Water; T=T_{conc}[0]; x=0) - Enthalpy(Water; T=T_{calor}; P=P_{conc}[0])) + m_{dot_calor} * Enthalpy_vaporization(Water; T=T_{conc}[0])$
 {Potencia térmica de la caldera de vapor KW}

{Caldera de biomasa}

{Composición del combustible "poda de melocotonero"}

COMB\$[1]='C' {Carbono}
 COMB\$[2]='H' {Hidrogeno}
 COMB\$[3]='O' {Oxigeno}
 COMB\$[4]='N' {Nitrógeno}
 COMB\$[5]='S' {Azufre}
 COMB\$[6]='M' {Humedad}

{Composición másica del combustible}

COMB[1]=0,4356 {Kg/Kg combustible}
 COMB[2]=0,0525
 COMB[3]=0,3758
 COMB[4]=0,0055
 COMB[5]=0,0005
 COMB[6]=0,114
 z=0,0167 {Cenizas}

{Peso molecular de cada componente del combustible}

PMCOMB[1]=12,01 {Kg/Kmol}
 PMCOMB[2]=1,01
 PMCOMB[3]=16
 PMCOMB[4]=14,01
 PMCOMB[5]=32,06
 PMCOMB[6]=18,02

{Reacción: $(\alpha \cdot H_{beta} \cdot N_{gamma} \cdot O_{sigma} \cdot S_{epsilon}) + z + M + a \cdot (O_2 + 3,76 \cdot N_2 + w) = b \cdot CO_2 + c \cdot H_2O + d \cdot SO_2 + e \cdot O_2 + f \cdot N_2 + g \cdot CO + z + i \cdot C$ }

{Vapor de agua en el aire de combustión}

$W_{aire} = HumRat(AirH_2O; T=T_{ext}; r=Hum_{rel_ext}; P=P_{ext})$ {Kg vapor agua/Kg aire seco}
 $X_{aire} = W_{aire} / 0,622$ {Kmol vapor de agua/Kmol aire seco}

{Cálculo de K estequiometrico}

$K_{est} = 32 * (COMB[1] / 12 + COMB[2] / 4 + COMB[5] / 32 - COMB[3] / 32)$ {Kg O₂/Kg combustible}
 $K_{m_est} = K_{est} / 32$ {Kmol O₂/Kg combustible}

{Densidad de aire seco y húmedo}

$\rho_{aire_seco} = density(Air; T=T_{ext}; P=P_{ext})$
 $\rho_{aire_hum} = density(AirH_2O; T=T_{ext}; r=Hum_{rel_ext}; P=P_{ext})$
 $PM_{aire_seco} = 0,209 * 32 + 0,791 * 28$
 $PM_{aire_hum} = 0,209 * (1 - X_{aire}) * 32 + 0,791 * (1 - X_{aire}) * 28 + X_{aire} * 18$

{Cálculo aire estequiométrico seco y húmedo}

$A_{est_seco} = K_{est} / 0,2318$ {Kg aire seco/Kg fuel}
 $A_{est_Hum} = (1 + W_{aire}) * K_{est} / 0,2318$ {Kg aire hum/Kg fuel}

$A_{m_est_seco} = K_{m_est} / 0,209$ {Kmol aire seco/kg fuel}
 $A_{m_est_hum} = (1 + X_{aire}) * K_{m_est} / 0,209$ {Kmol aire Hum/Kg fuel}

$A_{V_est_seco} = A_{est_seco} / \rho_{aire_seco}$ {m³N aire seco/Kg combustible}
 $A_{V_est_Hum} = A_{est_Hum} / \rho_{aire_hum}$ {m³N aire hum/Kg combustible}

{Cálculo de aire real}

$A_{real_seco}=A_{m_real_seco}*PM_{aire_seco}$ {Kg aire real seco/Kg fuel}
 $A_{real_Hum}=A_{m_real_Hum}*PM_{aire_hum}$ {Kg aire real hum/Kg fuel}

$A_{m_real_seco}=A_{m_est_seco}*esc$ {Kmol aire real seco/Kg fuel}
 $A_{m_real_Hum}=A_{m_est_hum}*esc$ {Kmol aire real Hum/Kg fuel}

$A_{V_real_seco}=A_{real_seco}/rho_{aire_seco}$ {m³N aire seco/Kg combustible}
 $A_{V_real_Hum}=A_{real_Hum}/rho_{aire_hum}$ {m³N aire hum/Kg combustible}

{Cálculo de productos de reacción}

GasesX[1]='CO2'
GasesX[2]='N2'
GasesX[3]='SO2'
GasesX[4]='O2'
GasesX[5]='CO'
GasesX[6]='H2O'

$GasesX[1]=alpha*a*COMB[1]/12$ {Kmol Gas[i]/Kg combustible}
 $GasesX[2]=(COMB[4]/28)+(0,791*esc*K_{m_est}/0,209)$
 $GasesX[3]=COMB[5]/32$
 $GasesX[4]=(esc-1)*K_{m_est}+((alpha*(1-a)*COMB[1]/2)+((1-alpha)*COMB[1]))/12$
 $GasesX[5]=alpha*(1-a)*COMB[1]/12$
 $GasesX[6]=(COMB[6]/18)+(esc*K_{m_est}*X_{aire}/0,209)+(COMB[2]/2)$

