

UNIVERSIDAD DE ALMERIA

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA

“Análisis comparativo de tecnologías solares de baja y media concentración para suministro de energía térmica a procesos de pasteurizado en la industria”



Curso 2018/2019

Alumno/a:

Magdalena Barnetche Orensanz

Director/es:

Loreto Valenzuela Gutierrez
Eduardo Zarza Moya



Índice

| | |
|--|----|
| 1. Memoria..... | 2 |
| 1.1. Nomenclatura..... | 2 |
| 1.2. Interés..... | 6 |
| 1.3. Objetivos..... | 13 |
| 1.4. Especificaciones generales:..... | 13 |
| 1.4.1. <i>Elección del año meteorológico tipo:</i> | 13 |
| 1.4.2. <i>Estimación de la demanda térmica</i> | 14 |
| 1.4.2.1. Procesos de pasteurización..... | 14 |
| 1.4.2.2. Producción lechera en la Provincia de Buenos Aires..... | 16 |
| 1.4.2.3. Estimación de la demanda térmica tipo..... | 19 |
| 1.4.3. Bases de diseño..... | 22 |
| 1.4.3.1. Generalidades..... | 22 |
| 1.4.3.2. Filosofía de operación y control..... | 25 |
| 1.4.3.3. Campo solar de media temperatura..... | 34 |
| 1.4.3.4. Campo solar de baja temperatura..... | 45 |
| 1.4.4. Análisis económico..... | 52 |
| 1.5. Especificaciones técnicas:..... | 54 |
| 1.5.1. Campo solar de media temperatura..... | 54 |
| 1.5.2. Campo solar de baja temperatura..... | 56 |
| 1.6. Resultados y conclusiones..... | 59 |
| 1.6.1. Campo solar de media temperatura..... | 59 |
| 1.6.2. Campo solar de baja temperatura..... | 63 |
| 1.6.3. Comparación entre campos solares de baja y media temperatura..... | 67 |
| 1.6.4. Conclusiones..... | 73 |
| 1.7. Bibliografía..... | 75 |
| 2. Fases de elaboración del TFM y su cronograma asociado..... | 76 |
| 3. Planos..... | 78 |
| 4. Presupuesto..... | 86 |
| 4.1. Análisis económico..... | 86 |
| 4.1.2. Costos del campo solar tipo CCP..... | 86 |
| 4.1.3. Costos del campo solar tipo Placa Plana..... | 87 |
| 5. Anexos..... | 90 |

| | |
|---|----|
| Anexo1: fichas técnicas..... | 92 |
| Anexo2: propiedades termodinámicas..... | 96 |

1. Memoria.

1.1. Nomenclatura.

| | |
|---|---|
| A_c (m ²) | Área de apertura del concentrador |
| $A_{\text{captación}}$ (m ²) | Área total de captación del campo solar |
| a_1 (W/m ² °C) y a_2 (W/m ² °C ²) | Coeficientes de pérdidas térmicas |
| A_β (W/m ²) | Albedo sobre la superficie inclinada |
| B (W/m ²) | Radiación directa |
| CAPEXn (€) | Son los costos de bienes capitales del proyecto en el período “n” |
| c_{p,H_2O} (kJ/kg°C) | Capacidad calorífica del agua |
| $c_{p,l}$ (kJ/kg°C) | Capacidad calorífica específica de la leche |
| D (W/m ²) | Radiación difusa |
| D_c (m) | Diámetro interno del tubo absorbedor |
| D_{in} (mm) | Diámetro interno de la tubería |
| DN (in) | Diámetro nominal |
| DNI (W/m ²) | Radiación normal directa |
| D_β (W/m ²) | Radiación difusa sobre la superficie inclinada |
| $E_{alm,max.}$ (MWh) | Energía máxima de almacenamiento |
| E_{aux} (MWh/ anual) | Energía consumida por la fuente auxiliar |
| E_{cs} (MWh) | Energía producida por el campo solar |
| $E_{demanda}$ (kWh/día) | Energía diaria demandada por el proceso |
| E_n (MWh) | Es la energía térmica producida en el período “n” |
| E_t (min) | Ecuación del tiempo |
| $E_{1 \text{ fila}}$ (Wh) | Energía de 1 fila de captadores |
| f (-) | Factor de fricción |
| F_{bomba} (m ³ /h) | Caudal de la bomba en el punto de diseño |
| F_{cs} (m ³ /h) | Caudal volumétrico total del campo solar |
| f_e (-) | Factor de limpieza |

| | |
|---|--|
| F_{H_2O} (m ³ /s) | Caudal volumétrico del agua |
| F_l (l/día) | Caudal volumétrico de leche |
| F_n (€) | Es el costo del combustible consumido en el período “n” |
| F_S (%) | Fracción solar |
| FF_n (€) | Flujo de fondos del período “n” |
| G (W/m ²) | Radiación global |
| GN_{ahorrado} (m ³) | Volumen de gas natural ahorrado por el campo solar respecto a la demanda inicial |
| GN_{auxiliar} (m ³) | Volumen de gas natural consumido por la fuente auxiliar |
| G_β (W/m ²) | Radiación global sobre la superficie inclinada |
| $h(T_{f,H_2O})$ y $h(T_{i,H_2O})$ (kJ/kg) | Entalpía específica del agua evaluada a la temperatura inicial y final |
| H_{bomba} (m) | Altura de la bomba en el punto de diseño |
| $HH_{\text{operación}}$ (h/día) | Horas diarias de operación del proceso |
| i (%) | Tasa de retorno mínima atractiva |
| J_d (-) | Día Juliano |
| k (años) | Vida útil del proyecto |
| $K(\vartheta)$ (-) | Modificador del ángulo de incidencia |
| L (m) | Longitud del tramo de tubería |
| L_c (m) | Largo del captador |
| $LCOH$ (€/MWh) | Coste nivelizado del calor |
| L_{eq} (m) | Longitud equivalente de accesorios |
| L_{local} (°) | Meridiano local |
| L_{st} (°) | Meridiano del tiempo estándar |
| L_{terreno} (m) | El largo del terreno |
| n (años) | Período |
| N_c (-) | Número de captadores totales |
| N_{filas} (-) | Nº de filas de captadores |
| N_{paralelo} (-) | Número de captadores en paralelo |
| $NPSH_d$ (m) | Altura neta de succión disponible |
| $NPSH_r$ (m) | Altura neta de succión requerida |
| N_{serie} (-) | Número de captadores por fila. |

| | |
|------------------------|--|
| OPEXn (€) | Son los costos de operaciones del proyecto en el período “n” |
| P_{c-a} (W) | Potencia pérdida al ambiente |
| P_{c-f} (W) | Potencia térmica útil del captador |
| p_{alm} (bar) | Presión de almacenamiento |
| P_{bomba} (hp) | Potencia de la bomba |
| p_d (bar) | Presión de descarga de bomba |
| $P_{demanda}$ (kW/día) | Potencia diaria demandada por el proceso |
| P_e (W) | Potencia eléctrica de la bomba |
| $p_{e:f1}$ (bar) | Presión de entrada en la fila más alejada de la bomba |
| P_H (W) | Potencia hidráulica de la bomba |
| p_s (bar) | Presión de succión de bomba |
| $p_{s:f1}$ (bar) | Presión de salida en la fila más alejada de la bomba |
| $p_{tk:cold}$ (bar) | Presión en el tanque frío |
| $p_{tk:hot}$ (bar) | Presión en el tanque caliente |
| P_{1fila} (W) | Potencia de 1 fila de captadores |
| Q_{alm} (kJ) | Calor de almacenamiento |
| $Q_{demanda}$ (kJ/día) | Calor demandado por el proceso |
| \dot{Q}_{H2O} (kJ/s) | Flujo de calor del agua |
| Q_l (kJ) | Calor transferido a la leche |
| \dot{Q}_l (kJ/s) | Flujo de calor de la leche |
| T_a (°C) | Temperatura ambiente |
| T_{alm} (°C) | Temperatura del medio de almacenamiento |
| T_{cm} (°C) | Temperatura media del fluido en el captador |
| $T_{f,H2O}$ | Temperatura final del agua |
| $T_{f,l}$ (°C) | Temperatura final de la leche |
| $T_{i,H2O}$ (°C) | Temperatura inicial del agua |
| $T_{i,l}$ (°C) | Temperatura inicial de la leche |
| TLCC (€) | Costos totales del ciclo de vida |
| TLM (h) | Tiempo local del meridiano |
| T_m (°C) | Temperatura media del fluido en el captador |
| $T_{m,l}$ (°C) | Temperatura media de la leche |
| TVS (h) | Tiempo solar verdadero |

| | |
|------------------------------------|---|
| T_o (°C) | Temperatura a la entrada del captador |
| v (m/s) | Velocidad del fluido |
| V_{alm} (kJ) | Volumen de almacenamiento |
| VAN (€) | Valor actual neto |
| V_c (m ³) | Volumen dentro de captadores |
| V_{cs} (m ³) | Volumen de fluido en el campo solar |
| v_f (m/s) | Velocidad en un captador o fila de captadores |
| W_c (m) | El ancho del captador |
| w_f (kg/s) | Caudal másico por fila de captadores |
| $W_{terreno}$ (m) | Ancho del terreno |
| α (°) | Altitud solar |
| β (°) | Ángulo de inclinación del captador |
| γ (°) | Ángulo azimutal de la superficie |
| δ (°) | Declinación |
| ε (mm) | Rugosidad del material |
| η (%) | Rendimiento global del captador solar |
| η_{bomba} (%) | Rendimiento de la bomba |
| η_e (%) | Rendimiento eléctrico |
| η_m (%) | Rendimiento mecánico |
| η_{opt} (%) | Rendimiento óptico del captador solar |
| $\eta_{opt,0^\circ}$ (%) | Rendimiento óptico pico del captador solar |
| ϑ (°) | Ángulo de incidencia |
| θ_z (°) | Ángulo cenital |
| μ (cp) | Viscosidad |
| ρ (kg/m ³) | Densidad del fluido |
| ρ_{H_2O} (kg/m ³) | Densidad del agua |
| ρ_l (kg/m ³) | Densidad de la leche |
| τ (-) | Albedo |
| ϕ (°) | Latitud |
| ψ (°) | Ángulo azimutal |
| ω (°) | Ángulo horario |
| Δp (Pa) | Pérdida de carga |

| | |
|---------------------------------|--|
| Δp_{bomba} (bar) | Diferencia de presión en bomba de circulación |
| ΔT (-) | Diferencia de temperaturas del fluido entre entrada y salida del campo solar |
| ΔT_c (-) | Diferencia de temperatura del fluido entre entrada y salida de un captador |

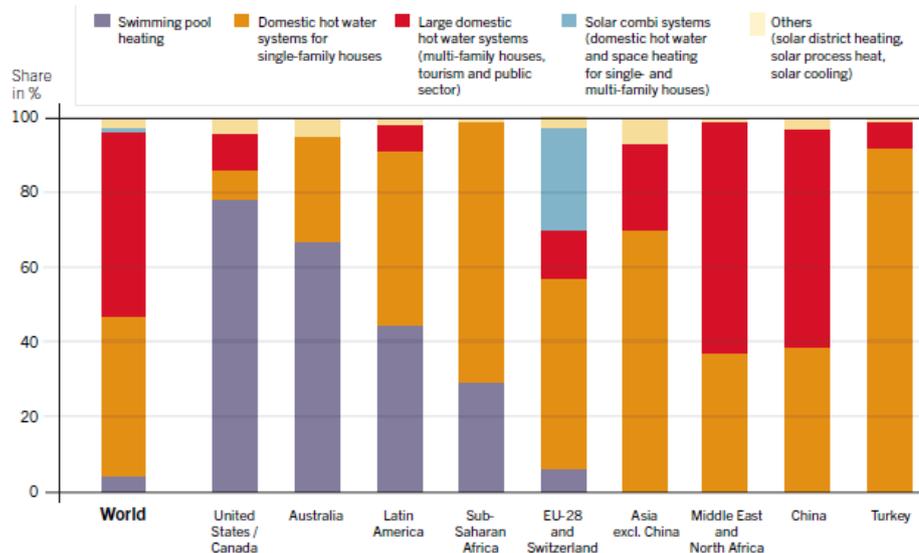
1.2. Interés.

El objetivo de este Trabajo Final de Máster es analizar la posibilidad de implementar energía solar para generar calor de proceso, mediante la utilización de captadores solares de baja (<100°C) y de media temperatura (<250°C) ref. [4], para la industria lechera argentina.

Los captadores solares son dispositivos diseñados para absorber la radiación solar, transformarla en energía térmica y transferirla a un fluido que circula por su interior. La ventaja de los captadores solares empleados para calor de proceso radica en el ahorro de gas o energía eléctrica para calentar el fluido a la temperatura requerida por el proceso, lo que conlleva a una reducción directa de emisiones de gases de efecto invernadero, motivos suficientes para promover su desarrollo.

Sin embargo, en la actualidad el uso de energía solar térmica para calor de proceso es despreciable en comparación a su uso para calentamiento de agua sanitaria. La capacidad de energía solar térmica instalada a nivel mundial a fines del año 2015 era de 435 GWth y el 71% de esta capacidad pertenece a China. Brasil, el mayor exponente latinoamericano y 5° a nivel mundial, cuenta con un 2%, mientras que en Argentina se estima menos del 0,01%. En la Figura 1 vemos como se distribuyen los usos de la energía solar térmica por regiones, el 63% del uso global corresponde al sector residencial, mientras que el correspondiente a calor de proceso es despreciable.

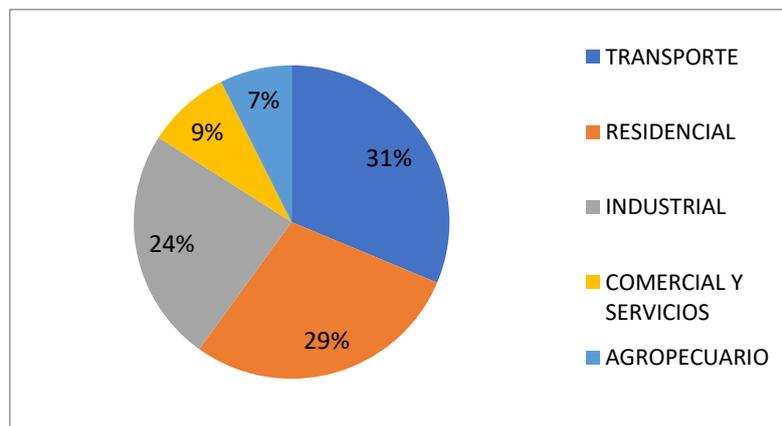
Figura 1: Distribución de la aplicación de la energía solar térmica en las nuevas instalaciones.



Fuente: “Renewables 2016: Global Status Report”, IRENA (International Renewable Energy Agency) Ref. [1]

Una característica de los países en vías de desarrollo es que la energía primaria consumida se divide en tres partes iguales entre el sector industrial, residencial y el transporte, por lo que el potencial ahorro de emisiones de gases efecto invernadero en la aplicación de energía solar en calor de proceso es elevada. En Argentina se cumple esta relación y podemos observarlo en el gráfico de la Figura 2.

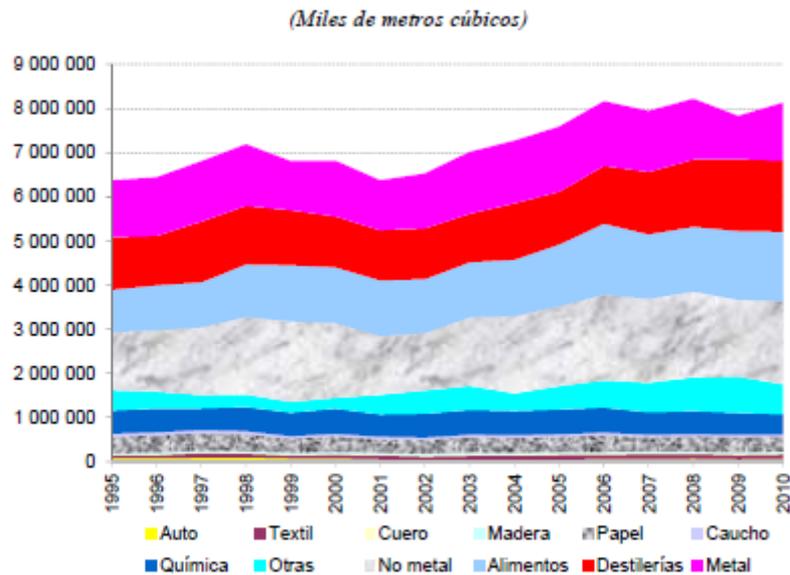
Figura 2: Distribución de la demanda de energía primaria en Argentina.



Fuente: Balance Energético Nacional. Secretaria de Energía (2016) Ref. [2]

El combustible más utilizado para la generación de calor de proceso en la Argentina es el gas natural. En el gráfico de la Figura 3 podemos ver como la demanda de gas incrementa a lo largo de los años y cuáles son las industrias con mayor consumo de este combustible.

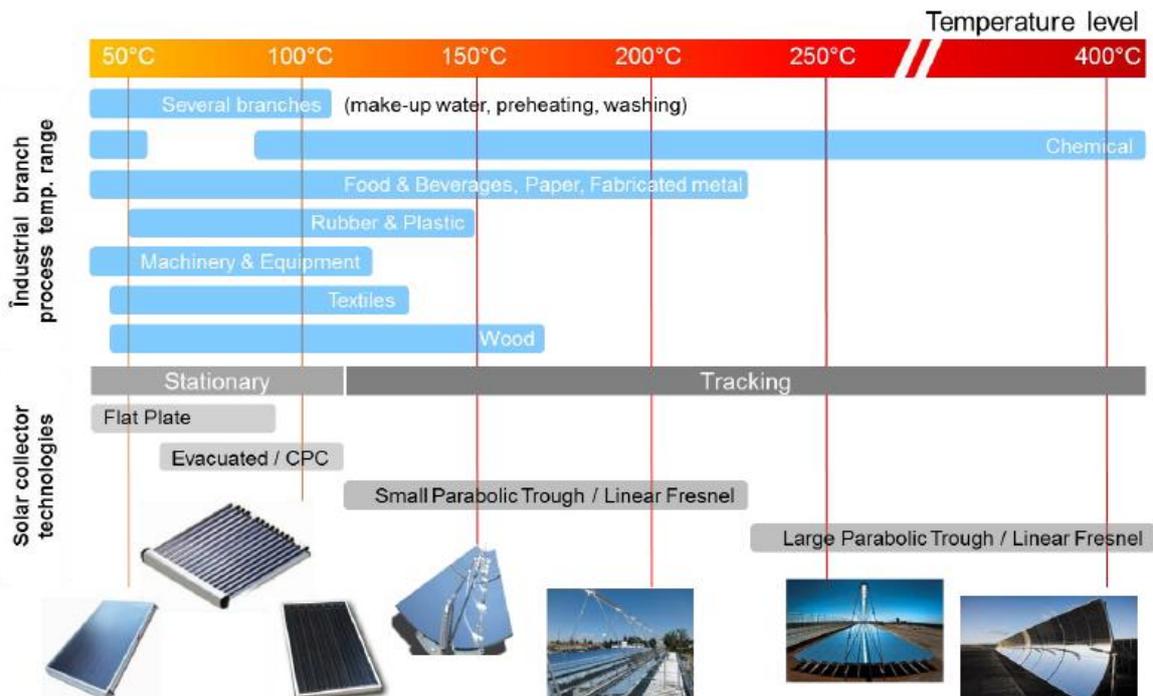
Figura 3: Distribución del consumo de gas natural en la industria argentina.



Fuente: Informe nacional de monitoreo de la eficiencia energética de La República Argentina, 2014. Ref. [3]

El 80% del calor de proceso a nivel mundial es requerido a una temperatura menor de 250 °C, para este rango existen diversas tecnologías solares a escala comercial. En la Figura 4 se muestra que tecnología solar es más apropiada para cada rango de temperaturas y que procesos industriales encontramos en dicho rango.

Figura 4: Demanda energética en la industria y tecnologías solares disponibles según niveles de temperatura.



Fuente: Technical Report A.1.3, IEA SHC Task 49. Ref. [4]

Para acotar el alcance de este trabajo se seleccionó la industria de alimentos por ser uno de los sectores con mayor consumo de calor de proceso en la Argentina. Dentro de dicha industria el proceso de pasteurizado es utilizado para la estabilización de distintos alimentos líquidos como la leche, el vino, los jugos, yogurts, cremas etc. El proceso consiste en mantener el fluido a una temperatura constante durante un tiempo de residencia determinado para que la pasteurización tenga efecto. De este modo se logra la destrucción de los microorganismos patógenos sin alterar las propiedades de los alimentos. Para acotar el campo de implementación, hemos seleccionado optimizar el diseño para la industria lechera, y esta elección se justifica porque Argentina es el segundo productor más grande en Latinoamérica después de Brasil y su producción corresponde al 1,8 % de la producción mundial de 11 millones de toneladas. En la Tabla 1 se muestran los distintos tipos de pasteurización de la leche y sus condiciones de operación.

Tabla 1: Parámetros para distintos tipos de pasteurización.

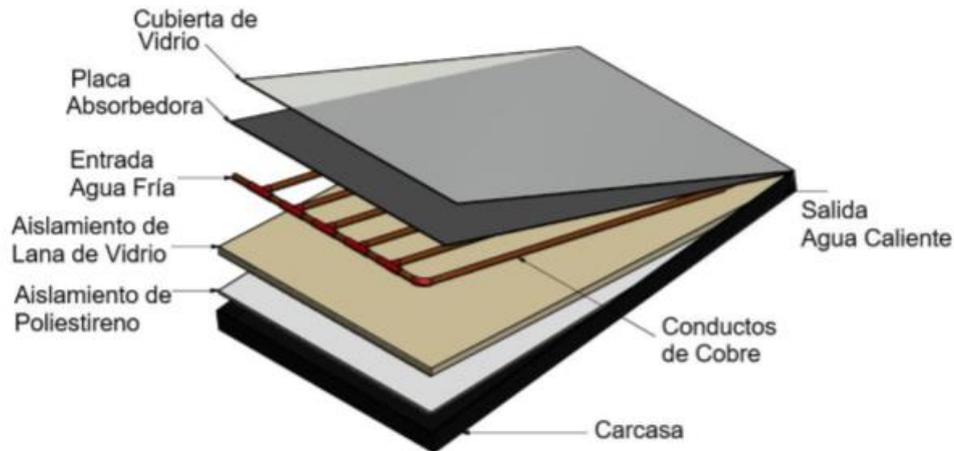
| Temperatura | Tiempo | Capacidad (l) | Tipo de Pasteurizado |
|-------------|-----------------|---------------------|---|
| 63 °C | 30 minutos | 200-1500 | <u>Lenta</u> : en tanque con camisa con circulación de agua caliente o vapor. Luego se enfría hasta 4°C. El proceso puede durar hasta 24 h. |
| 72 °C | 15 /20 segundos | Grandes capacidades | <u>Continua o HTST</u> : en intercambiadores de calor de placa plana. Pre calentamiento desde 4°C a 58°C con leche pasteurizada y calentamiento a 72°C con agua caliente o vapor, luego se pasa por un tubo de retención durante 20 segundos. |
| 115°C | 4 segundos | | <u>Ultrapasteurización</u> : inyección directa de vapor y luego separación. |
| 140-150°C | 4 segundos | | <u>Esterilización</u> : inyección directa de vapor y luego separación. |

Fuente: Portal lechero. Ref. [5]

Por lo tanto, podemos concluir que tanto las tecnologías solares de baja temperatura, es decir, los captadores de placa plana y los de tubo de vacío, como los de media temperatura, pequeños captadores cilíndricos parabólicos y fresnel lineales, pueden ser utilizados para brindar calor al proceso de pasteurización. Describiremos brevemente estos 4 tipos de captadores mencionados.

Los captadores de placa plana, ver Figura 5, cuentan con una cubierta exterior formada por una placa de cristal transparente o de plástico, una placa absorbente que es una placa plana pintada de negro mate que cuenta con tubos para transportar el fluido caloportador, un aislamiento para minimizar la transferencia de calor y finalmente la carcasa que le da rigidez y actúa como soporte para el captador.

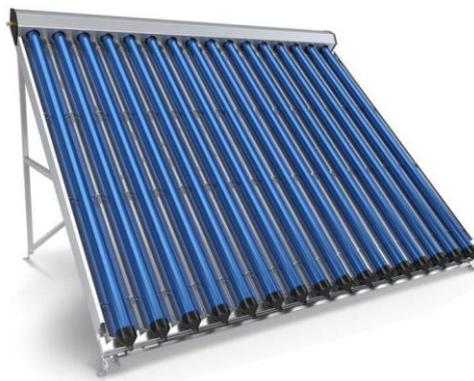
Figura 5: Captador de placa plana.



Fuente: Diseño de dos bancos de prueba para colectores solares de placa plana.

Los captadores de tubos de vacío, ver Figura 6, están constituidos por tubos transparentes de vidrio en donde se ha realizado vacío entre la pared del tubo y el absorbedor. La cubierta de vidrio suele ser simple o doble y la placa se encuentra tratada con un material selectivo. Esto hace que los captadores sean más eficientes frente a temperaturas ambientales más bajas, y puedan aprovechar mejor la radiación difusa.

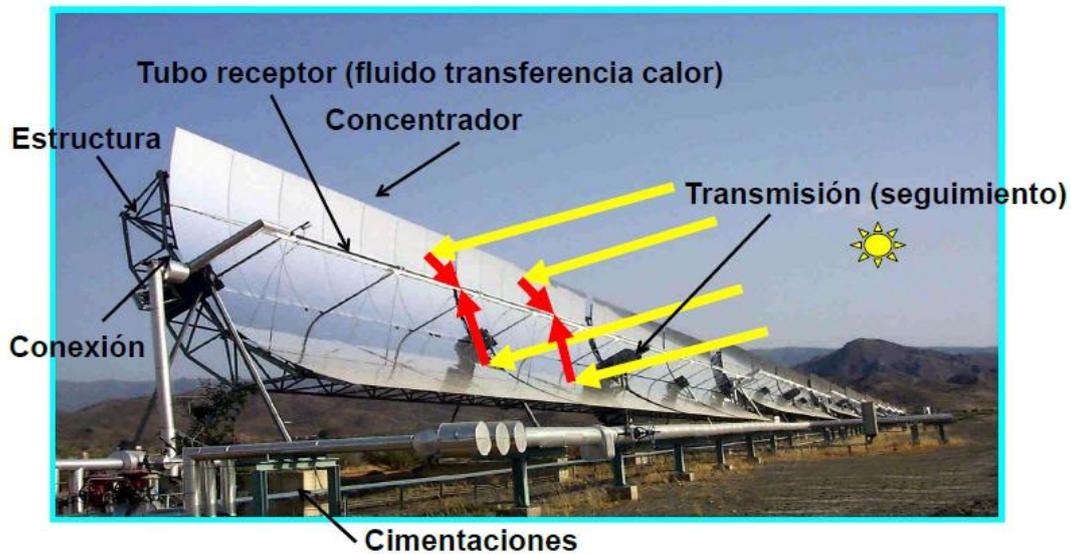
Figura 6: Captador de tubos de vacío.



Fuente: página web www.archiexpo.es

Los captadotes cilindroparabólicos, ver Figura 7, están constituidos por un espejo de forma de parábola cilíndrica que refleja y concentra los rayos solares en un tubo absorbedor ubicado en el foco de esta parábola. Por el tubo absorbedor circula el fluido caloportador que aprovecha el calor obtenido por la radiación solar concentrada. Los espejos se encuentran soportados sobre una estructura metálica que permite el movimiento del conjunto para seguir la trayectoria solar.

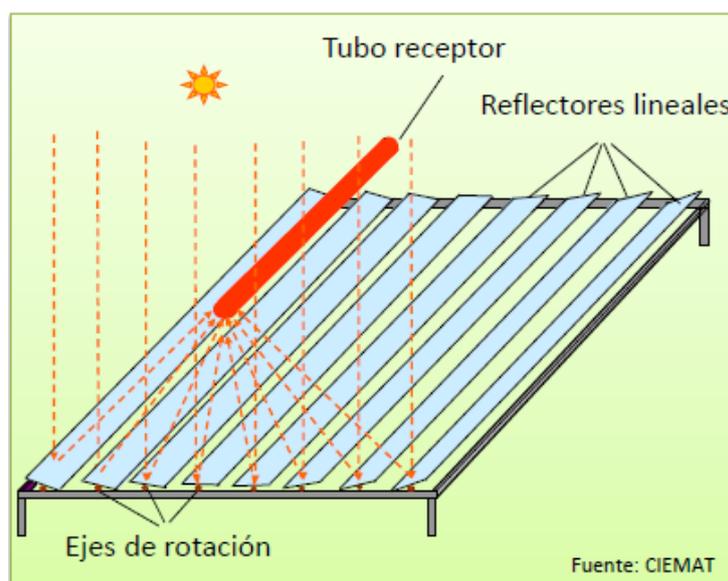
Figura 7: Captador cilindroparabólico.



Fuente: Diapositivas de la asignatura "Energía solar de media concentración".

Los captadores solares lineales de Fresnel, ver Figura 8, están conformados por distintas láminas de espejo dispuesta de forma lineal una al lado de la otra que poseen movilidad independiente de manera que la estructura de soporte tiene la misión de mover estas láminas para formar en conjunto una parábola cuyo foco se encuentre situado donde se sitúa el tubo absorbedor que se encuentra estático.

Figura 8: Captador lineal de Fresnel.

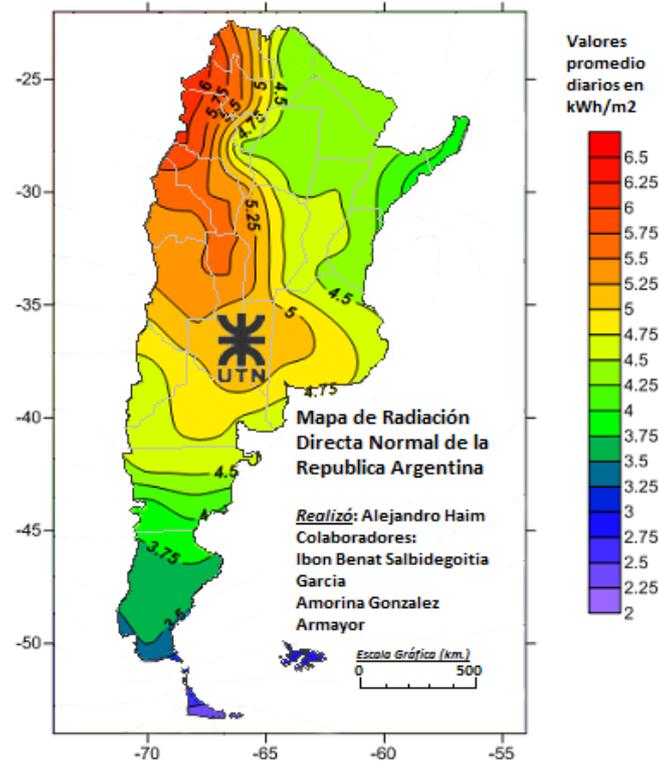


Fuente: Diapositivas de la asignatura "Energía solar de media concentración".

En cuanto a la localización del sistema solar a diseñar, hemos elegido la provincia de Buenos Aires porque es la provincia de Argentina donde se ubica la mayor parte de la industria lechera. Vale aclarar que esta provincia se encuentra en el centro del territorio argentino a una latitud de 36° y si bien sus condiciones de radiación solar disponible no son favorables,

existen zonas del país con niveles de radiación solar directa muchísimo más elevados como son las provincias de San Juan y Mendoza, ubicadas en el noroeste del país, donde las tecnologías solares de concentración pueden aplicarse con mayor rendimiento, por ejemplo, para la industria vitivinícola, predominante en la zona. En la Figura 9 se muestra el mapa de distribución de la radiación normal directa en la Argentina.

Figura 9: Mapa de la radiación directa normal de la República Argentina.



Fuente: Tesis: "Estudio para definir áreas geográficas adecuadas para la implementación de plantas solares termoeléctricas de "torre" en la Argentina". Ref. [6]

Entonces, nos preguntamos por qué la industria no utiliza el recurso solar para generar calor. En las regiones de América Latina y El Caribe se han identificado barreras para su implementación frente a las tecnologías convencionales, estas son: el costo inicial de inversión relativamente alto en comparación con los sistemas de fuentes energéticas convencionales, la falta de incentivos económicos y financieros, como deducción de impuestos, créditos, etc., la falta de incentivos y capacitación para generar personal idóneo para la fabricación, instalación y mantenimiento de los equipos, la carencia de normativas nacionales obligatorias que establezcan requerimientos de eficiencia, integridad física y calidad de los mismos y, principalmente, la existencia de subsidios al gas.

Afortunadamente, en los últimos años han surgido leyes para el fomento de las energías renovables como la ley 27.191 del año 2015. Uno de los puntos de esta ley establece que todos los usuarios de energía eléctrica de la República Argentina deberán alcanzar una incorporación mínima de energías renovables de un 20% para el 2025. Los grandes consumidores (>300kW) deberán cumplir individualmente con este objetivo y podrán autogenerar o contratar la compra de energía. Esto último podría funcionar como motor para impulsar el uso de energía solar en la industria.

1.3. Objetivos.

Los objetivos específicos de este Trabajo Fin de Máster se presentan a continuación:

- a. Realizar un análisis de factibilidad técnica y económica, comparando la tecnología solar térmica de baja y media temperatura para la generación de calor para el proceso industrial de pasteurización de leche en la provincia de Buenos Aires, Argentina.
- b. Diseñar una instalación solar térmica de baja temperatura con captadores del tipo de placa plana para el proceso industrial de pasteurización de leche.
- c. Diseñar una instalación solar térmica de media temperatura con captadores de tipo cilindroparabólico para el proceso industrial de pasteurización de leche.
- d. Evaluar técnica y económicamente las ventajas y desventajas de cada una de las instalaciones solares propuestas.
- e. Realizar una comparativa de las soluciones estudiadas frente a soluciones basadas con tecnologías energéticas convencionales.

1.4. Especificaciones generales:

1.4.1. Elección del año meteorológico tipo:

Para poder realizar el dimensionamiento del campo solar se requiere un año meteorológico tipo (desde ahora TMY por sus siglas en inglés de *Typical Meteorological Year*). Los datos deben ser representativos de la zona de implantación. Para el caso de estudio de este Trabajo Fin de Máster se tomaron datos meteorológicos de la Provincia de Buenos Aires. Se seleccionó la base de datos de Climate.One.Bulding recomendada por la institución NREL (National Renewable Energy Laboratory) que posee TMY para toda la región de Argentina con datos de radiación solar directa y difusa de estimación satelital y mediciones en terreno. En la Tabla 2 se muestra el promedio mensual de la radiación directa recibida en la Provincia de Buenos Aires según esta base de datos.

Tabla 2: Valores de energía solar acumulada mensualmente por unidad de superficie a partir de valores radiación solar directa del Año Meteorológico Tipo 2003-2017, Climate.onebulding.org

| Mes | B (kWh/m ²) |
|-----|-------------------------|
| Ene | 159,6 |
| Feb | 135,8 |
| Mar | 115,6 |
| Abr | 84,8 |
| May | 75,0 |
| Jun | 62,8 |
| Jul | 57,6 |
| Ago | 73,3 |
| Sep | 86,7 |
| Oct | 121,8 |
| Nov | 141,6 |
| Dic | 185,6 |

Fuente: elaboración propia.

1.4.2. Estimación de la demanda térmica.

1.4.2.1. Procesos de pasteurización.

Para poder estimar la demanda térmica del proceso de pasteurización de leche primerharemos una breve introducción de los distintos subprocesos disponibles.

1. Pasteurización lenta o LTLT (low temperature low time):

La leche debe calentarse hasta 64°C y mantenerse a esa temperatura durante 30 min. Luego la leche es enfriada hasta 4°C. El proceso se realiza dentro de tanques con camisas de calentamiento/enfriamiento. El agua caliente o vapor circula por el exterior de la camisa mientras que la leche se deposita en el interior del tanque. Se necesita de un agitador para mantener la temperatura homogénea. Solo se puede emplear para pequeñas cantidades de leche, siendo la capacidad máxima de tratamiento de 2000 L diarios por tanque de pasteurización.

2. Pasteurización rápida o HTST (high temperature short time):

Primero la leche es calentada desde 4°C hasta 58°C en el regenerador (un intercambiador de placa plana), donde se utiliza la leche recién pasteurizada como fluido caliente. Luego se calienta hasta 72/75°C con agua o vapor, en otro intercambiador. Después de alcanzar los 72/75°C la leche pasa a un tubo de retención donde se mantiene la temperatura durante 20 segundos. Finalmente, se enfría hasta 4 °C para ser almacenada. Este proceso se utiliza para tratar grandes cantidades de líquidos.

3. Ultrapasteurización:

La leche se calienta hasta temperaturas de 110 /115°C durante 5 segundos. El calentamiento se produce por inyección de vapor, luego se lleva la leche a una cámara de vacío donde se produce la separación por condensación del vapor. Se utiliza para volúmenes de leche mayores a 5000 litros al día.

4. Esterilización o UHT (ultra high temperature):

Se trata de un proceso similar al procedimiento de ultrapasteurización, pero se en el calentamiento se alcanzan temperaturas de 140 y 150°C durante 5 segundos.

En la Tabla 3 comparamos ventajas y desventajas de cada uno de los procesos de pasteurización.

Tabla 3: Ventajas y desventajas de los distintos procesos de pasteurización.

| Proceso | Ventajas | Desventajas |
|---------------------------|---|--|
| LTLT | Leche de alta calidad. | Lento. Mayor consumo energético que HTST. Capacidad limitada. |
| HTST | Se pueden procesar grandes volúmenes de leche en forma continua. Puede automatizarse el proceso fácilmente. Es rápido. Ocupa poco espacio. Es un proceso cerrado por lo que evita contaminación. Menos consumo energético de todos los procesos. Leche de alta calidad. | Fugas en placas. Difícil de drenar completamente. |
| Ultrapasteurización y UTH | Se pueden procesar grandes volúmenes de leche en forma continua. Puede automatizarse el proceso fácilmente. Rápido. La leche dura 4 meses empaquetada. Leche de alta calidad. | El sistema de pasteurización es más costoso por la necesidad de generar vapor. |

Fuente: elaboración propia.

1.4.2.2. Producción lechera en la Provincia de Buenos Aires.

La producción lechera argentina está concentrada mayoritariamente en 3 provincias: Córdoba (37%), Santa Fe (32%) y Buenos Aires (25%). En la Provincia de Buenos Aires existen 327 plantas de elaboración de productos lácteos que procesan más de 8,5 millones de litros por día. Toda la leche comercializable de la provincia debe ser pasteurizada obligatoriamente por el decreto ley 7.265/67.

En cuanto al perfil de los productores de leche en Argentina los mismos existen en una gran diversidad, desde pequeños hasta grandes corporaciones. En la Tabla 4 se resumen las principales características de los segmentos en la industria lechera argentina.

Tabla 4: Caracterización de los principales segmentos industriales de la rama láctea en Argentina.

| Características | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | Total |
|--------------------------------|---------------|--------|---------------|---------|-------|-------|--------|
| Tamaño | Grande | Grande | Mediana | Mediana | Chica | Micro | |
| Orientación | Diversificada | Mono | Diversificada | Mono | Mono | Mono | |
| Cant. Firmas | 6 | 3 | 10 | 33 | 60 | 560 | 672 |
| Cant. Plantas | 29 | 7 | 10 | 33 | 60 | 560 | 697 |
| Plantas/Firmas | 4,8 | 1,7 | 1 | 1 | 1 | 1 | |
| Producción (Ml/año) | 5.044 | 880 | 854 | 1.923 | 937 | 1.741 | 11.739 |
| Producción individual (Ml/día) | 2,3 | 0,8 | 0,23 | 0,16 | 0,043 | 0,009 | |

Fuente: OCLA (2018). Ref. [9]

En la Tabla 5 se muestran las principales empresas argentinas que componen el sector lácteo y su recepción de leche en el año 2017.

Tabla 5: Principales empresas lácteas argentinas, ordenadas por recepción de leche.

| Empresa | Recepción año 2017 (x1000 l/día) |
|--------------------|-------------------------------------|
| La Serenísima | 3.520 |
| Saputo | 3.050 |
| Williner | 1.570 |
| Punta del Agua | 1.020 |
| Verónica | 980 |
| Sancor | 920 |
| Noal | 890 |
| Milkaut | 800 |
| Hnos García | 750 |
| Danone | 700 |
| Nestlé | 680 |
| La Sibila | 565 |
| Comp. Reg. Lácteos | 470 |
| Manfrey | 450 |
| Sobrero y Cangolo | 400 |

Fuente: OCLA (2018). Ref. [9]

La mayor productora de leche en la Argentina, La Serenísima, tiene 6 plantas procesadoras, cuyas ubicaciones se muestran en la imagen de la Figura 10.

Figura 10: Plantas procesadoras de leche de la empresa argentina La Serenísima.



Fuente: La Serenísima. Ref. [10]

La leche cruda se puede destinar para producir distintos productos que deben ser pasteurizados. En la Tabla 6, elaborada por el Ministerio de Agroindustria de Argentina, divide a la leche en tres grandes grupos que corresponden a la leche fluidizada, leche destinada a productos y finalmente la leche informal, luego estos grupos son subdivididos en los porcentajes que se destinan a cada subproducto final.

Tabla 6: Destino de la leche cruda.

Destino de la leche cruda
Año 2010 y 2015; en % de leche cruda

| Destino | Productos | Participación | |
|-------------------------------------|---------------------------|---------------|------|
| | | 2010 | 2015 |
| Leche fluída (18,4%) | Leche pasteurizada | 66% | 62% |
| | Leche esterilizada | 28% | 33% |
| | Leche chocolatada | 5% | 5% |
| | Leche en polvo entera | 20% | 22% |
| | Leche en polvo descremada | 5% | 6% |
| | Queso de pasta dura | 12% | 11% |
| Leche a productos (74,6%) | Queso de pasta semidura | 23% | 25% |
| | Queso de pasta blanda | 21% | 20% |
| | Manteca | 10% | 8% |
| | Dulce de leche | 3% | 3% |
| | Leche condensada | 0% | 0% |
| | Yogur | 5% | 4% |
| | Postres lácteos y flanes | 1% | 0% |
| Leche informal (7%) | Leche informal | - | - |

Fuente: Ministerio de Agroindustria. Ref. [11]

Cada una de las plantas de la empresa La Serenísima están destinadas a la producción de distintos lácteos, en la Tabla 7 se resumen las 6 plantas con sus productos y su localización.

Tabla 7: Productos elaborados en las distintas plantas productoras de la Serenísima.

| Planta | Productos | Ubicación |
|--|---|--|
| Complejo Industrial Victorio Mastellone | Producción de quesos blandos y semiduros. Elaboración de leche en polvo, de suero de queso en polvo, y de masa para quesos procesados. | Trenque Lauquen, Buenos Aires, Argentina |
| Complejo Industrial Pascual Mastellone | Elaboración de leches fluidas (fresca y larga vida), leche en polvo, dulce de leche, manteca, crema, quesos procesados, quesos untables y ricotta. Fraccionado, feteado, y fundido de quesos. | Almte. Guillermo Brown 957, Gral. Rodríguez, Buenos Aires, Argentina |
| Canals | Producción de quesos semiduros. Elaboración de masa de Mozzarella. | Canals, Córdoba, Argentina |
| Los Charas | Producción de quesos especiales (Camembert, Brie). | Coronel Brandsen, Buenos Aires, Argentina |
| Leubucó | Producción de quesos duros. | Leubucó, Buenos Aires, Argentina |
| Mastellone San Luis | Elaboración de queso rallado. Elaboración de queso en hebras. Envasado de leche. | San Luis, Argentina |

Fuente: La Serenísima. Ref. [10]

1.4.2.3. *Estimación de la demanda térmica tipo.*

Se seleccionó la planta del complejo industrial Pascual Mastellone dado que es la de mayor producción, de esta manera se podrá evaluar la competitividad de utilización de un campo solar térmico con captadores solares de media temperatura frente a uno diseñado con captadores solares de baja temperatura.

El método de pasteurización utilizado es el de HTST (ver Tabla 3) debido a que resulta el más ventajoso por ser el que consume menos energía térmica por su etapa de precalentamiento.

Para poder calcular la demanda térmica se estimó la producción de cada producto derivado de la leche cruda y se dividió en forma proporcional por el número de plantas productoras, ver Tabla 8.

Para que se entienda mejor vamos a describir la marcha de cálculos para la leche entera en polvo: primero se multiplica la recepción diaria de leche en la empresa la Serenísima por el porcentaje de leche destinada a la categoría productos de leche (74,6%), luego este valor se afecta por el porcentaje correspondiente a la leche entera en polvo (22%) obteniendo unos 577.702,4 l/día destinados a la producción de leche entera en polvo. Finalmente, esta cantidad se divide por la cantidad de plantas que producen leche entera en polvo en la empresa, en este caso 2, por lo que obtenemos una producción de 288.851,2 l/día por planta.

Tabla 8: Estimación de la producción de los derivados de leche cruda por planta.

| Recepción diaria La Serenísima (l/día) | 3.520.000 | | | | |
|--|-----------|-----------------------|--------------------|-----------|-------------------------------|
| Destino de la leche cruda | % | T pasteurización (°C) | Producción (l/día) | Planta | Producción por planta (l/día) |
| Leche fluida | 18,4 | | | | |
| Leche pasteurizada | 62 | 75 | 401.561,6 | PM | 401.561,6 |
| Leche esterilizada | 33 | 140 | 213.734,4 | PM | 213.734,4 |
| Leche Chocolatada | 5 | 75 | 32.384,0 | | (1) |
| Productos de leche | 74,6 | | | | |
| Leche en polvo entera | 22 | 90 | 577.702,4 | PM, VM | 288.851,2 |
| Leche en polvo descremada | 6 | 88 | 157.555,2 | PM, VM | 78.777,6 |
| Queso de Pasta dura | 11 | 75 | 288.851,2 | L | 288.851,2 |
| Queso de pasta semidura | 25 | 75 | 656.480,0 | PM, VM, C | 218.826,7 |
| Queso de pasta blanda | 20 | 75 | 525.184,0 | PM, VM, C | 175.061,3 |
| Manteca | 8 | 85 | 210.073,6 | PM | 210.073,6 |
| Dulce de leche | 3 | 50 | 78.777,6 | PM | 78.777,6 |
| Yogurt | 4 | 85 | 105.036,8 | PM | 105.036,8 |
| Leche Informal | 7,0 | | | | |

Nota 1: La Serenísima no informa producción de leche chocolatada en ninguna de sus plantas. Fuente: Elaboración propia.

En la Tabla 9 se resume la producción diaria de todos los lácteos del Complejo Industrial Pascual Mastellone y su temperatura de pasteurización HTST. El dulce de leche se descartó dado que su temperatura y caudal de procesos es bajo por lo que seguramente se empleara calor residual.

Tabla 9: Producción diaria y temperatura de pasteurización para los lácteos producidos en el Complejo Industrial Pascual Mastellone.

| | Producto | Producción (l/día) | T (°C) |
|---|---------------------------|--------------------|--------|
| 1 | Leche pasteurizada | 401.561,6 | 75 |
| 2 | Leche esterilizada | 213.734,4 | 140 |
| 3 | Leche en polvo entera | 288.851,2 | 90 |
| 4 | Leche en polvo descremada | 78.777,6 | 88 |
| 5 | Queso de pasta semidura | 218.826,7 | 75 |
| 6 | Queso de pasta blanda | 175.061,3 | 75 |
| 7 | Manteca | 210.073,6 | 85 |
| 8 | Yogurt | 105.036,8 | 85 |

Fuente: elaboración propia.

La leche cruda se encuentra almacenada a 4°C en todos los casos. Para la pasteurización HTST a 75°C se conoce el porcentaje del diferencial de temperatura aportada por cada sección, donde la sección de precalentamiento se encarga del 76% (entre 4 y 58 °C) y la de calentamiento del 24% restante (entre 58 y 75°C). Se supuso que esta proporción de diferencial de temperatura se mantiene para el proceso de elaboración del resto de los productos, para poder calcular su respectivo diferencial de temperaturas en la zona de calentamiento.

Luego el calor requerido por cada tipo de pasteurización se puede determinar con la siguiente formula:

$$Q_l = V_l * \rho_l(T_{m,l}) * c_{p,l}(T_{m,l}) * (T_{f,l} - T_{i,l}) \quad (\text{Ec. 1})$$

Donde,

| | |
|-------------------------------|---|
| V_l (m ³) | Volumen diario de leche |
| ρ_l (kg/m ³) | Densidad de la leche |
| $c_{p,l}$ (kJ/kg°C) | Capacidad calorífica específica de la leche |
| Q_l (kJ) | Calor transferido a la leche |
| $T_{m,l}$ (°C) | Temperatura media de la leche |
| $T_{f,l}, T_{i,l}$ (°C) | Temperatura final, inicial de la leche |

Las propiedades termodinámicas de la leche se evalúan a la temperatura media del proceso. En el anexo 2 se encuentran las propiedades termodinámicas para los fluidos utilizados en este trabajo.

En la Tabla 10 se muestran los resultados obtenidos de energía necesaria para el proceso de pasteurizado de los productos presentados en la Tabla 11:

Tabla 10: Calor requerido por cada uno de los productos pasteurizados.

| $T_{i,l}$ (°C) | $T_{f,l}$ (°C) | ΔT (°C) | F_i (l/día) | $T_{m,l}$ (°C) | $c_{p,l}$ (kJ/kgK) | ρ_l (kg/m ³) | Q_i (kJ) | % |
|-------------------|-------------------|--------------------|------------------|-------------------|-----------------------|----------------------------------|---------------|-------|
| 58 | 75 | 17 | 795.449,60 | 66,5 | 3,85 | 992,23 | 51.697.082,77 | 99,85 |
| 107 | 140 | 33 | 213.734,40 | 123,5 | 3,85 | 931,88 | 25.324,5 | 0,05 |
| 69 | 90 | 21 | 288.851,20 | 79,5 | 3,85 | 983,98 | 22.997,14 | 0,04 |
| 68 | 88 | 20 | 78.777,60 | 78 | 3,85 | 985,03 | 5.979,63 | 0,01 |
| 65 | 85 | 20 | 315.110,40 | 75 | 3,85 | 987,03 | 23.967,31 | 0,05 |

Fuente: elaboración propia.