$0,039/0,0003=GasesX[4]/GasesX[5]$
 $0,0003=GasesX[5]/M_{gasesHu}$ {Porcentaje de quemados gaseosos}
 $0,025=(1-alpha)*COMB[1]/(z+(1-alpha)*COMB[1])$ {Porcentaje de quemados sólidos}

{Total gases secos Kmól gases secos/Kg combustible}

$M_{gasesSe}=\sum(GasesX[i];i=1;5)$

{Total gases Kmól gases húmedos/Kg combustible}

$M_{gasesHu}=\sum(GasesX[i];i=1;6)$

{Concentraciones molares de gases en base seca Kmól gas[i]/Kmól gases secos}

Duplicate i=1;5

$Xs[i]=(GasesX[i]/M_{gasesSe})*100$

End

{Concentraciones molares de gases en base húmeda Kmól gas[i]/Kmól gases húmedos}

Duplicate i=1;6

$Xh[i]=(GasesX[i]/M_{gasesHu})*100$

End

{Peso molecular de gases de combustión}

$PM_{gasesX[1]}=44,01$ {Kg gas[i]/Kmól gas[i]}

$PM_{gasesX[2]}=28,02$

$PM_{gasesX[3]}=64,06$

$PM_{gasesX[4]}=32$

$PM_{gasesX[5]}=28,01$

$PM_{gasesX[6]}=18,02$

$PM_{gasesSec}=\sum(Xs[i]*PM_{gasesX[i]}/100;i=1;5)$ {Kg gases secos/Kmól gases secos}

$PM_{gaseshum}=\sum(Xh[i]*PM_{gasesX[i]}/100;i=1;6)$ {Kg gases húmedos/Kmól gases húmedos}

{Concentraciones máscas de gases en base seca Kg gas[i]/Kg gases secos}

Duplicate i=1;5

$Ys[i]=(Xs[i]*PM_{gasesX[i]}/100)/PM_{gasesSec}$

End

{Concentraciones máscas de gases en base húmeda Kg gas[i]/Kg gases húmedos}

Duplicate i=1;6
Yh[i]=(Xh[i]*PMgasesX[i]/100)/PM_gaseshum
End

{Masa total de gases en Kg/Kg combustible}

m_gases_secos=MgasesSe*PM_gasSec
m_gases_hum=MgasesHu*PM_gaseshum

{Densidad de gases}

rho_gases_secos=(P_ext*100)/((8,314/PM_gasSec)*(T_salida_gases+273,15))
rho_gases_hum=(P_ext*100)/((8,314/PM_gaseshum)*(T_salida_gases+273,15))
T_salida_gases=240

{Caudal volumétrico de gases}

V_gases_secos=m_gases_secos/rho_gases_secos
V_gases_hum=m_gases_hum/rho_gases_hum

{Balance de energía}

{Cálculo de PCI}

PCI=16970

{Kj/Kg combustible}

{Pérdidas en gases secos}

Duplicate i=1;5
h_g[i]=enthalpy(GasesX[i];T=T_salida_gases)-enthalpy(GasesX[i];T=T_ext)
End

h_g_mix=sum(Ys[i]*h_g[i];i=1;5)
P_gases_secos=m_gases_secos*h_g_mix/PCI

{Pérdidas en residuos sólidos}

cp_cen=0,85
T_cen=400
h_c=enthalpy(C;T=T_cen)-enthalpy(C;T=T_ext)
P_res_solid=(z*cp_cen*(T_cen-T_ext)+(1-alpha)*COMB[1]*h_c)/PCI

{Pérdidas por inquemados sólidos}

PC_CO2=(-PMgasesX[1]*enthalpy(GasesX[1];T=T_ext)/PMCOMB[1])
P_inq_solidos=PC_CO2*(1-alpha)*COMB[1]/PCI

{Pérdidas en CO no quemado}

PC_CO=enthalpy(GasesX[5];T=T_ext)-
PMgasesX[1]*enthalpy(GasesX[1];T=T_ext)/PMgasesX[5]
P_CO_inq=PMgasesX[5]*GasesX[5]*PC_CO/PCI

{Pérdidas por vapor de agua}

h_vapor=enthalpy(H2O;T=T_salida_gases)-enthalpy(H2O;T=T_ext)
P_agua_vapor=PMgasesX[6]*GasesX[6]*h_vapor/PCI

{Pérdidas de calor}

P_calor=0,015

{Rendimiento sobre PCI}

eta_PCI=1-P_gases_secos-P_res_solid-P_inq_solidos-P_CO_inq-P_agua_vapor-P_calor

{Caudal de combustible}

m_dot_combus=(Q_gen+Q_conden)/(eta_PCI*PCI)
m_dot_combus_gen=(Q_gen)/(eta_PCI*PCI)
m_dot_combus_conden=(Q_conden)/(eta_PCI*PCI)

{Caudal de aire, gases, residuos sólidos}

```
m_dot_aire=(m_dot_combus_gen+m_dot_combus_conden)*A_real_Hum  
m_dot_gases_hum=(m_dot_combus_gen+m_dot_combus_conden)*m_gases_hum  
m_dot_solidos=(m_dot_combus_gen+m_dot_combus_conden)*(z+(1-alpha)*COMB[1])
```

{Caudal másico de gases de combustión kg/seg}

```
Duplicate i=1;6  
m_dot_Gases_genX[i]=PMgasesX[i]*GasesX[i]*m_dot_combus_gen  
End
```

```
Duplicate i=1;6  
m_dot_Gases_condenX[i]=PMgasesX[i]*GasesX[i]*m_dot_combus_conden  
End
```