Se observa que el 99,9 % de la demanda energética corresponde al proceso de pasteurización a 75°C, por lo que tomaremos esta demanda de calor como base de diseño para el campo solar. Se considera que el proceso de pasteurización se realiza de manera continua de lunes a domingo en 1 turno operativo desde las 8 h de la mañana hasta las 16 h en la tarde. Por lo tanto, la demanda calculada se requiere durante las 8hs diarias.

Donde la demanda térmica que el campo solar deberá abastecer corresponde 51.697.082,77 kJ/día. Si esta demanda se distribuye uniformemente durante 8 hs de operación, entonces tendremos una potencia demandada de 6.462.135,35 kJ/h, es decir, unos 1795,04 kW. Si quisiéramos expresarlo en términos de energía solo dedemos multiplicar la potencia por las horas de operación siendo 14.360,3 kWh/día. Estos valores se resumen en la Tabla 11.

Tabla 11: Demanda térmica total de la Planta del Complejo Industrial Pascual Mastellone.

| | |
|---|---------------|
| Q_{demanda} (kJ/día) | 51.697.082,77 |
| HH operación (h/día) | 8,00 |
| P demanda (kJ/h) | 6.462.135,35 |
| P demanda (kW/día) | 1.795,04 |
| E demanda (kWh/día) | 14.360,30 |

Fuente: elaboración propia.

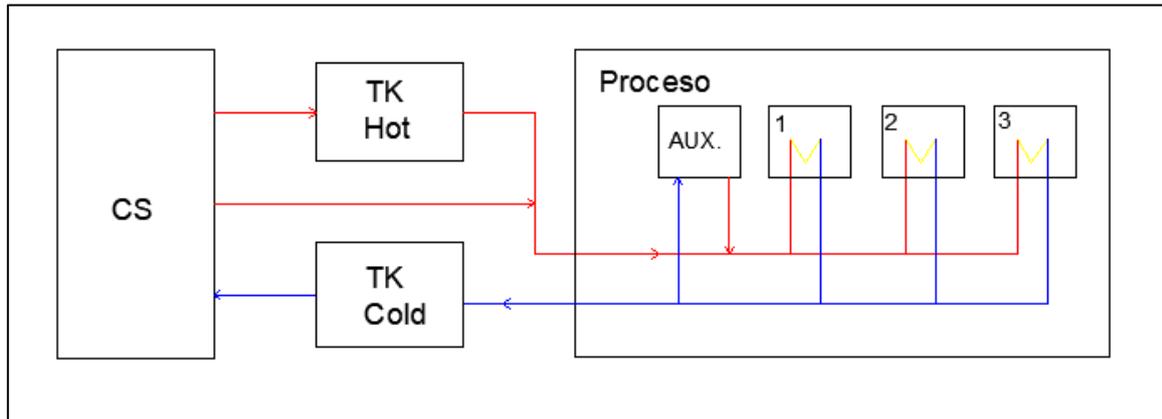
1.4.3. Bases de diseño

1.4.3.1. Generalidades.

El campo solar (CS) cuenta con un tanque de almacenamiento (TK) para poder aprovechar mejor la energía térmica de origen solar. Como fluido de transferencia térmica en el campo solar y en el sistema de almacenamiento se utilizará agua, dado que al tratarse de la industria de alimentos debe utilizarse un fluido térmico seguro, sin riesgo de contaminación del alimento. Como fuente auxiliar (AUX.) para los días en que la radiación solar no sea suficiente

para proporcionar la energía térmica requerida por el proceso, se podrá utilizar el sistema de caldera a gas original de la planta. En la imagen de la Figura 11 se muestra el diagrama de bloques de la instalación general donde se abastecen los distintos procesos de pasteurización de la planta desde el campo solar o el tanque de almacenamiento de agua caliente presurizada.

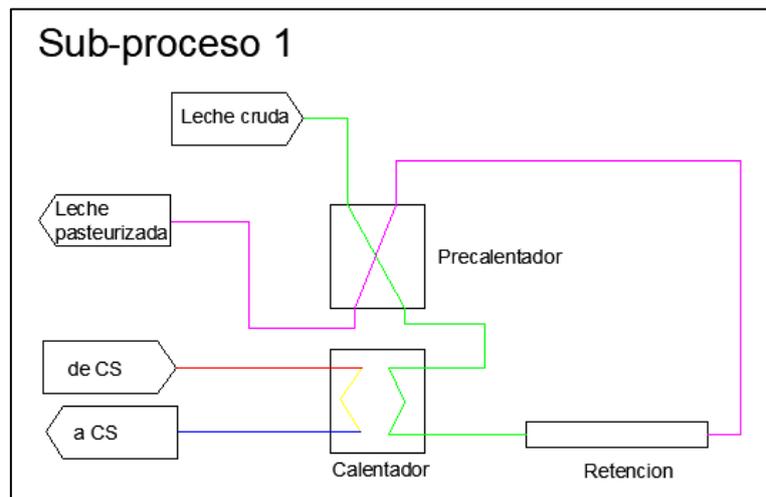
Figura 11: Diagrama de bloques de la instalación general.



Fuente: elaboración propia.

Cada uno de los bloques numerados en el diagrama de la instalación general (1, 2, 3) (Figura 11) es un subproceso de pasteurización. A modo de ejemplo se muestra en la Figura 12 el subproceso correspondiente a la pasteurización de leche fluidizada.

Figura 12: Diagrama de bloques del proceso de pasteurización.



Fuente: Elaboración propia.

El calor requerido para calentar la leche se obtiene a través de un intercambiador de placa plana. Por lo tanto, se deben cumplir las siguientes ecuaciones:

$$\dot{Q}_l = F_l * \rho_l * c_{p,l} * (T_{l,f} - T_{l,i}) = \dot{Q}_{H2O} \quad (\text{Ec. 2})$$

Donde el calor brindado por el agua se puede calcular como:

$$\dot{Q}_{H_2O} = F_{H_2O} * \rho_{H_2O} * (H(T_{f,H_2O}) - H(T_{i,H_2O})) \quad (\text{Ec. 3})$$

Si el fluido que se utiliza es agua caliente presurizada entonces se puede hacer la siguiente aproximación:

$$\dot{Q}_{H_2O} \approx F_{H_2O} * \rho_{H_2O} * c_{p,H_2O} * (T_{f,H_2O} - T_{i,H_2O}) \quad (\text{Ec. 4})$$

Donde,

| | |
|---|--|
| \dot{Q}_l (kJ/s) | Flujo de calor de la leche |
| \dot{Q}_{H_2O} (kJ/s) | Flujo de calor del agua |
| F_l (m ³ /s) | Caudal volumetrico de la leche |
| F_{H_2O} (m ³ /s) | Caudal volumetrico del agua |
| ρ_l (kg/m ³) | Densidad de la leche |
| ρ_{H_2O} (kg/m ³) | Densidad del agua |
| $c_{p,l}$ (kJ/kg°C) | Capacidad calorífica de la leche |
| c_{p,H_2O} (kJ/kg°C) | Capacidad calorífica del agua |
| $T_{l,f}$ y $T_{l,i}$ (°C) | Temperatura inicial y final de la leche |
| T_{f,H_2O} y T_{i,H_2O} (°C) | Temperatura inicial y final del agua |
| $H(T_{f,H_2O})$ y $H(T_{i,H_2O})$ (kJ/kg) | Entalpia del agua evaluada a la temperatura inicial y final. |

De la ecuación 4 se puede calcular el caudal de agua necesario F_{H_2O} (en m³/s) para alimentar el proceso.

El limitante para el dimensionamiento del campo solar será el área disponible. En la imagen satelital tomada de Google Earth de la Figura 13 se muestra que dentro del complejo industrial en el extremo noroeste existe un edificio de techo plano de un área adecuada (cuadrado azul). También existen terrenos no urbanizados de mayor área, pero los mismos se encuentran cruzando una autovía (ovalado naranja), por lo que el ruteo de tuberías hacia los distintos procesos sería más complejo. Además, al utilizar el área disponible sobre el techo plano se genera un ahorro por la adquisición del terreno y acondicionamiento de este. Por este motivo se decide continuar con el área disponible sobre el techo plano de la fábrica dentro del complejo.

Figura 13: Posible ubicación del campo solar en la planta La Serenísima Pascual Mastellone.



Fuente: Google.

En la Tabla 12 se muestran las dimensiones del área seleccionada.

Tabla 12: Dimensiones del terreno.

| | |
|-----------------------------|----------|
| Ancho (m) | 171,00 |
| Largo (m) | 145,00 |
| Área (m²) | 24795,00 |

Fuente: Elaboración propia.

1.4.3.2. *Filosofía de operación y control*

a. Seguridad

El campo solar contará con la protección necesaria para evitar pérdidas de contención. Se colocarán válvulas de venteo taradas a un 110% de la presión nominal de funcionamiento del sistema. Las válvulas serán canalizadas a zona segura, debido a que el fluido a evacuar podría estar caliente. Las válvulas se ubicarán de tal manera que ninguna sección del campo solar quede desprotegida frente a una posible sobrepresión en el circuito hidráulico.

En el campo solar de captadores de media temperatura, cuando el campo solar no esté en funcionamiento se tendrá a los concentradores en posición segura, de reposo. De esta manera se evitará generar sobrecalentamientos por exposición solar cuando el fluido térmico

no está circulando por el campo solar y también, en esta posición de reposo, se protege la estructura de los captadores solares en caso de vientos fuertes.

En el caso del campo solar de captadores de baja temperatura, el fluido en el interior de tuberías y captadores puede evaporar y aumentar su volumen en períodos de estancamiento prolongados. Para evitar que la válvula de seguridad actúe, se coloca un vaso de expansión que absorbe los cambios de volumen del fluido.

b. Drenajes y Purgas.

El campo solar contará con drenajes en todas sus secciones ubicados en los puntos más bajos de las tuberías y componentes que forman el circuito hidráulico. Esto permite aislar distintas secciones del campo para hacer reparaciones y mantenimiento. También se colocarán purgas de aire en los puntos más altos de todas secciones, estas purgas son importantes para liberar el aire que pudiese quedar atrapado en el circuito hidráulico.

c. Aislamiento

Todas las tuberías de transporte de agua caliente y templada, y los tanques de almacenamiento llevarán aislamiento térmico para minimizar las pérdidas de calor al exterior. El aislamiento podrá ser lana de roca y debe estar protegido de los factores externos, como luz UV o animales, con un recubrimiento de chapa de aluminio.

d. Instrumentación y Control del campo solar de captadores

Cada fila de captadores solares dispondrá de una válvula de control manual a la salida y una válvula de aislamiento al ingreso, de esta forma el operador podrá elegir operar con más o menos lazos y también se podrá realizar mantenimiento de un lazo sin tener que parar todo el campo solar. La válvula de control manual podrá servir también para equilibrar las presiones en el campo.

Cada lazo de captadores dispondrá a la salida de un sensor de temperatura; un termopar tipo J. También se colocarán sensores de temperatura en los colectores principales, es decir, a la entrada y salida del campo solar. En este mismo punto se colocará un sensor de presión, un manómetro, con el cual el operador podrá identificar fugas o taponamientos en el sistema.

Todos los tanques contarán con un indicador de nivel, un medidor de nivel por desplazamiento y alarmas de alto y bajo nivel visibles en sala de control. También con un sensor de presión y válvulas de alivio de presión.

Las bombas centrífugas dispondrán de un botón de encendido y paro en campo y en sala de control. Además de sensores de presión en la descarga y la succión.

Los caudalímetros serán del tipo ultrasónico. Se medirá el caudal de agua al proceso, el caudal que circula por el campo solar y el que proviene del tanque de almacenamiento.

Todas las válvulas de control serán tipo globo y las válvulas on/off serán tipo esclusa, su accionamiento será neumático. Se colocarán válvulas de aislamiento automático en cada una de las secciones del proceso: campo solar, fuente auxiliar, tanque de almacenamiento y línea de recirculación del campo solar para poder elegir el modo de operación desde la sala de control.

Todas las señales eléctricas serán del tipo 4-20 mA. Todos los instrumentos serán visibles en campo y en sala de control.

Se instalará una estación meteorológica que contará con medidores de radiación directa (pirheliómetro), radiación solar global (piranómetro), temperatura ambiente (termorresistencia de platino) y la velocidad del viento y la dirección (anemómetro).

e. Modos de Operación

Dependiendo de las condiciones climáticas y del estado operativo de la unidad de pasteurización podemos tener distintos modos de operación:

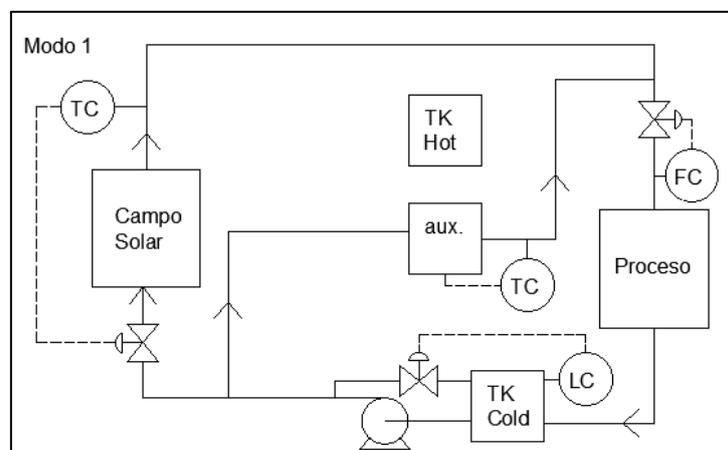
- Modo 1: Alimentación al proceso desde el campo solar más la fuente auxiliar.
- Modo 2: Alimentación desde el campo solar únicamente al sistema de almacenamiento térmico.
- Modo 3: Alimentación al proceso desde la fuente auxiliar.
- Modo 4: Alimentación desde el campo solar al sistema de almacenamiento y al proceso manteniendo la fracción solar.
- Modo 5: Proceso alimentado desde el tanque de almacenamiento térmico y la fuente auxiliar.
- Modo 6: Proceso alimentado desde el tanque de almacenamiento térmico y el campo solar.

A continuación, se esquematizan y describen cada uno de los modos de operación.

Modo 1: Alimentación desde el campo solar y la fuente auxiliar al proceso.

Como el campo solar fue dimensionado para una fracción solar este modo de operación será el más frecuente cuando la planta pasteurizadora esté operando en días claros. La temperatura de salida del campo solar se regula a través del caudal de alimentación al campo con una válvula de control al ingreso de este. El caudal que requiere el proceso se regula con una válvula de control al ingreso de este. La temperatura del agua a la salida de la fuente auxiliar se regula a través de la cantidad de combustible quemado. El tanque de agua fría tiene un control de nivel para proteger a la bomba ante un bajo nivel en el tanque.

Figura 14: Campo solar y fuente auxiliar alimentando el proceso.

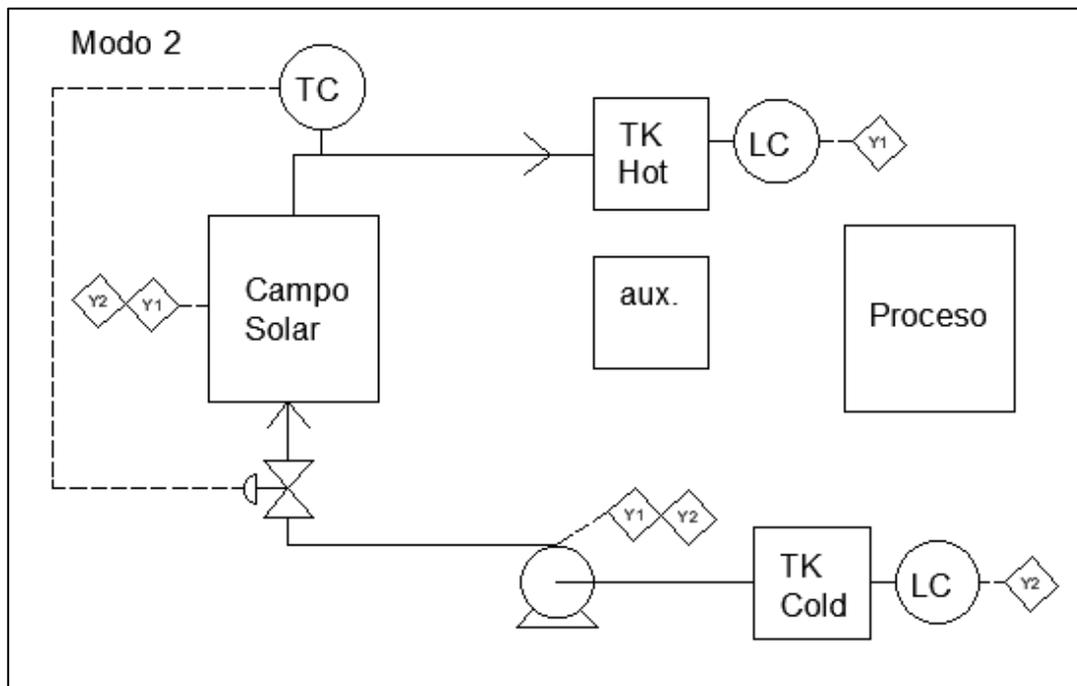


Fuente: Elaboración propia.

Modo 2: Alimentación desde el campo solar al tanque de almacenamiento térmico.

En las horas del día que el campo solar esté produciendo y no haya demanda térmica en el proceso, el agua caliente se utilizara para cargar el tanque caliente de almacenamiento térmico. La temperatura a la salida del campo solar se regula con una válvula al ingreso del campo solar. El tanque caliente (TK Hot) de almacenamiento cuenta con un medidor de nivel que ordena el paro de la bomba cuando el mismo está a máxima capacidad y en el campo solar de media temperatura desenfoca sus concentradores (Y1). El tanque frío (TK Cold) también cuenta con un transmisor de nivel que está vinculado a una acción de control que hace que cuando se alcance el nivel mínimo de fluido admisible en dicho tanque, ordena el desenfoco de los concentradores y el paro de la bomba (Y2).

Figura 15: Sistema solar cargando el tanque caliente únicamente.

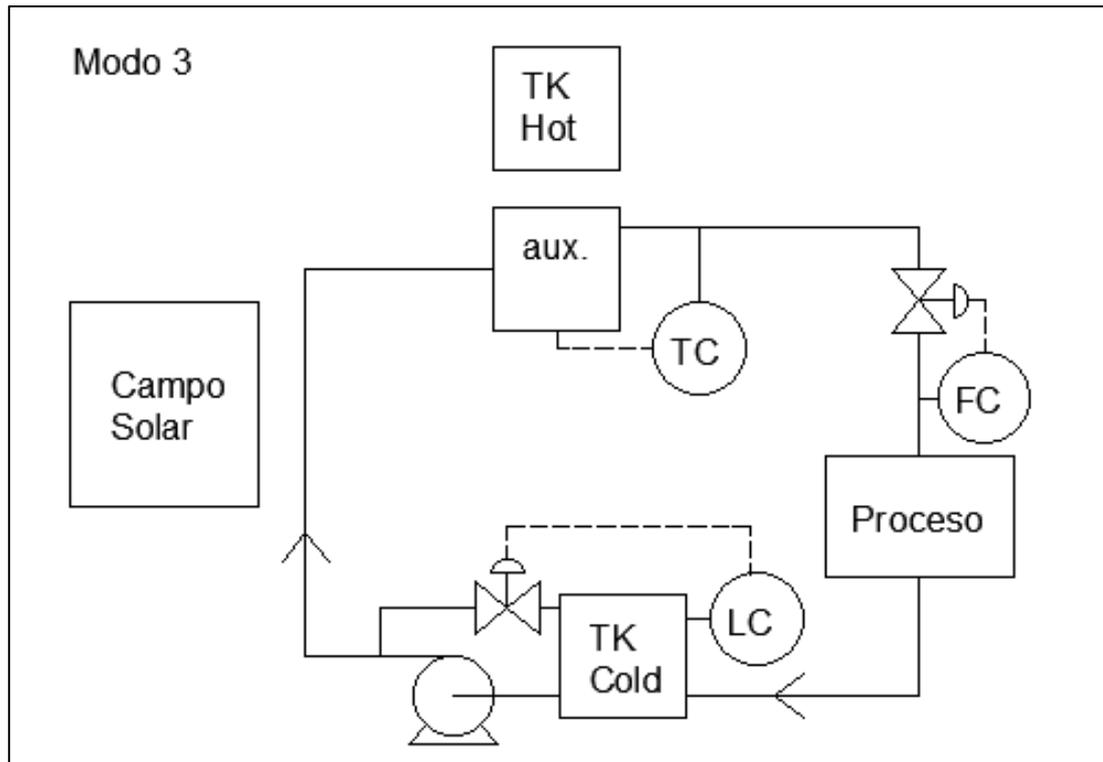


Fuente: Elaboración propia.

Modo 3: Alimentación al proceso desde la fuente auxiliar.

Cuando la radiación solar no sea suficiente para operar el campo solar y el tanque de almacenamiento este vacío, la planta recibirá agua caliente únicamente desde el sistema de calentamiento auxiliar mediante caldera de gas. El caudal se controla con una válvula de regulación al ingreso de planta. La temperatura se regula con la cantidad de combustible quemado. El nivel del tanque se regula con un lazo de control para asegurar el nivel mínimo para garantizar el correcto funcionamiento de la bomba.

Figura 16: Alimentación al proceso desde la fuente auxiliar.

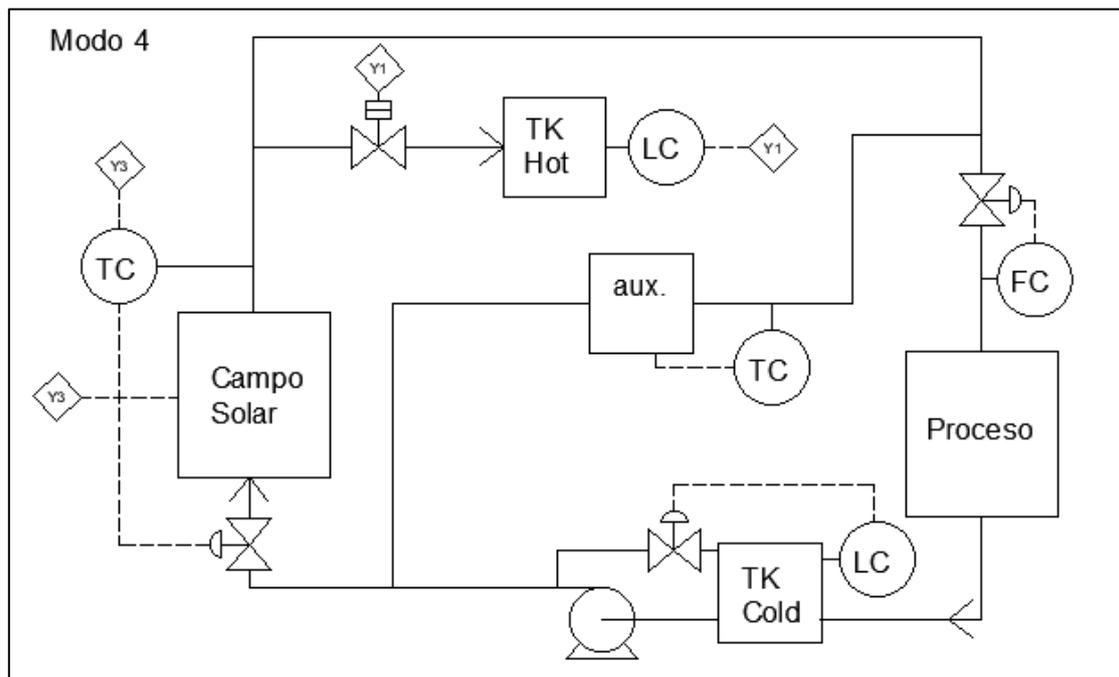


Fuente: elaboración propia.

Modo 4: Alimentación al proceso y al tanque de almacenamiento desde el campo solar.

Quando las condiciones de radiación solar sean superiores a las necesarias para alimentar al proceso el sistema podrá almacenar la energía térmica excedente. Como un objetivo definido es mantener constante la fracción solar del proceso, el sistema de calentamiento auxiliar seguirá funcionando. La temperatura de salida del campo solar se controla con la válvula de regulación de caudal a la entrada de este. El caudal requerido por el proceso se regula con la válvula de regulación de caudal a la entrada del proceso. Por lo tanto, el caudal del campo solar que no sea necesario para el proceso se derivará al tanque caliente del sistema de almacenamiento térmico para almacenar el exceso de energía térmica producido en el campo solar. El tanque frío tiene un controlador de nivel con una válvula de recirculación. Ante alto nivel en el tanque caliente se cierra el ingreso (Y1). Una acción de seguridad por muy alta temperatura desenfoca los concentradores del campo de CCP (Y3) en caso de que sea necesario.

Figura 17: Alimentación al proceso y al almacenamiento desde el campo solar.

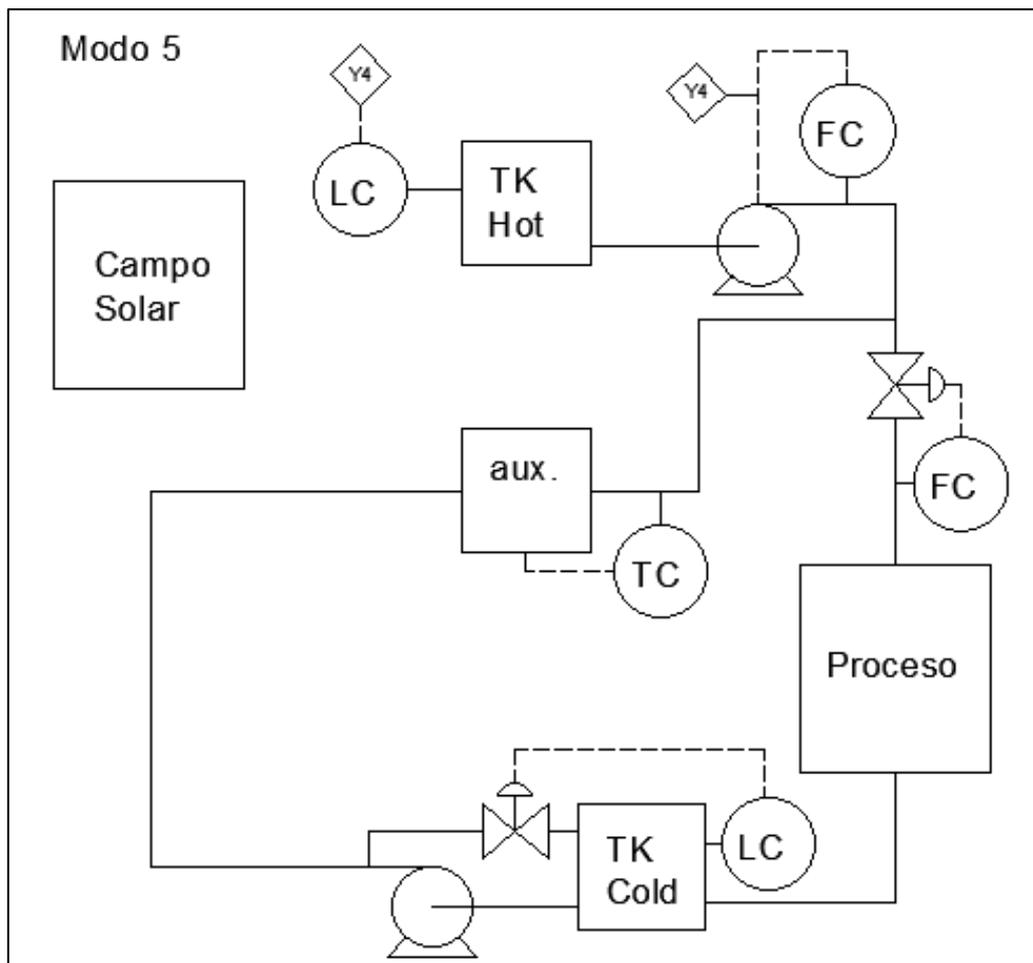


Fuente: elaboración propia.

Modo 5: Alimentación al proceso desde el tanque de almacenamiento y el sistema auxiliar.

Cuando la radiación solar no sea suficiente para operar el campo solar y el tanque caliente de almacenamiento se encuentre a su máxima capacidad, el proceso será alimentado desde el tanque de almacenamiento térmico y la fuente auxiliar. El caudal de alimentación del proceso será controlado por válvula de regulación de caudal al entrada del proceso. Y el caudal proveniente del tanque de almacenamiento sera regulado a través del control de caudal sobre el variador de la bomba de descarga del tanque. El control de descarga del tanque tiene asociada una orden de paro por bajo nivel para proteger la bomba de descarga (Y4).

Figura 18: Alimentación del proceso desde el almacenamiento y el sistema auxiliar.

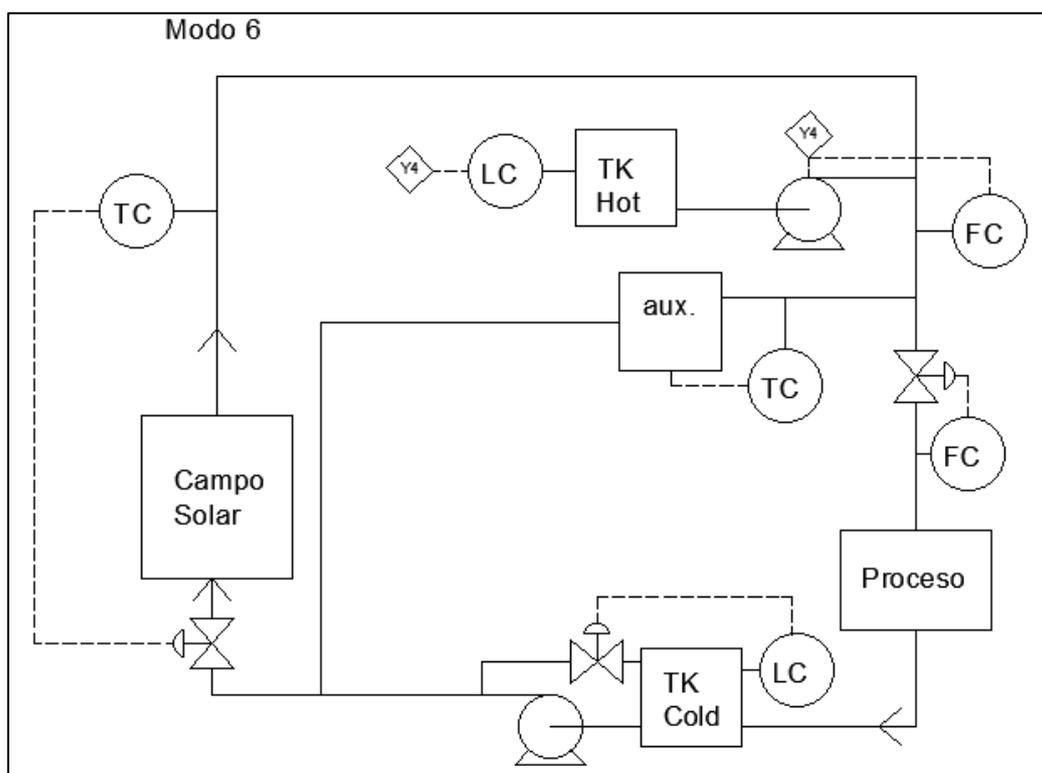


Fuente: elaboración propia.

Modo 6: Alimentación al proceso desde el campo solar y el tanque de almacenamiento.

En los momentos que la radiación solar no sea suficiente pero el tanque de almacenamiento se encuentre cargado se puede alimentar el proceso con una mezcla de ambos, manteniendo la fracción solar constante. La temperatura de salida del campo se regula por medio de una válvula de control al ingreso del campo que regula el caudal de agua. El caudal necesario para el proceso se regula con una válvula de control de caudal al ingreso del mismo. El caudal de descarga del tanque de almacenamiento se regula a través del variador de frecuencia de su bomba de descarga. Cuando el tanque de almacenamiento llegue a su nivel mínimo se cambiará a operar con el sistema auxiliar. El tanque cuenta con una parada de bomba de emergencia si se alcanza el nivel mínimo.

Figura 19: Alimentación desde el proceso y el tanque de almacenamiento.



Fuente: Elaboración propia.

En la sección de Planos se presenta un diagrama de flujo donde se muestran todos los controles integrados además de unas válvulas on/off que se abren y cierran dependiendo del modo de operación. El campo solar de captadores de media temperatura también cuenta con una línea de recirculación, que puede ser utilizada para precalentar el campo o mantener el fluido en movimiento cuando haya condiciones de temperatura ambiente bajo cero, para evitar congelamientos.

La filosofía de operaciones de planta debe siempre priorizar el uso de la energía solar frente a la fuente auxiliar. En la Tabla 13 se muestra a modo de ejemplo la secuencia de operaciones para el día de diseño.

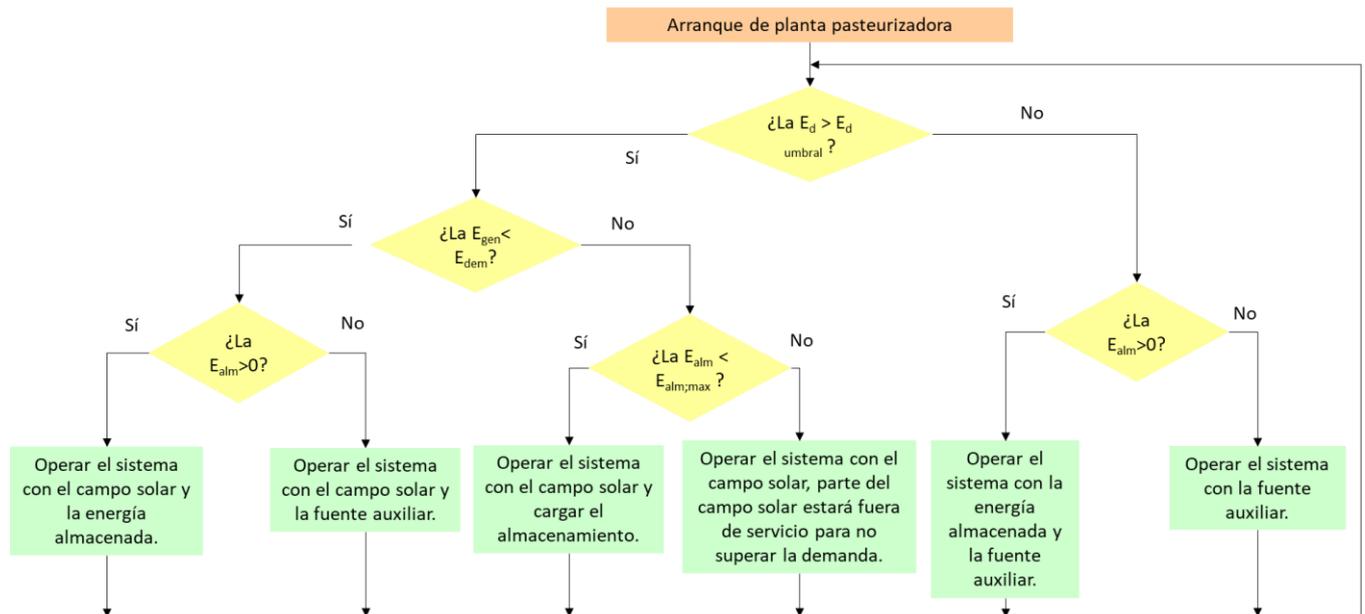
Tabla 13: Secuencia de operaciones del proceso para el día de diseño.

| | | |
|-----------------------|-------------------------------------|---|
| 8 am | Arranque de planta pasteurizadora. | La energía solar a estas horas no será suficiente para arrancar el sistema. Si el tanque solar está cargado se comenzará a alimentar de este (modo 2). Si no, el proceso se alimenta a través del sistema auxiliar (modo 3). |
| 12 pm (día de diseño) | Arranque de sistema solar. | Cuando la radiación sea mayor a la radiación umbral del sistema se arrancará el sistema solar primero precalentándose a través de una recirculación. El sistema solar operará en conjunto con el sistema auxiliar para mantener la fracción solar constante. |
| 16 pm | Parada de la planta pasteurizadora. | El proceso deja de demandar calor por lo que el campo solar pasa a suministrar energía térmica para cargar el sistema de almacenamiento. |
| 17 pm (día de diseño) | Parada del campo solar. | Cuando el sistema de almacenamiento este completo o la radiación sea inferior a la radiación umbral se procede a la parada del campo solar. Para los días de invierno cuando la temperatura sea menor a 0°C, el sistema contará con una línea de recirculación desde el tanque frío a través de la caldera auxiliuar que mantendrá circulando por el campo solar una corriente de agua a una temperatura entre 20 y 30°C. Esta recirculación contará con una válvula que cuando no este funcionando se mantendrá cerrada (XV-005). |

Fuente: elaboración propia.

De manera general la secuencia de operaciones estará determinada por las condiciones climáticas y el nivel de carga del sistema de almacenamiento. A continuación, se presentan en las Figuras 20 y 21 los diagramas de secuencia de operaciones para el arranque y la parada de la planta pasteurizadora.

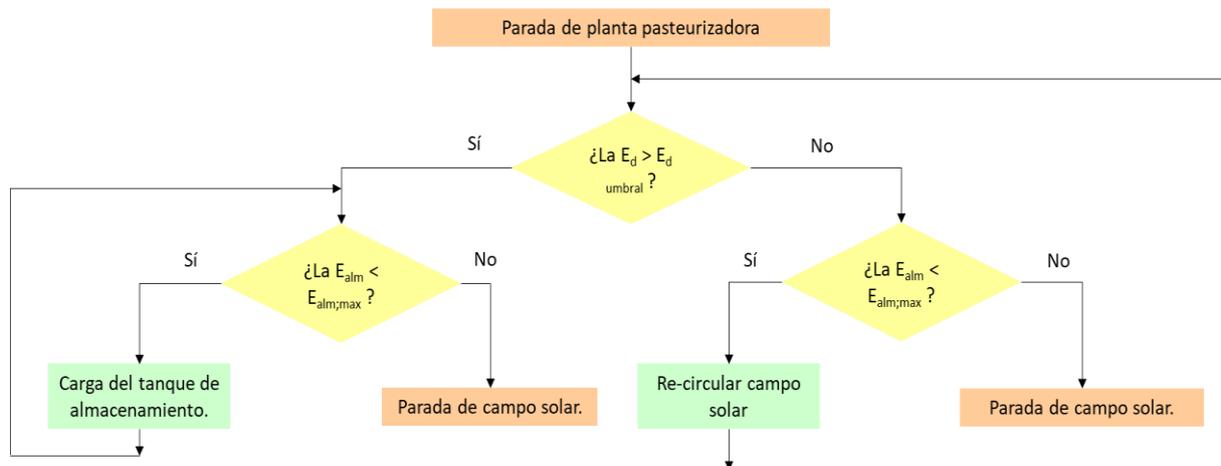
Figura 20: Diagrama de secuencia de operaciones para arranque de planta pasteurizadora.



Notas: E_d (radiación directa), $E_{d\text{ umbral}}$ (radiación directa umbral), E_{gen} (energía generada por el campo solar), E_{dem} (energía demandada por el proceso), E_{alm} (energía almacenada), $E_{\text{alm,max}}$ (energía máxima almacenada).

Fuente: Elaboración propia.

Figura 21: Diagrama de secuencia de operaciones para parada de planta pasteurizadora.



Notas: E_d (radiación directa), $E_{d\text{ umbral}}$ (radiación directa umbral), E_{gen} (energía generada por el campo solar), E_{dem} (energía demandada por el proceso), E_{alm} (energía almacenada), $E_{\text{alm,max}}$ (energía máxima almacenada).

Fuente: Elaboración propia.

1.4.3.3. Campo solar de media temperatura.

a. Punto de diseño:

- a. Tecnología solar: para el diseño del campo solar de media temperatura se optó por la tecnología de captadores cilindroparábolicos (CCP), dado que existen plantas comerciales de productos lácteos que han implementado esta tecnología y existen en la actualidad modelos comerciales de este tipo de captadores. Un ejemplo de esta aplicación es la planta de Cremo S.A. en Suiza que utiliza los captadores de modelo Poly Trough 1800 de la empresa NEP (Figura 22).

Figura 22: Planta solar de captadores de media temperatura de Cremo, Suiza.



Fuente: SHIP Plants Database. Ref. [12]

- b. Orientación del eje de giro los captadores: se eligió una orientación Este-Oeste de manera que la producción de energía sea más uniforme durante todo el año.
- c. Día y hora: Como día de diseño se seleccionó un día próximo al equinoccio de otoño (19 de marzo) al medio día solar. Se elige el medio día solar porque la radiación es más estable en torno a ese punto. La fecha entorno al equinoccio se eligió para disponer de un sistema de generación termosolar que suministre de manera más uniforme todo el año. Se selecciono el 19 de marzo y no el día 21 (día del equinoccio de otoño) porque en el TMY ese día es un día nublado, mientras que el día 19 de marzo es un día soleado.
- d. Temperatura de entrada y salida: La temperatura de entrada al proceso será limitada por la presión del tanque de almacenamiento de agua caliente, como límite máximo se empleará 150°C que corresponde a una presión de saturación de 4,75 bar. Luego el valor de temperatura de salida del fluido en el campo será optimizado en conjunto con el caudal pudiendo ser como mínimo 63°C para obtener una diferencia de 5°C en el intercambiador de calentamiento de leche que ingresa a 58°C.
- e. Área disponible: el área disponible para la implantación del campo solar máxima es de 24795,00 m² (ver Tabla 14)
- f. Ubicación: la planta está ubicada en la provincia de Buenos Aires con coordenadas geográficas 34°35'51.24" Sur y 58°57'4.20" Oeste.

b. Dimensionamiento del número de concentradores:

El método elegido para dimensionar el campo solar de media temperatura fue el utilizado en la materia "Energía Solar de Media Concentración". Lo primero será definir la cantidad de captadores necesarios por fila, lo que podemos estimar mediante la siguiente relación:

$$N_{serie} = \frac{\Delta T}{\Delta T_c} \quad (\text{Ec. 5})$$

Donde,

| | |
|------------------|---|
| N_{serie} (-) | Número de captadores por Fila. |
| ΔT (-) | Diferencia de temperaturas del fluido entre entrada y salida del campo solar. |
| ΔT_c (-) | Diferencia de temperatura del fluido entre entrada y salida de un captador. |

Para calcular ΔT_c realizamos el balance de energía sobre un captador:

$$P_{c-f} = A_c \cdot B \cdot \cos(\varphi) \cdot \eta_{opt,0^\circ} \cdot K(\varphi) \cdot f_e - P_{c-a} \quad (\text{Ec. 6})$$

$$P_{c-f} = w_f \cdot \int_{T_o}^{T_m} c_p \cdot dT \quad (\text{Ec. 7})$$

$$P_{c-a} = (a_1(T_m - T_a) + a_2(T_m - T_a)^2) \cdot A_c \quad (\text{Ec. 8})$$

Donde,

| | |
|---|---|
| P_{c-f} (W) | Potencia térmica útil del captador |
| A_c (m ²) | Área de apertura del concentrador |
| B (W/m ²) | Radiación solar directa |
| $\eta_{opt,0^\circ}$ (-) | Rendimiento óptico del concentrador |
| $K(\vartheta)$ | Modificador del ángulo de incidencia |
| f_e (-) | Factor de limpieza |
| P_{c-a} (W) | Potencia pérdida al ambiente |
| w_f (kg/s) | Caudal másico por fila de captadores |
| ϑ (°) | Ángulo de incidencia |
| T_m (°C) | Temperatura media del fluido en el captador |
| T_a (°C) | Temperatura ambiente |
| a_1 (W/m ² °C) y a_2 (W/m ² °C ²) | Coefficientes de pérdidas térmicas |
| T_o (°C) | Temperatura a la entrada del captador |

Podemos calcular la potencia térmica útil del captador con la ecuación 6 y luego despejar la temperatura de salida de la ecuación 7. Las propiedades del agua se encuentran en el anexo 2.

El ángulo de incidencia, al estar orientados los captadores con eje dirección Este-Oeste, se puede calcular mediante la ecuación 9:

$$\varphi = \arccos \left(\sqrt{1 + \cos^2 \delta \cdot (\cos^2 \omega - 1)} \right) \quad (\text{Ec. 9})$$

Donde,

| | |
|--------------|----------------|
| δ (°) | Declinación |
| ω (°) | Ángulo horario |

La declinación la podemos obtener mediante la ecuación 10 que depende del día juliano. Las ecuaciones relacionadas con la geometría terrestre utilizadas a continuación se obtuvieron de la referencia [30] “Principles of Solar Engineering” (D. Y. Goswami).

$$\delta = \frac{\pi}{180} \cdot 23,45 \cdot \text{sen} \left[2 \cdot \pi \cdot \frac{284 + Jd}{365} \right] \quad (\text{Ec. 10})$$

Donde,

| | |
|--------|-------------|
| Jd (-) | Día Juliano |
|--------|-------------|

El ángulo horario se obtiene a partir de la ecuación 11:

$$\omega = \frac{15^\circ}{h} (TSV - 12) \quad (\text{Ec. 11})$$

Donde,

| | |
|---------|------------------------|
| TVS (h) | Tiempo solar verdadero |
|---------|------------------------|

La relación entre la hora local y la hora solar es la siguiente.

$$TSV = TLM + \frac{Et}{60} + (Lst - L_{local}) \frac{h}{15^\circ} \quad (\text{Ec. 12})$$

$$Et = 9,87 \cdot \text{sen}(2B) - 7,53 \cdot \text{cos}(B) - 1,5 \cdot \text{sen}(B) \quad (\text{Ec. 13})$$

$$B = \frac{2 \cdot \pi \cdot (Jd - 81)}{364} \quad (\text{Ec. 14})$$

Donde,

| | |
|-----------------|-------------------------------|
| TLM (h) | Tiempo local del meridiano |
| Et (min) | Ecuación del tiempo |
| L_{st} (°) | Meridiano del tiempo estándar |
| L_{local} (°) | Meridiano local |

Como factor de limpieza se utilizará el valor típico de 0,95.

Los datos del rendimiento óptico del captador, el modificador del ángulo de incidencia, el área de apertura y los coeficientes de pérdidas térmicas al ambiente son brindadas por el fabricante del captador.

La radiación solar directa corresponde al punto de diseño seleccionado. A continuación, se muestra en la Figura 23 la radiación solar normal directa (DNI) vs la hora local para el día de diseño, 19 de marzo.

Figura 23: Radiación Solar Directa para el 19 de marzo.



Fuente: Elaboración propia con datos del TMY seleccionado.

La radiación solar al medio día solar corresponde a 713 W/m². La temperatura ambiente en el punto de diseño es de 24,7°C.

El caudal de circulación será dimensionado en conjunto con el delta de temperatura para obtener un número de captadores que maximicen en área disponible. El mismo deberá estar dentro de los valores recomendados por el fabricante y garantizar un número de Reynolds de alrededor de 90.000. Se dejó una distancia de 0.5 m entre cada captador de una misma fila para las tuberías de conexión.

$$N_{serie} \cdot (L_c + 0.5) < W_{terreno} \quad (\text{Ec. 15})$$

Donde,

| | |
|-------------------|--------------------|
| L_c (m) | Largo del captador |
| $W_{terreno}$ (m) | Ancho del terreno |

Como el área disponible se encuentra limitada calcularemos el número de filas para maximizar el área disponible. Se dejó un espacio de 3,8 metros entre ejes de captadores (ancho de captador de 1,8 metros) entre cada una de las filas, para tareas de mantenimiento.

$$N_{filas} = \frac{L_{terreno}}{W_c + 2} \quad (\text{Ec. 16})$$

Donde,

| | |
|-------------------|-----------------------|
| N_{filas} (-) | Nº de filas |
| $L_{terreno}$ (m) | El largo del terreno |
| W_C (m) | El ancho del captador |

La energía generada por el campo se estima con una simulación para el día de diseño:

$$P_{1fila} = P_{c-f} \cdot N \quad (\text{Ec. 17})$$

$$E_{1fila} = \sum_{ti}^{tf} P_{1fila} \cdot \Delta t \quad (\text{Ec. 18})$$

$$E_{CS} = E_{1fila} * N_{filas} \quad (\text{Ec. 19})$$

Donde,

| | |
|------------------|----------------------------------|
| P_{1fila} (W) | Potencia de 1 fila de captadores |
| E_{1fila} (Wh) | Energía de 1 fila de captadores |
| E_{CS} (Wh) | Energía total del campo solar |

Luego la fracción solar es la razón entre la energía producida por el campo en el día de diseño y la energía térmica demandada por el proceso:

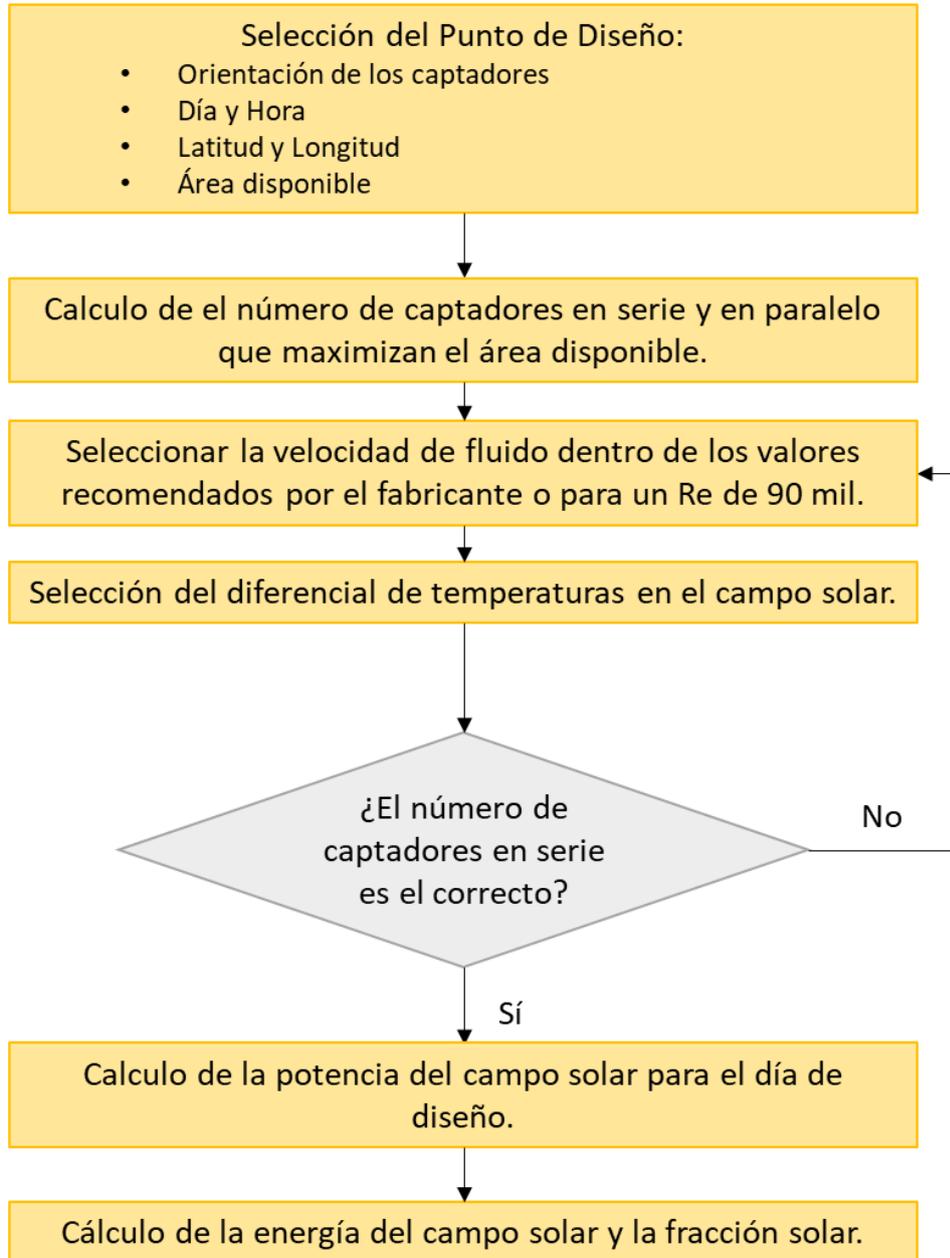
$$FS = \frac{E_{totalCS}}{E_{demanda}} \quad (\text{Ec. 20})$$

Donde,

| | |
|--------|----------------|
| FS (%) | Fracción Solar |
|--------|----------------|

En la Figura 24 se resume la secuencia de diseño.

Figura 24: Secuencia para el diseño del campo solar de media temperatura.



Fuente: Elaboración propia.

c. Cálculo de la radiación umbral.

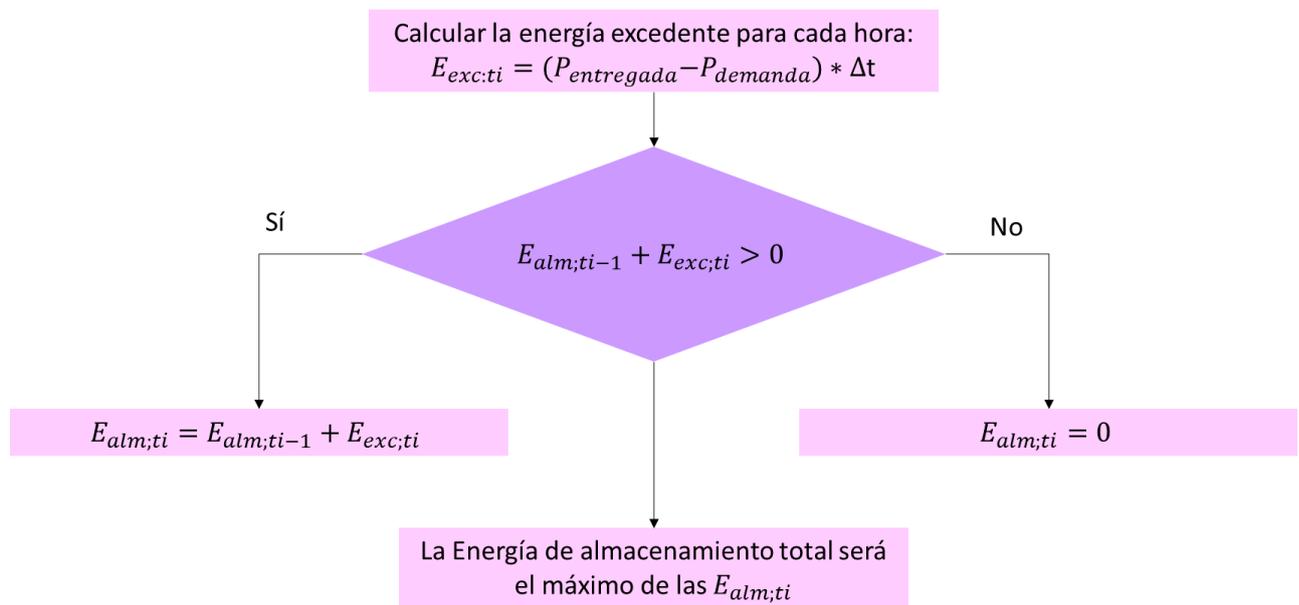
La radiación umbral es la mínima radiación solar necesaria para obtener un balance neto positivo de energía en los concentradores solares. La misma se puede calcular igualando las ecuaciones 6 y 7 para luego despejar la radiación solar directa, donde el caudal másico debe ser el mínimo admitido por el fabricante.

$$B = \frac{w_f \cdot \int_{T_i}^{T_o} c_p \cdot dT + P_{c-a}}{A_c \cdot \cos(\varphi) \cdot \eta_{opt,0^\circ} \cdot K(\varphi) \cdot f_e} \quad (\text{Ec. 21})$$

d. Dimensionamiento del almacenamiento.

La energía de almacenamiento térmico disponible para sistema se calculará realizando una simulación para todo el día de diseño. Para cada hora del día se calculará la energía térmica excedente generada en el campo solar como la diferencia entre la potencia producida por el campo solar menos la potencia demandada a cada hora por el proceso, y multiplicando este resultado por el intervalo de tiempo considerado, que en este caso será de 1 hora. Luego para cada intervalo de tiempo, si la energía excedente del intervalo anterior más la energía excedente del intervalo considerado es mayor a cero, se contabiliza en el almacenamiento. Finalmente se identificará el máximo valor de la columna de energía almacenada para cada instante de hora. Este valor será la capacidad para la cual debe ser dimensionado el tanque. La secuencia de diseño se muestra en la Figura 25.

Figura 25: Secuencia de diseño de la capacidad del sistema de almacenamiento de energía térmica.



Nota: $E_{exc,ti}$ (energía excedente en el intervalo i), $P_{entregada}$ (potencia entregada por el campo solar), $P_{demandada}$ (potencia demandada por el proceso), $E_{alm,ti}$ (energía almacenada en el instante i).

Fuente: Elaboración propia.

Con la energía disponible de almacenamiento de energía térmica se calculará el volumen del tanque con la siguiente ecuación:

$$Q_{alm} = V_{alm} \cdot \rho \cdot (T_m) \cdot c_p(T_m) \cdot \Delta T \quad (\text{Ec. 22})$$

Donde,

| | |
|----------------|---------------------------|
| Q_{alm} (kJ) | Calor de almacenamiento |
| V_{alm} (kJ) | Volumen de almacenamiento |

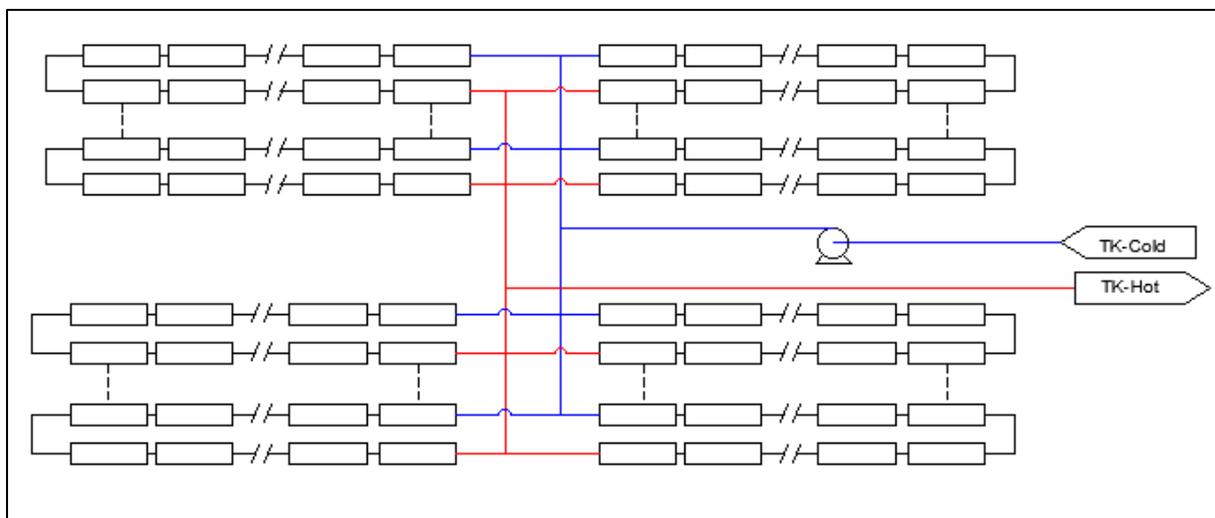
Donde, las propiedades del agua se calculan a la temperatura media del fluido en el campo solar y la diferencia de temperaturas es la correspondiente al campo solar.

e. Configuración del campo solar de media temperatura.

Se decidió optar por una configuración de alimentación central por ser la opción más económica, ya que la longitud de tuberías es menor y todos los captadores quedan dispuestos de forma accesible. Además, al disminuir la longitud de tuberías frente a otras disposiciones, las pérdidas térmicas se reducen. La desventaja de esta configuración es que la pérdida de carga no es uniforme.

En la Figura 26 se puede observar cómo se debe realizar la conexión central donde el número de captadores en serie debe ser par.

Figura 26: Configuración central de conexión del campo solar con captadores de media temperatura.

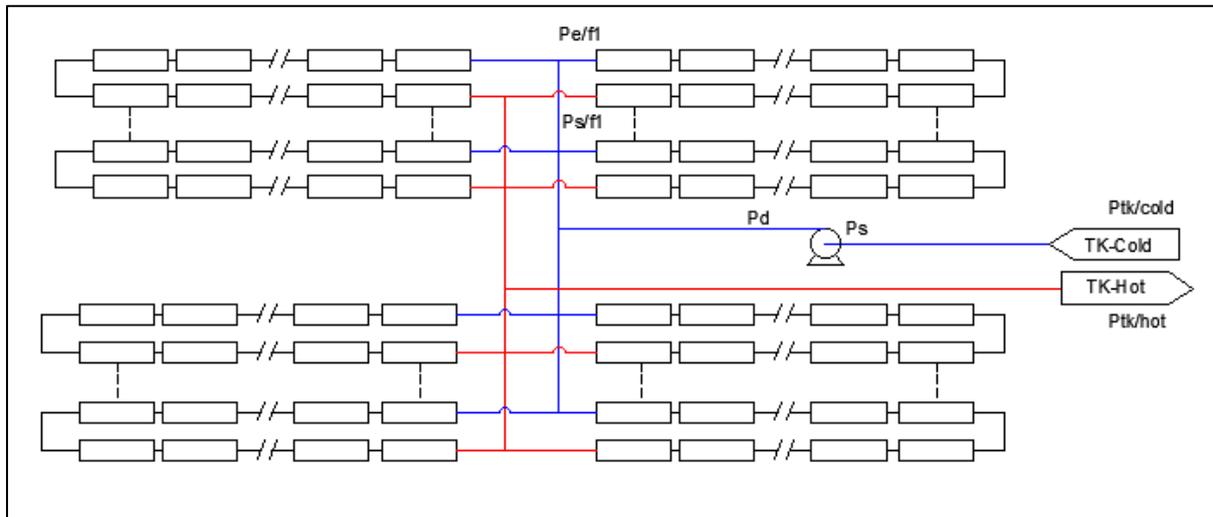


Fuente: Elaboración propia.

f. Pérdida de Carga.

En esta sección se dimensionarán las tuberías de conexionado de campo solar, el colector principal frío y el colector principal caliente. La longitud de estas tuberías queda determinada por la configuración espacial elegida, en nuestro caso la de alimentación central. Mientras que el diámetro se asigna para obtener velocidades menores a los 3 m/s lo que evitará pérdidas de carga excesivas, problemas de erosión o vibración.

Figura 27: Diagrama de presiones del campo solar de media temperatura.



Fuente: elaboración propia.

El balance de presiones en el campo solar se puede representar a través de la siguiente ecuación.

$$\Delta p_{bomba} = p_d - p_s = (p_d - p_{e:f1}) + (p_{e:f1} - p_{s:f1}) + (p_{s:f1} - p_{tk:hot}) + (p_{tk:cold} - p_s) \quad (\text{Ec. 23})$$

Donde,

| | |
|--------------------------|---|
| Δp_{bomba} (bar) | Diferencia de presión en bomba de circulación |
| p_d (bar) | Presión de descarga de bomba |
| p_s (bar) | Presión de succión de bomba |
| $p_{e:f1}$ (bar) | Presión de entrada en la fila más alejada de la bomba |
| $p_{s:f1}$ (bar) | Presión de salida en la fila más alejada de la bomba |
| $p_{tk:hot}$ (bar) | Presión en el tanque caliente |
| $p_{tk:cold}$ (bar) | Presión en el tanque frío |

Las pérdidas de carga en tramos de tuberías se calculan con la ecuación 24 y las pérdidas en válvulas y accesorios con la ecuación 26, ambas ecuaciones dependen del factor de fricción que puede calcularse con la ecuación 25:

$$\Delta p = \frac{f}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \cdot \frac{L}{D} \quad (\text{Ec. 24})$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \left\{ \frac{1}{3.7065} \cdot \left(\frac{\varepsilon}{D} \right) - \frac{5.0452}{Re} \cdot \log \left[\frac{1}{2.8257} \cdot \left(\frac{\varepsilon}{D} \right)^{1.1098} + \frac{5.8506}{Re^{0.8981}} \right] \right\} \quad Re > 2200 \quad (\text{Ec. 25})$$

$$\Delta P = \frac{f}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \cdot \frac{\sum L_{eq}}{D} \quad (\text{Ec. 26})$$

Donde,

| | |
|-----------------------------|--|
| f (-) | Factor de fricción |
| ϵ (mm) | Rugosidad del material |
| Din (m) | Diámetro interno de tubería o accesorios |
| L_{eq} (m) | Longitud equivalente de accesorios |
| L (m) | Longitud del tramo de tubería |
| v (m/s) | Velocidad del fluido |
| ρ (kg/m ³) | Densidad del fluido |
| Δp (Pa) | Pérdida de carga |

La longitud equivalente de los accesorios se obtuvo de la materia “Energía Solar de Media Concentración”. Para los colectores principales fríos y calientes se utilizará el caudal promedio de circulación y se consideran 2 válvulas y 2 desviaciones tipo T. La pérdida de carga en la fila de concentradores se calculará como la sumatoria de la pérdida de carga de los tramos de tuberías rectas de los tubos absorbedores más la pérdida de carga en el conexionado constituido por un tramo recto de 0,5 metros más 2 codos. El material utilizado para las tuberías es acero al carbono ASTM A106 gr B. Como rugosidad media del acero se utilizará el valor 0.046 mm.

g. Potencia eléctrica de bombeo:

La potencia eléctrica de bombeo se calculará a partir de la potencia hidráulica transferida al fluido afectada por los rendimientos mecánicos de las bombas y eléctricos del motor. Estos rendimientos son proporcionados por el fabricante del equipo.

$$P_H(W) = Q \left(\frac{m^3}{s} \right) * \Delta P_{bomba}(Pa) \quad (Ec. 27)$$

$$P_e = \frac{P_H}{\eta_e \eta_m} \quad (Ec. 28)$$

Donde,

| | |
|--------------|---------------------------------|
| P_H (W) | Potencia hidráulica de la bomba |
| P_e (W) | Potencia eléctrica de la bomba |
| η_e (-) | Rendimiento eléctrico |
| η_m (-) | Rendimiento mecánico |

Otro parámetro que deberá ser verificado para poder seleccionar una bomba es la altura neta positiva de aspiración (NPSH por sus iniciales en inglés). Es indispensable verificar que el valor disponible en el sistema sea mayor que el requerido por la bomba para evitar cavitaciones.

$$NPSHd = \frac{p - p_{vap}}{\rho \cdot g} \quad (Ec. 29)$$

Donde,

| | |
|------------------------|---|
| NPSH _d (m) | Altura neta positiva de aspiración disponible |
| g (m/s ²) | Constante de la gravedad |
| p _{vap} (bar) | Presión de vapor |

h. Vaso de expansión:

El campo solar se alimentará desde un tanque de agua fría por lo tanto este funcionará como vaso de expansión. El volumen del tanque de agua fría será igual al del tanque de agua caliente. El volumen de agua dentro del campo solar y el sistema de captadores fue estimado de forma proporcional por similitud a volúmenes de plantas existentes mediante comparación del volumen dentro de tubos afectado por un multiplicador. El volumen total dentro de los captadores se puede calcular con la siguiente ecuación:

$$V_c = \pi \cdot \frac{D_c^2}{4} \cdot L_c \cdot N_c \quad (\text{Ec. 30})$$

Donde,

| | |
|----------------------------------|--------------------------------------|
| V _c (m ³) | Volumen dentro de captadores |
| D _c (m) | Diámetro interno del tubo absorbedor |
| N _c (-) | Número de captadores totales |

Para obtener la cantidad del fluido necesaria en el sistema se debe multiplicar el volumen dentro de los tubos receptores de los captadores de la planta diseñada por el multiplicador de referencia. En la Tabla 14 se muestran los datos de la planta de referencia. El multiplicador se calculó como el volumen del fluido total en la planta dividido por el volumen dentro del total de los captadores.

Tabla 14: Valores de referencia para una planta comercial de 50 MWe.

| | |
|--|-----------|
| Longitud de tubos absorbedores (m) | 82.000 |
| Diámetro interior del tubo absorbedor (m) | 0,065 |
| Potencia eléctrica (MWe) | 50 |
| Almacenamiento (horas) | 7,50 |
| Cantidad de fluido térmico en los tubos (L) | 272.101 |
| Cantidad fluido térmico por toda la planta (L) | 2.000.000 |
| Multiplicador de la planta comercial tipo | 7,35 |

Fuente: Ref. [13]

1.4.3.4. Campo solar de baja temperatura.

a. Punto de diseño:

- **Tecnología solar:** para este caso hay disponible en el mercado de más de una opción de captadores de baja temperatura. Las plantas existentes utilizan captadores de placa plana o de tubos de vacío. Por ejemplo, la planta de Bonilait Dairy ubicada en Francia utiliza captadores de placa plana modelo Vitosol 200 (Figura 28) o la planta de

Santa Anita Dairy ubicada en México utiliza captadores de tubo de vacío modelo SPO 1500 (Figura 29).

Figura 28: Campo sola de baja, planta Bonialit Dairy, Francia.



Fuente: Ship Plants Database. Ref. [12]

Figura 29: Capo solar de baja, planta Santa Anita Dairy, México.



Fuente: SHIP Plants Database. Ref. [12]

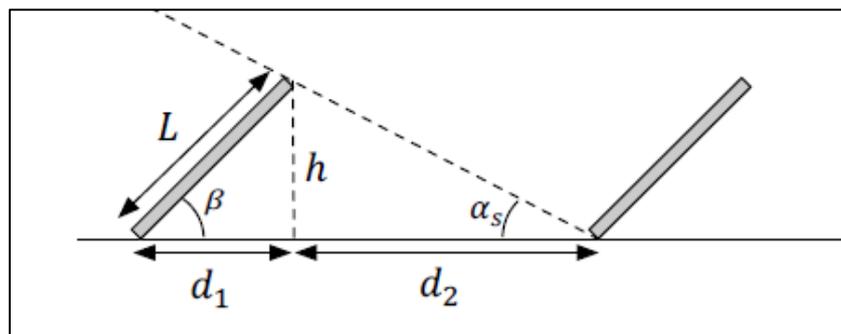
- Orientación e inclinación de los captadores: se eligió una orientación Norte y una inclinación igual a la latitud geográfica de Buenos Aires para captar la mayor radiación solar posible.
- Día y hora: Como día de diseño se seleccionó una fecha entorno al equinoccio de otoño (19 de marzo) al medio día solar. Se elige el medio día solar porque la radiación es más estable en torno a ese punto. Luego una fecha entorno al equinoccio se eligió nuevamente para generar de manera más uniforme todo el año.
- Temperatura de entrada y salida: La temperatura de entrada al proceso será limitada por el captador solar rondando los 90°C. Teniendo esto en cuenta, el valor de salida será optimizado en conjunto con el caudal pudiendo ser como mínimo 63°C para obtener una diferencia de 5°C en el intercambiador de calentamiento de leche que ingresa a 58°C.

- **Área disponible:** el área disponible para la implantación de todo el sistema máxima es de 24795,00 m² (Tabla 14).
- **Ubicación:** la planta está ubicada en la provincia de Buenos Aires con coordenadas geográficas 34°35'51.24" Sur y 58°57'4.20" Oeste.

a. Dimensionamiento del número de captadores solares:

Como el factor limitante para el campo solar es el terreno disponible, tejado de la fábrica en el caso que nos ocupa, se calculará primero el número de captadores que maximizan el área. Las filas de captadores solares serán distanciadas de manera que se reduzca la sombra provocada por los mismos captadores como se ejemplifica en la Figura 30.

Figura 30: Distancia mínima entre filas de captadores.



Fuente: Material del Máster. Ref. [14]

$$d_1 + d_2 = L \cdot \cos(\beta) + \frac{L \cdot \sin(\beta)}{\tan(\alpha)} \quad (\text{Ec. 31})$$

$$\cos(\theta_z) = \sin(\alpha) \quad (\text{Ec. 32})$$

Donde,

| | |
|--------------|------------------------------------|
| β (°) | Ángulo de inclinación del captador |
| α (°) | Altitud solar |
| L (m) | Largo del captador |

El ángulo cenital es aquel que forma el rayo solar con el vector normal a la superficie horizontal. El mismo depende del día del año, de la hora y la ubicación geográfica.

$$\cos(\theta_z) = \sin(\delta) * \sin(\phi) + \cos(\delta) * \cos(\phi) * \cos(\omega) \quad (\text{Ec. 33})$$

Donde,

| | |
|----------------|----------------|
| θ_z (°) | Ángulo cenital |
| ϕ (°) | Latitud |

La altura solar se elige para el solsticio de invierno, el 21 de junio, este es el caso más desfavorable.

Por lo tanto, el número de filas de captadores máximo se puede calcular como:

$$N_{filas} < \frac{L_{terreno}}{d_1 + d_2} \quad (\text{Ec. 34})$$

El número máximo de captadores por fila se calculará como razón entre el ancho del terreno dividido el ancho del captador y unos 0,5 m de distancia para conexiones:

$$N_c < \frac{W_{terreno}}{W_{c,1,5}} \quad (\text{Ec. 35})$$

Para poder calcular la potencia transferida al fluido es necesario primero calcular la radiación global sobre la superficie inclinada. El TMY elegido dispone de datos horarios de radiación solar directa y radiación solar difusa horizontal. La radiación solar global inclinada será calculada mediante la siguiente ecuación:

$$G_\beta = B \cdot \cos(\theta) + D_\beta + A_\beta \quad (\text{Ec. 36})$$

Donde,

| | |
|-------------------------------|---|
| G_β (W/m ²) | Radiación global sobre la superficie inclinada |
| D_β (W/m ²) | Radiación difusa sobre la superficie inclinada |
| A_β (W/m ²) | Albedo sobre la superficie inclinada. |
| θ (°) | Ángulo de incidencia sobre la superficie inclinada. |

Si suponemos un modelo isotrópico entonces la radiación difusa inclinada y el albedo se pueden estimar con las ecuaciones 37y 38.

$$D_\beta = \frac{1}{2} D (1 + \cos(\beta)) \quad (\text{Ec. 37})$$

$$A_\beta = \frac{1}{2} G \cdot \tau \cdot (1 - \cos(\beta)) \quad (\text{Ec. 38})$$

Donde,

| | |
|------------|--------|
| τ (-) | Albedo |
|------------|--------|

Valores típicos de albedo suelen ser 0,2.

La radiación global sobre el plano horizontal se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$G = B \cdot \cos\theta_z + D \quad (\text{Ec. 39})$$

Donde,

| | |
|-----------------------|-------------------|
| G (W/m ²) | Radiación Global |
| D (W/m ²) | Radiación Difusa |
| B (W/m ²) | Radiación Directa |

El ángulo de incidencia sobre la superficie inclinada se puede estimar mediante el cálculo de los vectores de posición solar y posición normal al plano inclinado:

$$\cos(\theta) = s_E \cdot n_E + s_N \cdot n_N + s_Z \cdot n_Z \quad (\text{Ec. 40})$$

$$s_E = \text{sen}(\theta_Z) \cdot \text{sen}(\psi) \quad (\text{Ec. 41})$$

$$s_N = \text{sen}(\theta_Z) \cdot \text{cos}(\psi) \quad (\text{Ec. 42})$$

$$s_Z = \text{cos}(\theta_Z) \quad (\text{Ec. 43})$$

$$n_E = \text{sen}(\beta) \cdot \text{sen}(\gamma) \quad (\text{Ec. 44})$$

$$n_N = \text{sen}(\beta) \cdot \text{cos}(\gamma) \quad (\text{Ec. 45})$$

$$n_Z = \text{cos}(\beta) \quad (\text{Ec. 46})$$

Donde,

| | |
|--------------|-----------------------------------|
| ψ (°) | Ángulo azimutal |
| γ (°) | Ángulo azimutal de la superficie. |

El ángulo azimutal se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$\text{sen}(\psi) = \frac{\text{cos}(\delta) \cdot \text{sen}(\omega)}{\text{cos}(\alpha)} \quad (\text{Ec. 47})$$

La eficiencia del captador puede calcularse a partir de la ecuación 48:

$$\eta = \eta_{opt} \cdot F_e \cdot K(\theta) - a_1 \cdot \frac{T_{cm} - T_a}{G_\beta} - a_2 \cdot \frac{(T_{cm} - T_a)^2}{G_\beta} \quad (\text{Ec. 48})$$

Donde,

| | |
|---|-----------------------------------|
| η_{opt} (-) | Rendimiento óptico del captador |
| a_1 (W/m ² °C) y a_2 (W/m ² °C) | Coeficientes de pérdidas térmicas |
| η (-) | Rendimiento total del captador |
| T_{cm} (°C) | Temperatura media del fluido |

El modificador del ángulo de incidencia se puede calcular con la siguiente ecuación:

$$K(\theta) = 1 - b_o \cdot \left(\frac{1}{\text{cos}(\theta)} - 1 \right) \quad (\text{Ec. 49})$$

El balance de energía en el captador se puede representar mediante la ecuación 50:

$$G_\beta \cdot A_c \cdot \eta = w_f \cdot c_p \cdot (T_o - T_m) \quad (\text{Ec. 50})$$

Se utilizará para los cálculos el caudal másico brindado por el fabricante obtenido del ensayo de rendimiento térmico.

Con la ecuación 49 y 50 podemos despejar la temperatura de ingreso al captador y calcular el diferencial de temperatura en el captador y el número de captadores por fila:

$$N_c = \frac{\Delta T}{\Delta T_c} \quad (\text{Ec. 51})$$

Luego se calculará la potencia de una fila como la multiplicación del número de captadores por la potencia de un captador.

$$P_{1\text{fila}} = N_c \cdot G_\beta \cdot A_c \cdot \eta \quad (\text{Ec. 52})$$

La energía generada por una fila y la energía generada por todo el campo solar para el día de diseño, como también la fracción solar, se calcula de igual manera que para el caso de media temperatura con las ecuaciones 17, 18 y 19.

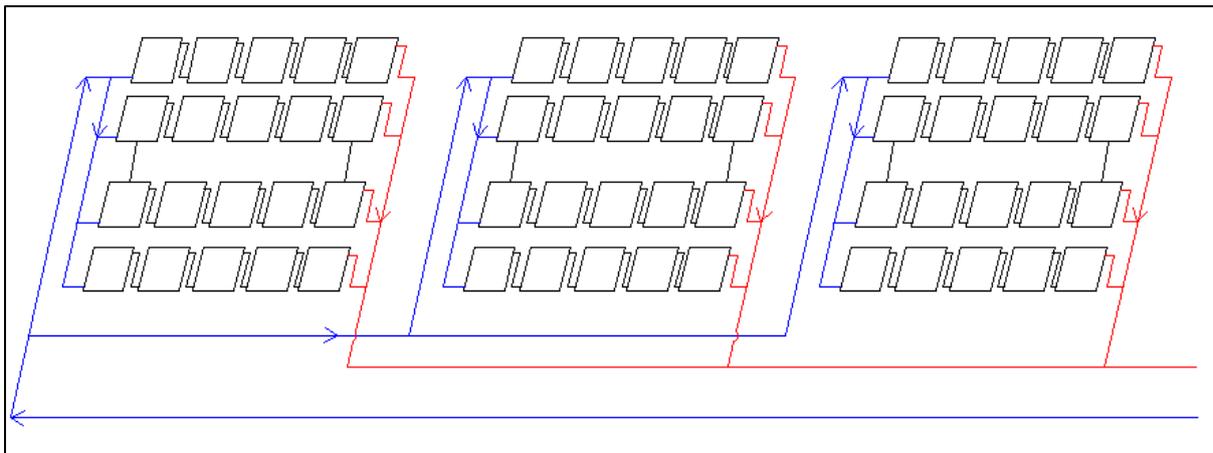
b. Dimensionamiento del almacenamiento.

La capacidad del sistema de almacenamiento del campo solar de baja temperatura se dimensiona de igual manera que el campo solar de media como fue descrito en la sección 1.3.3.3.

c. Configuración del campo solar.

La configuración del campo solar debe asegurar un equilibrio hidráulico por lo que debe emplearse un retorno invertido para que el fluido se divida proporcionalmente por cada colector. En la Figura 31 se muestra el diagrama de cómo sería la conexión utilizando el retorno invertido.

Figura 31: Conexión para el campo solar de baja por retorno invertido.

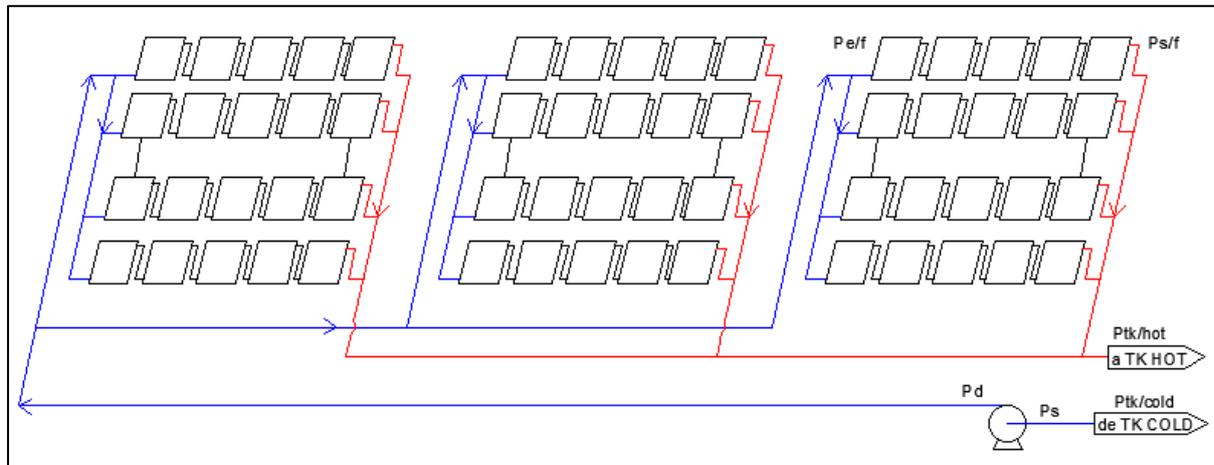


Fuente: elaboración propia.

d. Pérdida de Carga.

La pérdida de carga a través del campo solar se puede estimar realizando con un balance de presiones similar al que planteamos en el capítulo 1.3.3.3. En la Figura 32 se muestra el diagrama para este campo.

Figura 32: Diagrama de presiones del campo solar de baja temperatura.



Fuente: elaboración propia.

El balance de presiones en el campo puede expresarse con la ecuación 23 y de igual manera la pérdida de carga en los tramos rectos y accesorios pueden estimarse con las ecuaciones 24, 25 y 26. El diámetro de las tuberías será dimensionado para obtener una velocidad de flujo menor a 1 m/s.

Para estimar la pérdida de carga del captador se utilizar valores experimentales obtenidos para un captador similar. El modelo de captador de gran volumen seleccionado se construye uniendo 5 captadores de bajo volumen en paralelo. Los datos de pérdida de carga son para los captadores de bajo volumen por lo que para calcular la pérdida de carga para nuestro modelo se debe dividir por 5 el caudal total que circula por el captador grande.

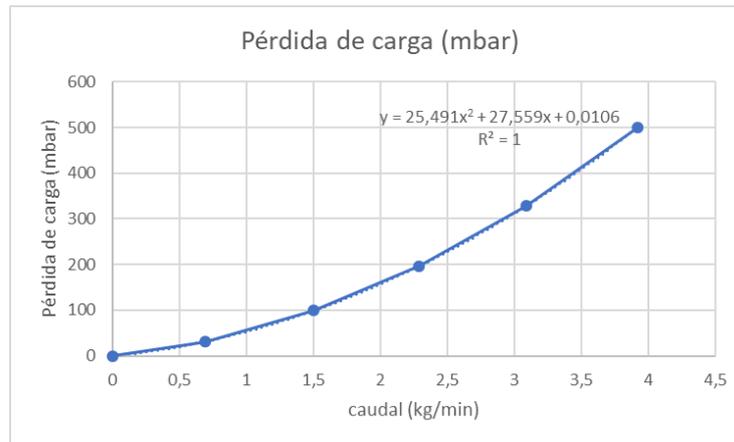
Tabla 15: Pérdida de carga en el captador de baja temperatura para distintos caudales de fluido.

| T del fluido (°C) | 20 +/- 2 | | T máx. 20,11 | | T mín. 19,22 | |
|-------------------------|----------|------|--------------|------|--------------|------|
| Caudal (kg/min) | 3,92 | 3,09 | 2,29 | 1,50 | 0,69 | 0,00 |
| Pérdida de carga (mbar) | 500 | 328 | 197 | 99 | 31 | 0 |

Fuente: Ref. [15]

A partir de los resultados se calculó la curva que mejor ajusta a dichos datos para disponer así de una ecuación para estimar la pérdida de nuestro caso.

Figura 33: Pérdida de carga vs caudal en el captador de baja temperatura.



Fuente: elaboración propia a partir de datos de la tabla 15.

e. Potencia eléctrica de bombeo:

El potencial de bombeo se calcula de igual forma que para el campo solar de media temperatura utilizando las ecuaciones 27, 28 y 29.

f. Vaso de expansión:

El campo se alimenta desde un tanque de agua fría por lo tanto este funciona como vaso de expansión. El volumen del tanque de agua fría es igual al volumen del tanque de agua caliente. El volumen del campo solar se puede estimar como la suma del volumen de fluido contenido dentro de captadores y el de las tuberías de interconexión y distribución. El volumen dentro de un captador es un dato brindado en la hoja técnica, por lo tanto, se multiplica el número de captadores totales por este volumen. Luego se utilizará el mismo multiplicador del campo solar de media para obtener un total aproximado.

1.4.4. Análisis económico

Se realizó un análisis económico para evaluar la factibilidad de aplicar el campo solar de baja y el de media tanto en la provincia de Buenos Aires, como en la de San Juan. El objetivo de este análisis es evaluar si a través de la implementación del campo solar se logra un ahorro de gas natural que pueda repagar la inversión y brindar beneficios a futuro. Para ello se evaluará el Valor Actual Neto (VAN), si este es mayor a cero entonces el proyecto es rentable; además cuando el mismo se iguala a cero tendremos el periodo de repago, es decir, en cuanto tiempo se recupera el dinero invertido. El VAN se puede calcular con la siguiente ecuación:

$$VAN = \sum_{n=0}^k \frac{FF_n}{(1+i)^n} \quad (\text{Ec. 53})$$

Donde,

| | |
|----------|----------------------------------|
| FF n(€) | Flujo de fondos del período "n" |
| i (%) | Tasa de retorno mínima atractiva |
| n (años) | Período |
| k (años) | Vida útil del proyecto |

Luego se calculará el coste levelizado del calor (LCOH, de sus siglas en inglés), esto representa el valor al cual debe ser pagado el calor generado para recuperar todos los costos. Este índice se utiliza para poder comparar el coste de distintas tecnologías. El LCOH se calcula a través de la siguiente ecuación:

$$LCOH = \frac{\sum_{n=0}^k \frac{CAPEX_n + OPEX_n + F_n}{(1+i)^n}}{\sum_{n=1}^k \frac{E_n}{(1+i)^n}} \quad (\text{Ec. 54})$$

Donde,

| | |
|---------|---|
| CAPEX n | Son los costos de bienes capitales del proyecto en el período "n" |
| OPEX n | Son los costos de operaciones del proyecto en el período "n" |
| E n | Es la energía térmica producida en el período "n" |
| F n | Es el costo del combustible consumido en el período "n" |

El numerador del LCOH es conocido también como TLCC por sus siglas en inglés, costos totales del ciclo de vida, y representa el valor actualizado de todos los costos incurridos en el proyecto.

Para los costos de operación y mantenimiento y el ahorro de gas natural se consideró una inflación del 3%.

Para la tasa de retorno mínima atractiva se utilizó el valor de 6,5%, que es valor que se utiliza para este tipo de proyectos.

También se consideraron en el flujo de fondos los impuestos a las ganancias que representan un 30% de los beneficios del proyecto.

Las amortizaciones de los bienes de uso se realizaron a 10 años.

En cuanto al costo del gas natural se tomó la tarifa ENERGAS para grandes usuarios que requiere un consumo mínimo anual de 3 millones de metros cúbicos al año. Se seleccionó esta tarifa ya que la Serenísima es el mayor productor de lácteos en Argentina con 6 plantas instaladas en el país. Para calcular el ahorro de gas natural y costo del gas auxiliar se utilizó únicamente la parte variable ya que el costo fijo se debe pagar, aunque no se haga el proyecto.

Tabla 16: Tarifa del Gas Natural, Gran Usuario, Argentina.

| Modalidades de usuario y contratos | Tarifa |
|---|-----------|
| Gran Usuario - mínimo consumo de 3.000.000 m³/año | |
| Cargo Fijo (\$) | \$673.699 |
| Cargo Variable (\$/m ³) | \$8 |
| Margen de distribución en cargo variable (\$/m ³) | \$8 |
| PIST* (\$/m ³) | \$0 |

***PIST = precio por ingreso al sistema de transporte**

Fuente: ENERGAS. Ref. [17]

1.5. Especificaciones técnicas:

1.5.1. Campo solar de media temperatura.

Se seleccionó el captador solar modelo PolyThrough 1800 de la empresa NEP Solar dado que este captador ya ha sido empleado para aplicaciones similares. La ficha técnica del captador se muestra en el anexo 1.

A continuación, en la Tabla 17 y 18 se resumen los datos necesarios para poder diseñar el campo solar.

Tabla 17: Resumen de parámetros del captador PolyTrough 1800.

| | |
|---|-------------------|
| Modelo | Poly Through 1800 |
| Empresa | NEP Solar |
| Parámetros Físicos | |
| Largo (m) | 11,085 |
| Ancho (m) | 1,965 |
| Alto (m) | 1,819 |
| Área (m ²) | 21,782 |
| Apertura (m ²) | 18,45 |
| Área absorbedor (m ²) | 1,079 |
| Capacidad (l) | 9,8 |
| Absorbedor | |
| Material (-) | acero inoxidable |
| Longitud (m) | 10,305 |
| Diámetro (mm) | 34 |
| Espesor (mm) | 1,5 |
| Recubrimiento (-) | cromo negro |
| Limitaciones | |
| Temperatura máx. (°C) | 230 |
| Presión máx. (bar) | 40 |
| Caudal min. (l/h) | 900 |
| Caudal máx. (l/h) | 3600 |
| Velocidad min (m/s) | 0,275 |
| Velocidad máx. (m/s) | 1,101 |
| Parámetros para ecuación de eficiencia | |
| η_0, DNI (-) | 0,689 |
| a_1 (W/m ² .K) | 0,36 |
| a_2 (W/m ² .K ²) | 0,0011 |

Fuente: Ficha técnica del proveedor. Ref. [13]

Tabla 18: Modificador del ángulo de incidencia del captador PolyTrough 1800.

| | | | | | | | | | | |
|------------|----|------|------|------|------|------|------|------|------|-----|
| Ángulo (°) | 0° | 10° | 20° | 30° | 40° | 50° | 60° | 70° | 80° | 90° |
| K (-) | 1 | 0,99 | 0,99 | 0,98 | 0,96 | 0,93 | 0,88 | 0,75 | 0,46 | 0 |

Fuente: Ficha técnica del proveedor. Ref. [13]

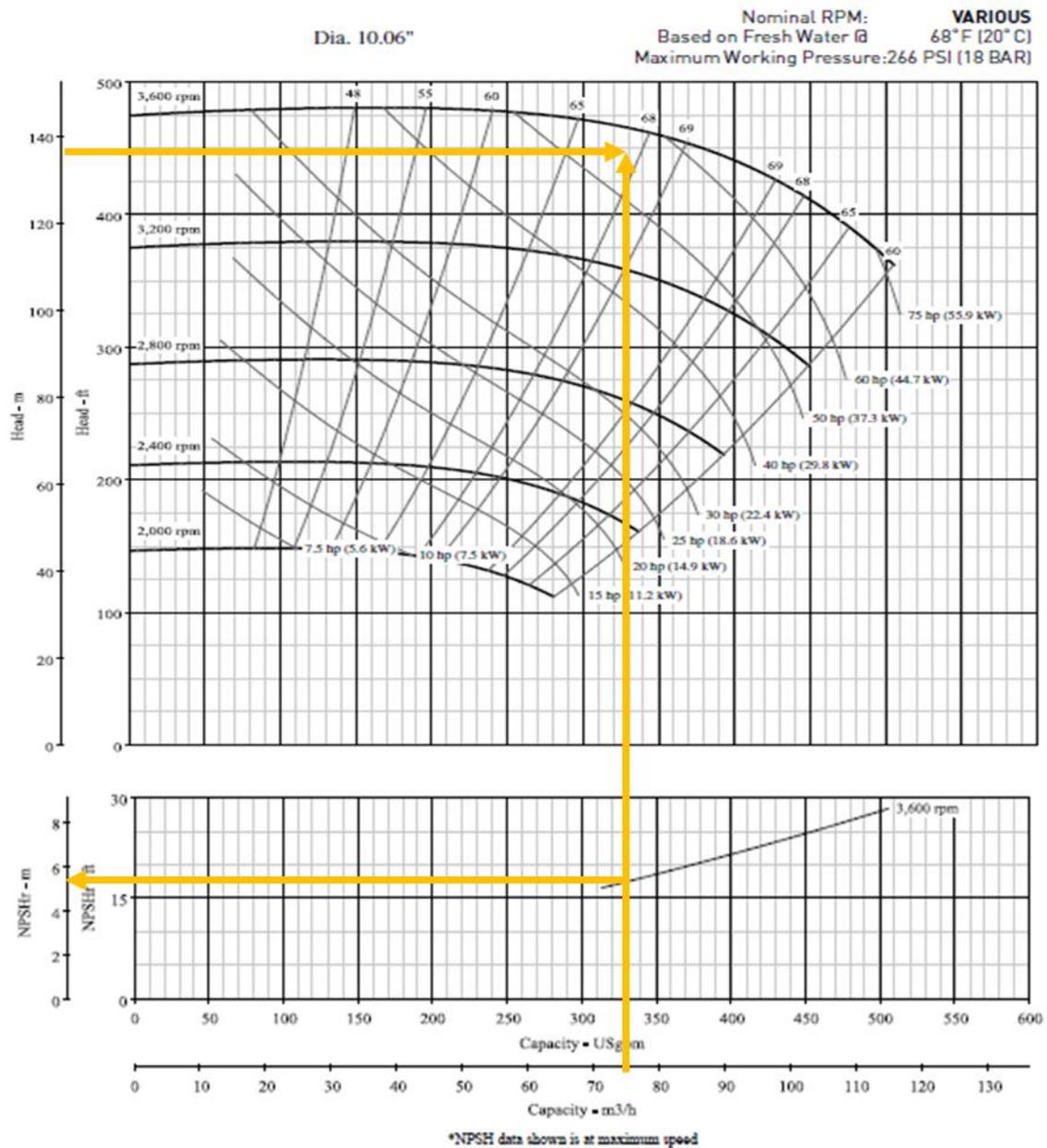
Se decidió usar una bomba centrífuga del proveedor Pentair. Para obtener el rendimiento de la bomba y la potencia eléctrica requerida se debe ingresar en la curva de la bomba con la altura (H_{bomba}) y el caudal de bombeo requerido (F_{bomba}).

Tabla 19: Caudal y altura requeridas por la bomba seleccionada (Pentair) en el punto de diseño.

| | | |
|--------------------|---------|----------------------|
| H_{bomba} | 446 ft | 136 m |
| F_{bomba} | 360 gpm | 82 m ³ /h |

Fuente: elaboración propia.

Figura 34: Curvas de rendimiento de la bomba seleccionada (Pentair) para el campo solar de captadores de media temperatura.



Fuente: Pentair. Ref. [16]

1.5.2. Campo solar de baja temperatura.

Para el diseño del campo solar de baja temperatura se han seleccionado los captadores de gran tamaño de la empresa Wagner Solar modelo LBM 10 HTF que son los mismos que se utilizaron para el proyecto AQUASOL II en la Plataforma Solar de Almería. A continuación, se muestra en la Tabla 20 los parámetros utilizados para el diseño y en el anexo 1 se encuentra la ficha técnica.

Tabla 20: Resumen de parámetros del captador LBM 10 HTF.

| | |
|--|---------------|
| Fabricante | Wagner Solar |
| Modelo | LBM HTF10 |
| Área de apertura (m ²) | 10,1 |
| Eficiencia óptica (-) | 0,83 |
| a ₁ (W/m ² .K) | 3,523 |
| a ₂ (W/m ² .K ²) | 0,015 |
| K (50°) | 0,92 |
| b ₀ (-) | 0,144 |
| Dimensiones (mm) | 1942x5740x103 |

Fuente: Ficha técnica del proveedor. Ref. [15]

Se seleccionó una bomba centrífuga de voluta cerrada de la marca Pentair. Para obtener la eficiencia de la bomba usamos la altura y el caudal calculados en la sección anterior:

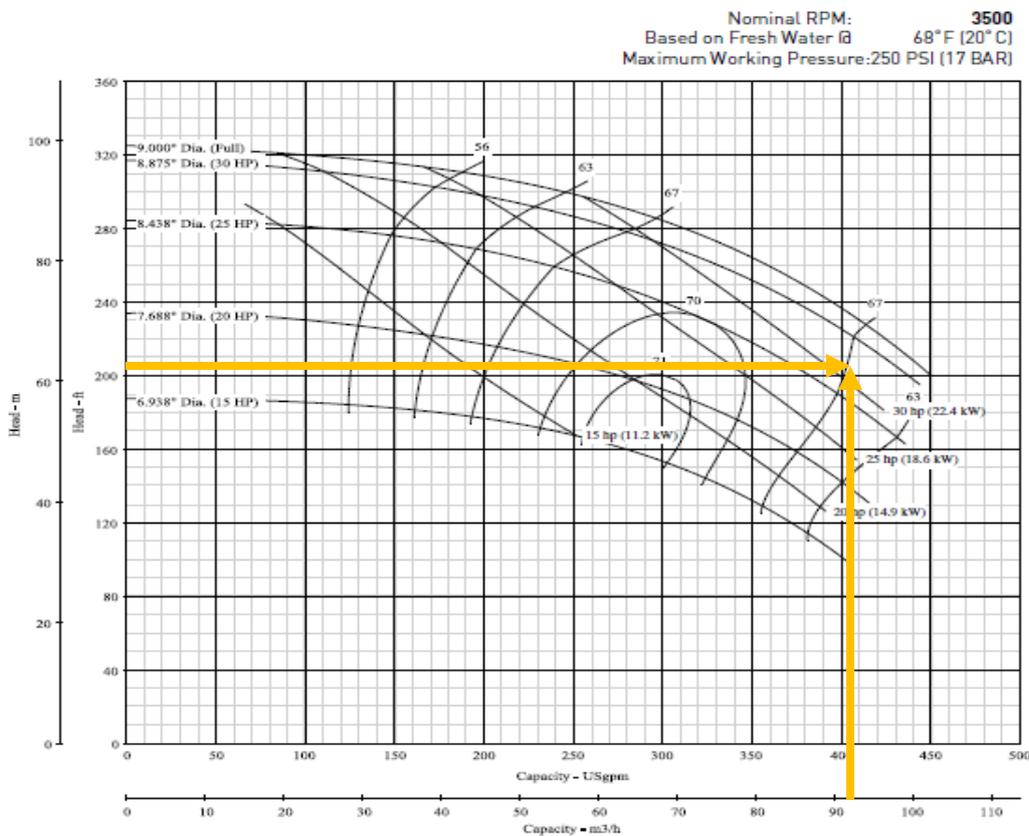
Tabla 21: Caudal y altura para la bomba Pentair en el punto de diseño.

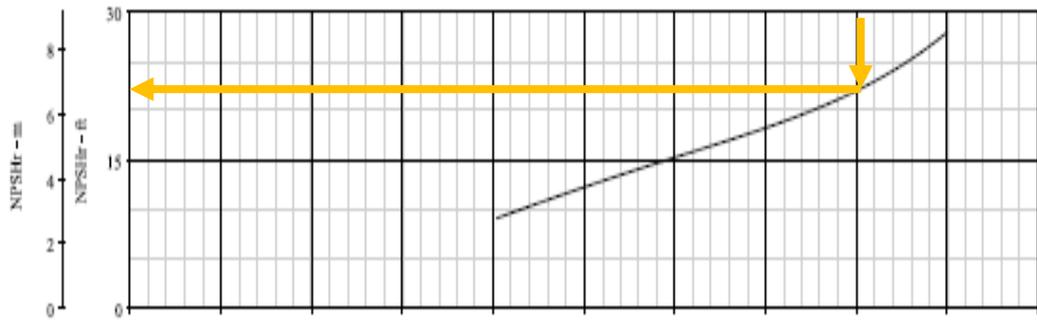
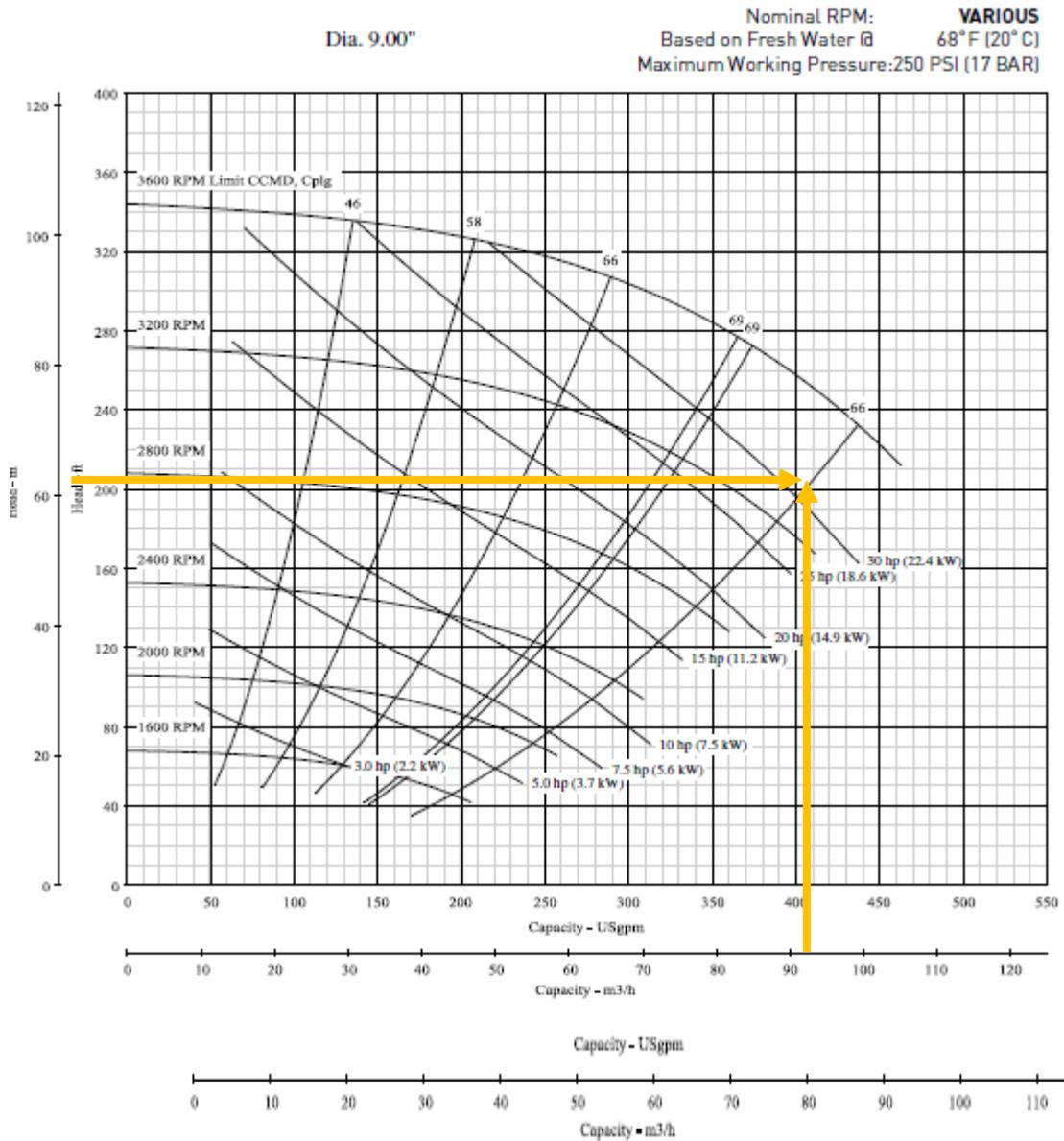
| | | |
|--------------------|-----------|------------------------|
| H _{bomba} | 188,6 ft | 57,5 m |
| F _{bomba} | 410,5 gpm | 93,3 m ³ /h |

Fuente: elaboración propia.

Con estos valores se puede ingresar a la curva de la bomba que se muestra en la Figura 35:

Figura 35: Curvas de rendimiento para la bomba Pentair del sistema de baja temperatura.





Fuente: Pentair. Ref. [16]

1.6. Resultados y conclusiones

1.6.1. Campo solar de media temperatura.

Lo primero que se determinó fue el número de captadores en serie y en paralelo que maximizaban el área disponible en el complejo industrial Pascual Mastellone.

Tabla 22: Número máximo de captadores en serie y en paralelo.

| | |
|------------------------|-------|
| área (m ²) | 24795 |
| N serie (-) | 14 |
| N paralelo (-) | 36 |

Fuente: elaboración propia.

Se siguió la metodología explicada en la sección 1.3.3 y se simularon tres casos diferentes de funcionamiento del sistema que aseguren el suministro de energía térmica en las condiciones requeridas en el proceso industrial, variando el diferencial de temperaturas del campo solar y el caudal de agua. En la siguiente tabla se muestran los resultados obtenidos:

Tabla 22: Resultados de la simulación del sistema con captadores solares de media temperatura para el día de diseño.

| Casos | 1 | 2 | 3 |
|--|----------|----------|----------|
| Te (°C) | 90 | 78 | 115 |
| Ts (°C) | 150 | 110 | 150 |
| ΔT (°C) | 60 | 32 | 35 |
| W _f (kg/s) | 0,305 | 0,717 | 0,512 |
| F (m ³ /s) | 0,00032 | 0,00075 | 0,00055 |
| v _f (m/s) | 0,390 | 0,898 | 0,660 |
| Re (-) | 51.991 | 93.598 | 95.465 |
| N _c (-) | 360 | 336 | 360 |
| N _{serie} (-) | 10 | 12 | 10 |
| N _{paralelo} (-) | 36 | 28 | 36 |
| A _{captación} (m ²) | 6.642 | 6.199 | 6.642 |
| E _{cs} (kWh) | 14.088 | 14.108 | 13.555 |
| E _{alm,max} (kWh) | 2.644,48 | 2.544,05 | 2.644,48 |
| V _{alm} (m ³) | 39,59 | 70,57 | 67,86 |
| p _{alm} (bar) | 4,25 | 1,43 | 4,25 |
| T _{alm} (°C) | 150 | 110 | 150 |
| V _{cs} (m ³) | 25,4 | 23,73 | 25,4 |
| FS día de diseño (%) | 98,10 | 98,24 | 94,39 |

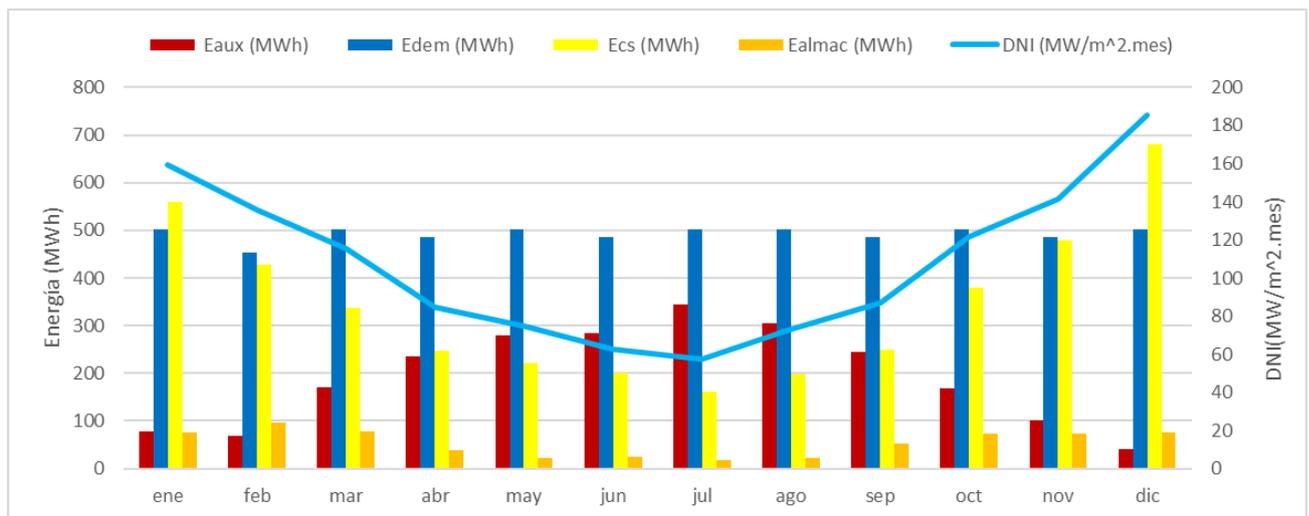
Fuente: elaboración propia.

El caso 1 fue descartado dado que el diferencial de temperatura de 60 °C para el número de captadores definido por fila impone un caudal de fluido muy pequeño, lo que hace que las pérdidas térmicas sean altas y el sistema requiera radiaciones umbrales más altas que la radiación solar disponible.

En los casos 2 y 3 de la Tabla 22 se redujo el diferencial de temperatura para obtener un caudal mayor que de un número de Reynolds de alrededor de 90.000. Entre estos casos se seleccionó el caso 2 dado que el campo solar trabaja a menores temperaturas, lo que conlleva menores pérdidas térmicas. Además, el sistema de almacenamiento resulta más económico porque requiere una presión menor. Y como el proceso de pasteurización requiere calor en el delta de temperatura de 58/75°C, trabajar a una temperatura de almacenamiento de 110°C deja un margen de seguridad adecuado. Por último, la fracción solar de este caso es mayor y con un campo solar menor. La capacidad de almacenamiento equivalente en horas se estimó como la energía total del almacenamiento dividido la potencia demandada por el proceso siendo de 1 horas de operación. Pero si el sistema operará manteniendo la fracción solar constante la capacidad aumenta a 3 horas.

Para el caso 2 se realizó la simulación anual con el TMY completo y se calculó para cada mes la sumatoria de: la energía generada por el campo solar, la energía demandada por el proceso, la energía provista por la fuente auxiliar y la energía solar utilizada del almacenamiento. La información representa en un gráfico de columnas (ver Figura 36), donde también se representa la sumatoria de la irradiancia solar directa disponible como una línea en azul.

Figura 36: Simulación del TMY para el campo solar de media temperatura, Buenos Aires.



Nota: E_{aux} (energía entregada por la fuente auxiliar); E_{dem} (energía demandada por el proceso); E_{cs} (energía generada por el campo solar); E_{almac} (energía suministrada por el almacenamiento).

Fuente: Elaboración propia.

Con la simulación para todo el TMY se puede calcular la FS anual como la sumatoria de la energía solar generada por el campo menos la energía solar desaprovechada, dividido por la energía demandada. También se puede calcular la FS máxima, sin contar la energía solar pérdida, esto representaría el escenario de que toda la energía sea aprovechada.

Tabla 23: Fracción solar anual y máxima para el caso de diseño (campo solar CCP).

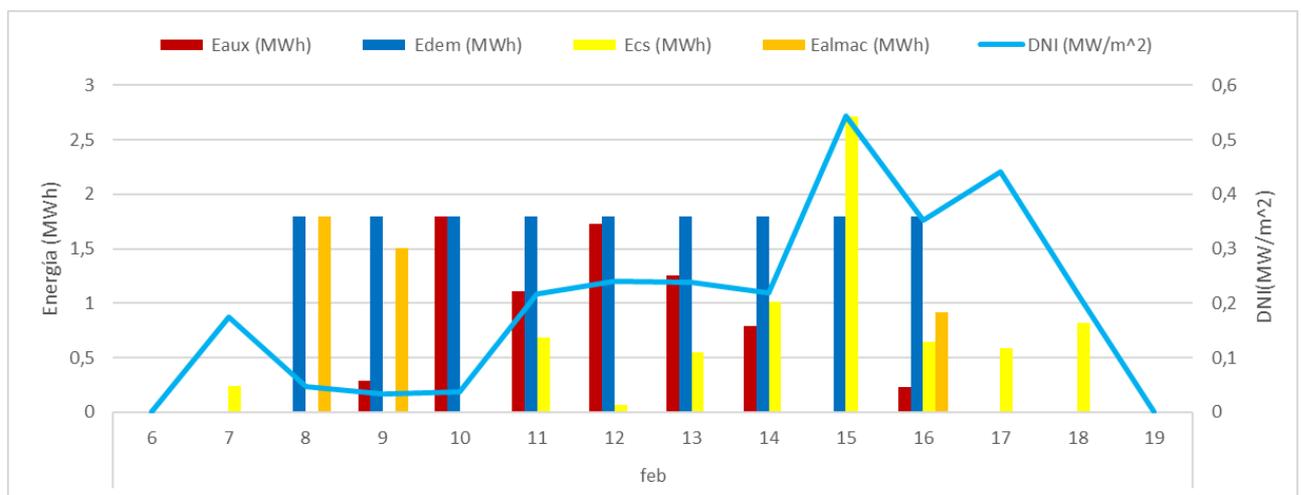
| | |
|--------------|-------|
| FS anual (%) | 45,51 |
| FS máx. (%) | 46,81 |

Fuente: elaboración propia.

La simulación anual es capaz de evaluar cómo responde el sistema solar para días del año con distintas condiciones de clima.

Por ejemplo, en la Figura 37, se muestra una simulación del sistema para el día 2 de febrero, se observa como el día comienza con una condición de radiación muy baja, por lo tanto, el sistema usa en primera instancia el calor almacenado en el día anterior, luego cuando este se agota la energía térmica almacenada en el tanque caliente comienza a utilizarse el combustible auxiliar para generar la energía demandada por el proceso, para el final del día, cuando las condiciones de radiación mejoran, se procede a alimentar el proceso exclusivamente con energía térmica del campo solar.

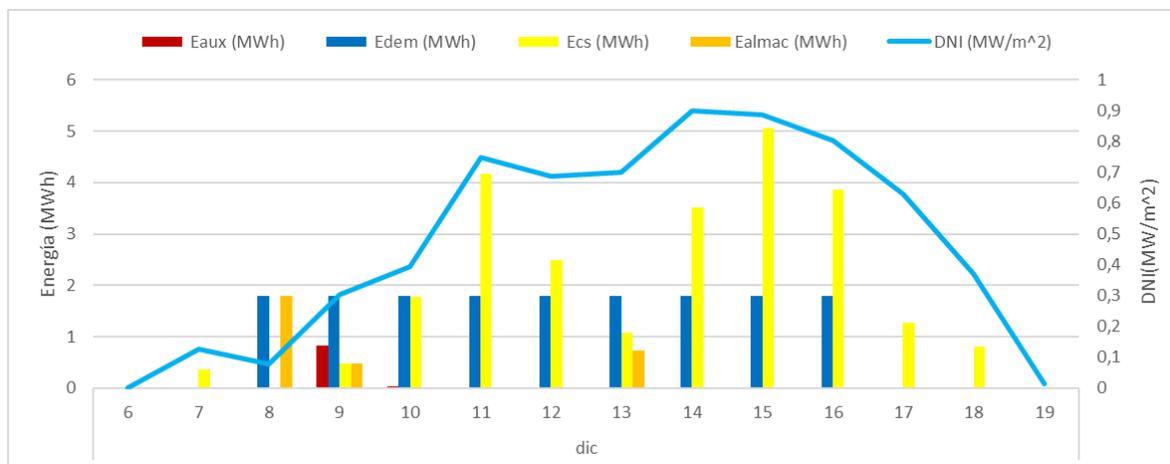
Figura 37: Simulación para el campo de media temperatura para el 2 de febrero, día nublado.



Fuente: elaboración propia.

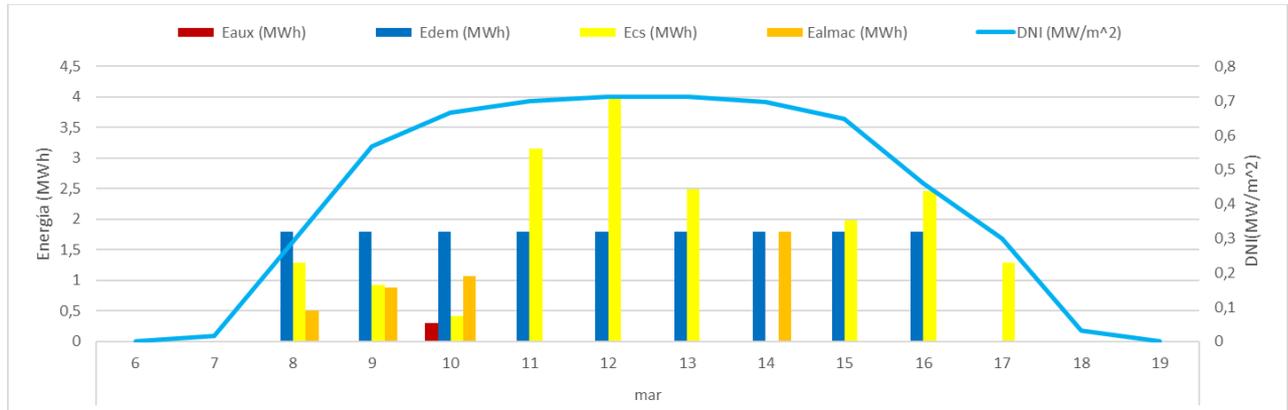
Como se ha diseñado el campo solar para el día 19 de marzo, en los meses de verano el campo solar podrá generar más energía de la necesaria, como se muestra en la Figura 38 correspondiente a una simulación del sistema para el día 21 de diciembre.

Figura 38: Simulación del campo de media temperatura para el 21 de diciembre, día soleado.



Fuente: elaboración propia.

Figura 39: Simulación del campo de media temperatura para el 19 de marzo, día de diseño.



Fuente: elaboración propia.

Los resultados del análisis hidráulico de las líneas principales del campo solar se muestran en la Tabla 24.

Tabla 24: Análisis hidráulico de las líneas principales del campo de media temperatura.

| Lista de líneas | T(°C) | ρ (kg/m ³) | μ (mPa.s) | L(m) | Din (mm) | DN | Q (m ³ /s) | v(m/s) | Re | f | ΔP (bar) |
|-----------------------------------|-------|-----------------------------|---------------|-------|----------|----------------|-----------------------|--------|---------|------|------------------|
| Colector principal frío | 78 | 973 | 0,39 | 115,5 | 154,1 | 6 SCH 40 ST | 0,02086 | 1,119 | 430.075 | 0,36 | 1,64 |
| Colector principal caliente | 110 | 950,9 | 0,25 | 115,5 | 154,1 | 6 SCH 40 ST | 0,02086 | 1,119 | 655.679 | 0,36 | 1,59 |
| Manifold de distribución caliente | 78 | 973 | 0,39 | 85,5 | 102,3 | 4 SCH 40 ST | 0,00559 | 0,6799 | 173.530 | 0,37 | 0,70 |
| Manifold de distribución frío | 110 | 950,9 | 0,25 | 85,5 | 102,3 | 4 SCH 40 ST | 0,00559 | 0,6799 | 264.558 | 0,37 | 0,67 |

Fuente: elaboración propia.

El resultado del balance de presiones para estimar la presión de descarga de la bomba se muestra en la Tabla 25.

Tabla 25: Balance de presiones en el campo de media temperatura.

| | |
|---|--------|
| p_{tk hot} (bar) | 1,43 |
| p_{tk cold} (bar) | 1 |
| Δp_{fila} (bar) | 8,2 |
| p_{descarga} (bar) | 14,22 |
| p_{succión} (bar) | 1,1 |
| Δp_{bomba} (bar) | 13,12 |
| F_{bombeo} (m³/s) | 0,0206 |

Fuente: elaboración propia.

En cuanto a la potencia de bombeo necesaria se obtuvieron los valores presentados en la Tabla 26.

Tabla 26: Rendimiento y potencia eléctrica de la bomba.

| | | |
|--------------------------|-----------|----------------------|
| H_{bomba} | 453 ft | 138 m |
| F_{bomba} | 326 gpm | 74 m ³ /h |
| p_{vap} | 0,438 bar | |
| NPSH_d | 6,94 m | |
| η_{bomba} | 68% | |
| P_{bomba} | 60 hp | 44,7 kW |
| NPSH_r | 5,5 m | |

Fuente: elaboración propia.

Donde,

| | |
|--------|-----------------------------------|
| NPSH r | Altura neta de succión requerida |
| NPSH d | Altura neta de succión disponible |

1.6.2. Campo solar de baja temperatura.

Al igual que para el campo solar de media temperatura el campo solar de baja se ve limitado por el área disponible.

El número máximo de captadores en serie y paralelo se muestra en la Tabla 27.

Tabla 27: Número máximo de captadores en serie y en paralelo.

| | |
|-----------------------------|-------|
| área (m²) | 24795 |
| N serie (-) | 19 |
| N paralelo (-) | 46 |

Fuente: elaboración propia.

Sin embargo, el diferencial de temperaturas requerido por el campo solar se alcanza solo con 6 captadores en serie. Por este motivo se colocaron 3 campos en paralelo de 6 captadores en serie por 38 en paralelo para obtener una FS del 100% en el día de diseño.

Tabla 28: Resultados de la simulación del sistema de baja temperatura.

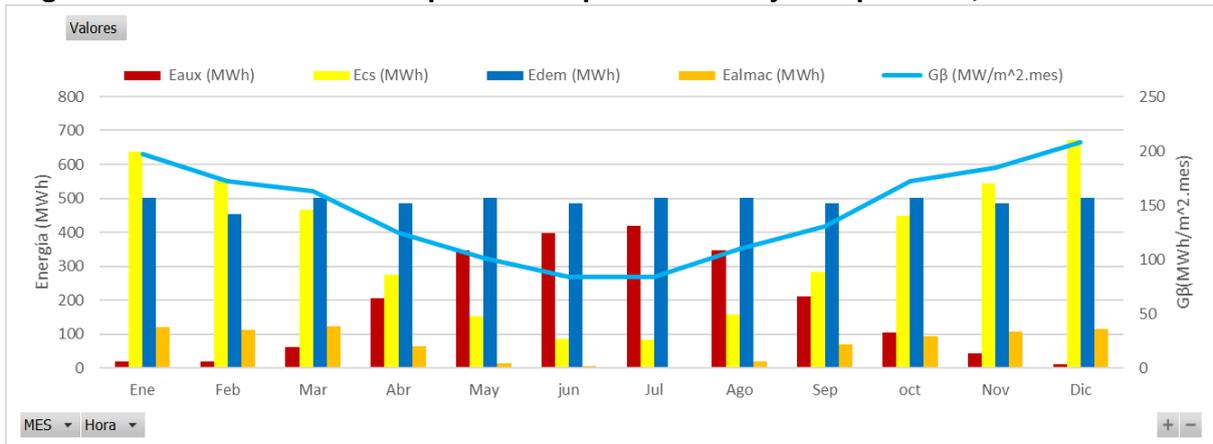
| | |
|--|-----------|
| Caso | 1 |
| Te (°C) | 63 |
| Ts (°C) | 90 |
| ΔT (°C) | 27 |
| w_f (kg/s) | 0,2221 |
| F (m³/s) | 0,00023 |
| N_c | 684 |
| N_{serie} | 6 |
| N_{paralelo} | 38 |
| N_{campos paralelo} | 3 |
| A_{captación} (m²) | 6.908,40 |
| E_{cs} (kWh) | 15.775,02 |
| E_{alm} (kWh) | 4.586,48 |
| V_{alm} (m³) | 150 |
| P_{alm} (bar) | 1 |
| T_{alm} (°C) | 90 |
| V_{cs} (m³) | 57,1 |
| FS_{día de diseño} (%) | 109,85 |
| FS_{anual} (%) | 53,16 |
| FS_{máxima} (%) | 55,08 |

Fuente: elaboración propia.

El volumen de almacenamiento tiene una capacidad de proporcionar calor a plena carga durante 2 horas y 30 minutos. Si se opera con la fracción solar constante de 53,16 %, la capacidad del tanque de almacenamiento es de 4,8 horas.

En las siguientes figuras donde se muestra la simulación para todo el TMY, se aprecia que la diferencia de producción entre los meses de invierno y verano es muy marcada, disparándose el valor de consumo de combustible auxiliar en los meses de invierno.

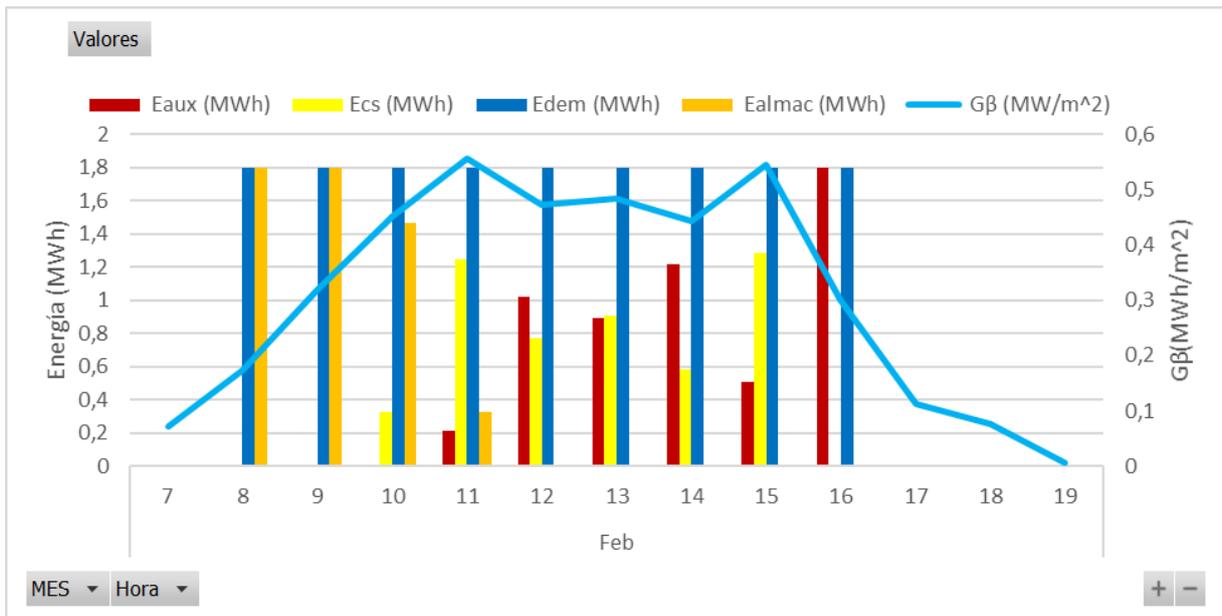
Figura 40: Simulación del TMY para el campo solar de baja temperatura, Buenos Aires.



Fuente: elaboración propia.

Al igual que para el campo solar de media temperatura se muestra la respuesta del campo solar para distintos días del año. Vemos que para un día de baja radiación global solar el proceso es abastecido por el almacenamiento en las primeras horas y luego por el sistema auxiliar.

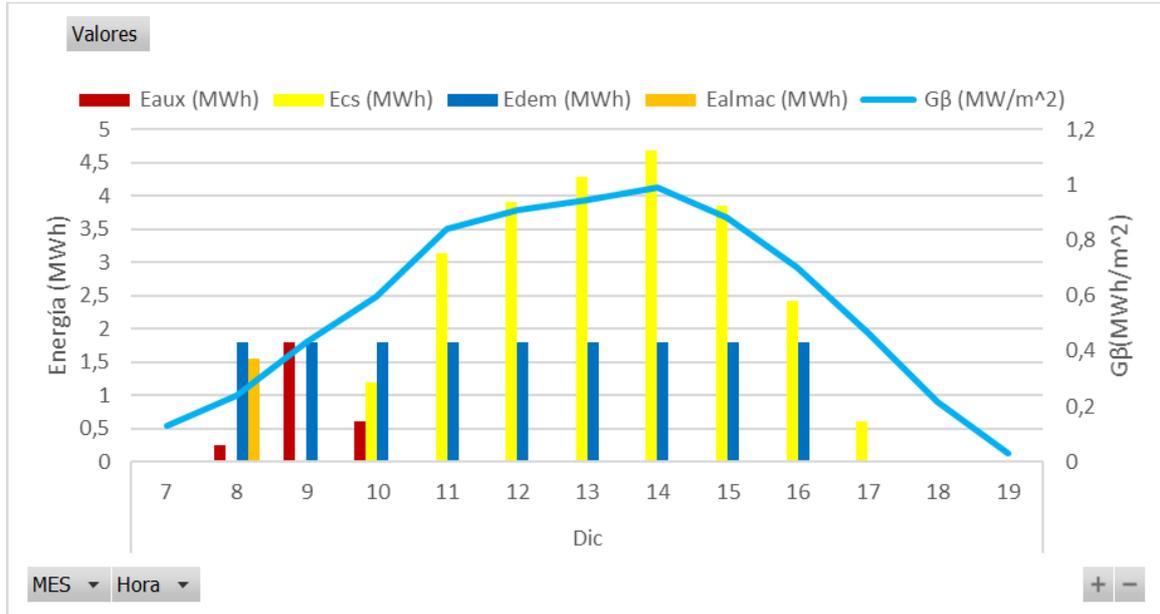
Figura 41: Simulación del campo de baja temperatura para el 19 de febrero, día nublado.



Fuente: elaboración propia.

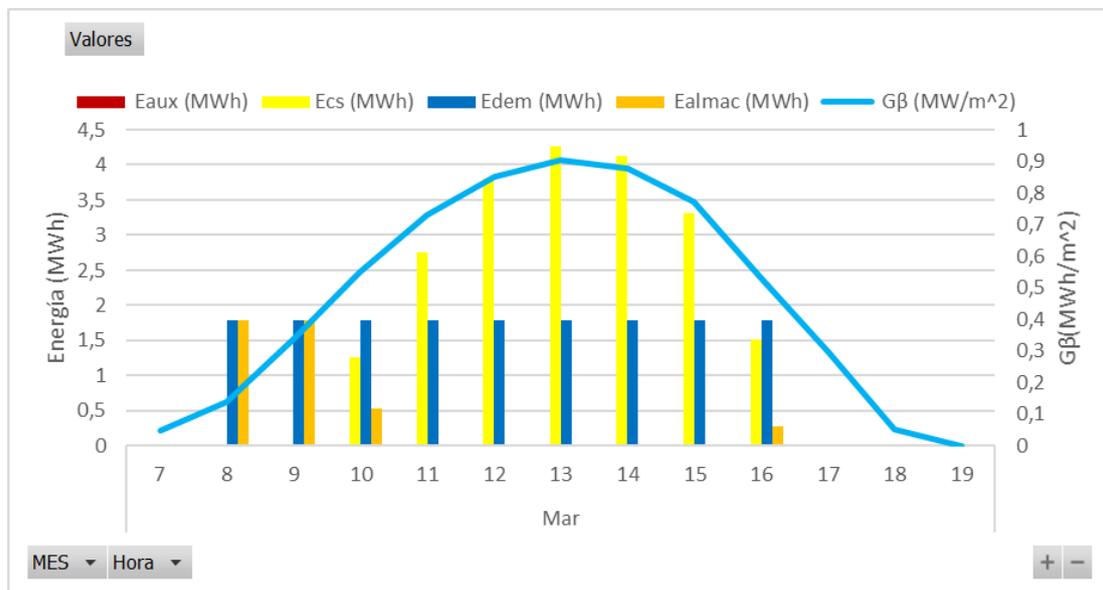
Al igual que para el campo solar de media temperatura para los meses de verano el campo podrá generar más energía que la demandada por el proceso.

Figura 42: Simulación del campo de baja temperatura para el 21 de diciembre, día soleado.



Fuente: elaboración propia.

Figura 43: Simulación del campo de baja temperatura para el 19 de marzo, día de diseño.



Fuente: elaboración propia.

Los resultados del dimensionamiento de las principales líneas se muestran en la siguiente Tabla 29.

Tabla 29: Análisis hidráulico de las líneas principales del campo de baja temperatura.

| Lista de líneas | T(°C) | ρ (kg/m ³) | μ (mPa.s) | L(m) | Din (mm) | DN | F(m ³ /s) | v(m/s) | Re | f | ΔP (bar) |
|-----------------------------------|-------|--------------------------------|------------------|------|-------------|----|----------------------|--------|---------|-------|---------------------|
| Colector principal frío | 63 | 981 | 0,44 | 201 | 202,7 | 8 | 0,02581 | 0,800 | 361.392 | 0,357 | 1,1 |
| Colector principal caliente | 90 | 965,3 | 0,31 | 201 | 202,7 | 8 | 0,02622 | 0,813 | 512.943 | 0,354 | 1,1 |
| Manifold de distribución frío | 63 | 981 | 0,44 | 185 | 102,3 | 4 | 0,00441 | 0,537 | 122.486 | 0,374 | 1,0 |
| Manifold de distribución caliente | 90 | 965,3 | 0,31 | 185 | 102,3 | 4 | 0,00449 | 0,546 | 173.851 | 0,371 | 1,0 |

Fuente: elaboración propia.

Los resultados del balance de presiones para estimar la presión de descarga de la bomba principal se resumen en la Tabla 30.

Tabla 30: Balance de presiones en el campo de baja temperatura.

| | |
|---|---------------|
| p_{tk hot} (bar) | 1 |
| p_{tk cold} (bar) | 1 |
| Δp_{fila} (bar) | 1,90 |
| p_{descarga} (bar) | 7,05 |
| p_{succión} (bar) | 1 |
| Δp_{bomba} (bar) | 60,5 |
| F_{bombeo} (m³/s) | 0,0258 |

Fuente: elaboración propia.

En cuanto a la potencia de bombeo necesaria se obtuvieron los valores de la Tabla 31 de las curvas de altura desarrollada por la bomba vs el caudal.

Tabla 31: Rendimiento y potencia eléctrica de la bomba.

| | | |
|---|-----------|----------------------|
| H_{bomba} | 206 ft | 63 m |
| F_{bomba} | 405,5 gpm | 93 m ³ /h |
| p_{vap} | 0,23 bar | |
| NPSH_d | 8,01 m | |
| η_{bomba} | 67% | |
| P_{bomba} | 30 hp | 22,4 kW |
| NPSH_r | 6 m | |

Fuente: elaboración propia.

1.6.3. Comparación entre campos solares de baja y media temperatura.

En esta sección se comparan los resultados técnicos y económicos obtenidos para cada uno de los campos solares y se selecciona cual es el más adecuado para el proceso de pasteurización. La descripción del análisis económico realizado se encuentra en la sección 4.

En la tabla 32 se resumen los resultados obtenidos para los campos solares diseñados en las secciones anteriores

Tabla 32: Comparación de los campos solares de baja y media temperatura.

| Casos | Placa Plana | CCP |
|--|-------------|------------|
| Te (°C) | 63,00 | 78,00 |
| Ts (°C) | 90,00 | 110,00 |
| ΔT (°C) | 27,00 | 32,00 |
| w _f (kg/s) | 0,222 | 0,717 |
| F _{cs} (m ³ /h) | 92,9 | 75,1 |
| N _c | 684 | 336 |
| A _{captación} (m ²) | 6.908,40 | 6.199 |
| E _{alm,max} (kWh) | 4.586,48 | 2.544,05 |
| V _{alm} (m ³) | 150,00 | 70,57 |
| p _{alm} (bar) | 1,00 | 1,43 |
| T _{alm} (°C) | 90,00 | 110,00 |
| V _{cs} (m ³) | 57,17 | 23,73 |
| FS día de diseño (%) | 109,85 | 98,24 |
| FS anual (%) | 53,16 | 45,51 |
| FS máxima. (%) | 55,08 | 46,81 |
| E _{cs} (MWh/año) | 3.247,65 | 2.760,41 |
| E _{aux} (MWh/año) | 2.762,31 | 3.213,93 |
| GN _{aux} (m ³) | 245.757,33 | 285.937,22 |
| GN _{aux} (€) | 84.541 | 98.248 |
| GN _{ahorro} (m ³) | 278.859,97 | 238.680,09 |
| GN _{ahorro} (€) | 95.928,00 | 82.010,00 |
| Inversión (€) | 2.074.974 | 3.275.350 |
| LCOH (€/MWh) | 104,62 | 178,90 |
| Período de repago (-) | No hay | No hay |

Fuente: Elaboración propia.

El gas natural ahorrado se calculó como la diferencia entre el gas natural que necesitaría el proceso de suplir la demanda total solamente con gas y el gas consumido por la fuente auxiliar. Para obtener su valor en metros cúbicos se utilizó el poder calorífico inferior del gas natural de 11,24 kW/m³. El consumo de gas anual para suplir la demanda es de 524.617 m³.

Los resultados técnicos del campo solar de baja y media temperatura son similares. El área de captación del campo solar de baja temperatura es un 74% del área del campo solar de media, mientras que su energía producida es un 78% en comparación. Todo esto conlleva a un ahorro de energía auxiliar similar en ambos casos, siendo el ahorro en el campo solar de baja de un 87% con respecto al de media temperatura. En cuanto a la inversión inicial, la del campo solar de baja temperatura representa un 63,35% del campo solar de media

temperatura. El costo nivelizado del calor (LCOH de sus siglas en inglés *Levelized Cost Of Heat*) es menor para el campo solar de baja debido a que la inversión es menor.

Sin embargo, ambos proyectos tienen un valor neto actualizado (VAN) negativo por lo que el proyecto no recupera nunca la inversión realizada. La razón por la cual el proyecto no es rentable para el proceso industrial seleccionado reside principalmente por el bajo costo del gas, la baja radiación solar disponible en la ubicación seleccionada y el alto costo de inversión. El ahorro que se produce mensualmente de gas natural es demasiado bajo y la inversión inicial no se repaga en los 25 años de vida del proyecto.

Para confirmar si la causa del bajo rendimiento del proyecto se debe a los bajos niveles de radiación solar directa de Buenos Aires, se simuló el mismo campo solar para la provincia de San Juan, ubicada en el norte del país con una radiación solar directa más favorable. En la Tabla 33 se muestran los valores de radiación solar directa y global inclinada para ambas provincias, el ángulo de inclinación del captador para Buenos Aires es de 35° y 30° para San Juan:

Tabla 33: Radiación solar anual para las provincias de Buenos Aires y San Juan.

| Radiación solar anual | Buenos Aires | San Juan |
|--|--------------|----------|
| DNI anual (kWh/m ²) | 1.297,82 | 2.251,07 |
| G _β anual (kWh/m ²) | 1.731,42 | 2.535,72 |

Fuente: elaboración propia.

En la Tabla 34 se resumen los valores obtenidos para las simulaciones de los casos de San Juan y Buenos Aires, y se ve que, a pesar del incremento de la producción solar, el proyecto no brinda retorno.

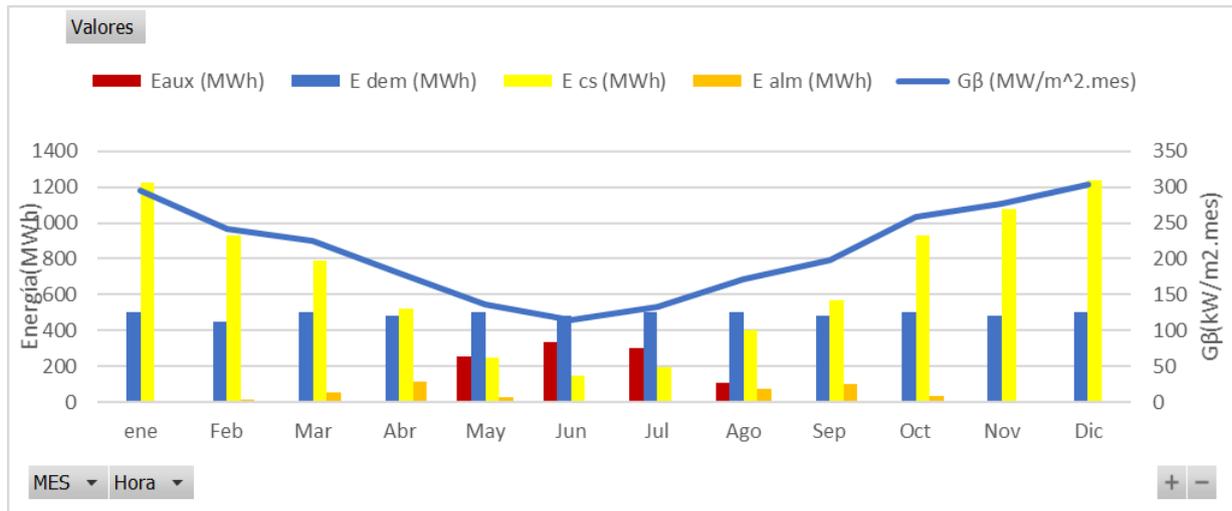
Tabla 34: Comparación para las simulaciones del campo solar en San Juan.

| Ubicación | San Juan | Buenos Aires | San Juan | Buenos Aires |
|--|---------------|---------------|---------------|---------------|
| Caso | Placa Plana | Placa Plana | CCP | CCP |
| Te (°C) | 63,00 | 63,00 | 78,00 | 78,00 |
| Ts (°C) | 90,00 | 90,00 | 110,00 | 110,00 |
| ΔT (°C) | 27,00 | 27,00 | 32,00 | 32,00 |
| w_f (kg/s) | 0,269 | 0,222 | 0,804 | 0,717 |
| N_c | 684 | 684 | 336 | 336 |
| A_{captación} (m²) | 6.908,40 | 6.908,40 | 6.199 | 6.199 |
| E_{alm} (kWh) | 7.675,31 | 4.586,48 | 4.240,26 | 2.544,05 |
| V_{alm} (m³) | 250 | 150,00 | 117,63 | 70,57 |
| P_{alm} (bar) | 1,00 | 1,00 | 1,43 | 1,43 |
| T_{alm} (°C) | 90,00 | 90,00 | 110,00 | 110,00 |
| V_{cs} (m³) | 57,17 | 57,17 | 23,73 | 23,73 |
| FS anual | 78,50 | 53,16 | 80,6 | 45,51 |
| FS max. | 116,07 | 55,08 | 87,8 | 46,81 |
| E_{cs} (MWh/año) | 6.844,23 | 3.247,65 | 5.178,67 | 2.760,41 |
| E_{aux} (MWh/año) | 1.275,45 | 2.762,31 | 1.145,98 | 3.213,93 |
| GN_{aux} (m³) | 113.474,39 | 245.757,33 | 101.955,23 | 285.937,22 |
| GN ahorro (m³) | 411.142,91 | 84.541 | 422.662,07 | 98.248 |
| GN_{aux} (€) | 39.035,19 | 278.859,97 | 35.032,00 | 238.680,09 |
| GN ahorro (€) | 141.433,16 | 95.928,00 | 145.227,00 | 82.010,00 |
| Inversión (€) | 2.074.766 | 2.074.974 | 3.415.754 | 3.275.350 |
| LCOH (€/MWh) | 40,75 | 104,62 | 80,80 | 178,90 |
| Período de repago | No hay | No hay | No hay | No hay |

Fuente: elaboración propia.

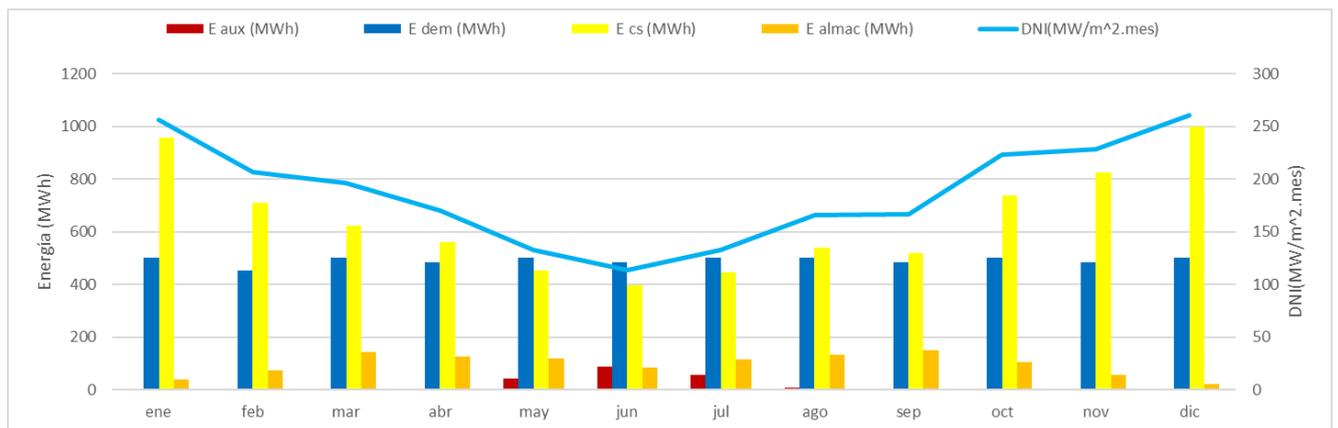
El campo solar de media temperatura tiene una fracción solar anual del 80,6% es decir que su ahorro de gas natural es significativo y sin embargo el proyecto no recupera la inversión inicial. El LCOH disminuye notablemente por el aumento de la producción de energía solar. En las Figuras 44 y 45 se muestra la simulación para el año entero para los campos solares de media y baja para la provincia de San Juan.

Figura 44: Simulación del campo solar de baja para el TMY de San Juan.



Fuente: elaboración propia.

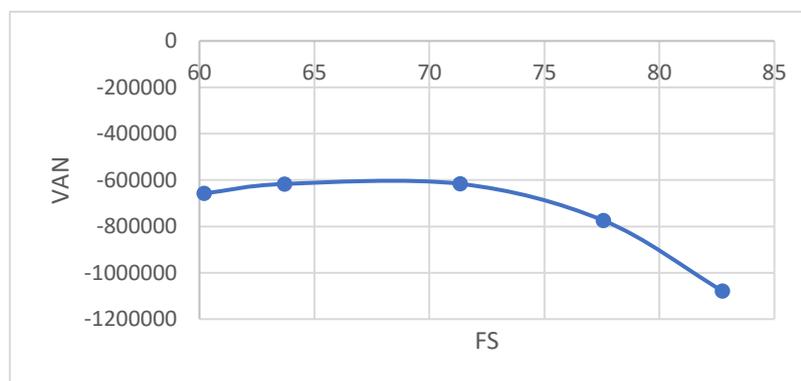
Figura 45: Simulación del campo solar de media para el TMY de San Juan.



Fuente: elaboración propia.

Se realizó un análisis de sensibilidad para el campo solar de baja temperatura ubicado en la provincia de San Juan para ver que la fracción solar maximiza el valor del VAN.

Figura 46: Sensibilidad del VAN frente a la Fracción solar, San Juan.



Fuente: Elaboración propia.

A pesar de que el VAN no alcanza valores positivos se observa que alcanza un máximo en una fracción solar anual del 71%.

Para este campo solar optimizado se evaluará cual debe ser el valor del precio del gas en la Argentina para obtener un VAN positivo y un período de repago atractivo.

Tabla 35: Sensibilidad sobre el valor del precio del gas vs período de repago, San Juan.

| Precio del Gas (€/m ³) | Período de repago |
|------------------------------------|-------------------|
| 0,3436 | no hay |
| 0,6880 | 20 |
| 0,8600 | 14 |
| 1,0320 | 11 |
| 1,2040 | 9 |
| 2,0985 | 5 |

Fuente: elaboración propia.

El mismo análisis se realizó para la provincia de Buenos Aires y se obtuvo una fracción solar óptimo de 56% y un período de repago de 20 años para un precio del gas de 3,64 €/m³. Por lo tanto, se concluyó que estos proyectos muy difícilmente serán atractivos para una región cuya radiación solar global se asemeje a la de Buenos Aires.

Para el campo solar de media temperatura en la provincia de San Juan, se encontró que el valor de la fracción solar que maximiza el VAN es del 71%, pero para obtener un período de repago de 20 años el precio del gas debe ser de 1,06 €/m³. Esto quiere decir que la tecnología es demasiado costosa aún para esta aplicación, cuando los costos del campo solar de CCP disminuyan podrán competir con los de baja temperatura.

Analizando el precio del gas natural en otros países similares a la Argentina se observa que el precio del gas de Argentina es el más bajo de la región. En la tabla 36 se muestra la tarifa del gas natural para distintos países.

Tabla 36: Tarifas industriales del gas natural para grandes usuarios.

| País | €/m ³ | Fuente |
|-----------|------------------|-----------|
| Argentina | 0,3436 | Ref. [17] |
| Brasil | 0,4948 | Ref. [18] |
| Chile | 0,4537 | Ref. [19] |
| Uruguay | Nota | Ref. [20] |
| España | 0,3981 | Ref. [21] |

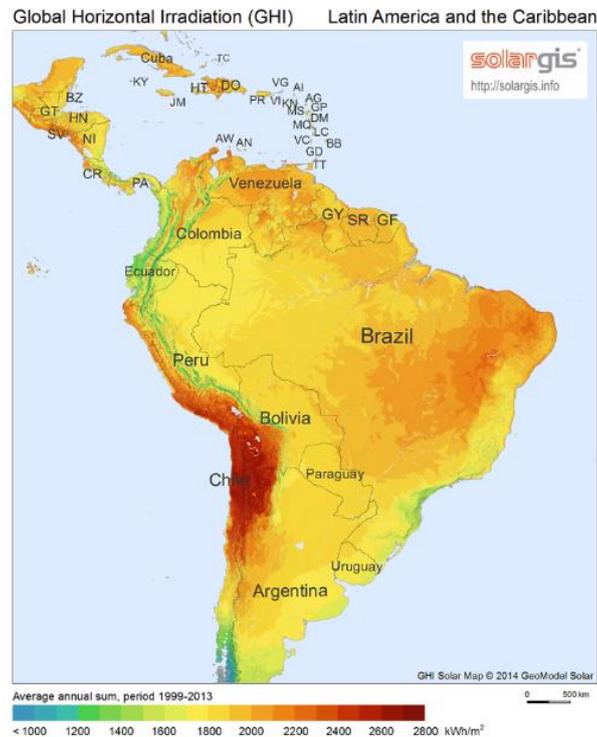
Nota: Suspendida transitoriamente en la medida que, por la disponibilidad del gas, la operadora no puede garantizar la prestación del servicio normal.

Fuente: Elaboración Propia.

Teniendo en cuenta los precios del gas natural en regiones similares a la Argentina se observa que en ninguno de estos países sería rentable el proyecto. Sin embargo, para casos como Uruguay, en donde la distribución de gas a industrias no puede ser garantizada, podría ser una opción atractiva a pesar de sus niveles de radiación. Si el costo del campo solar de placa plana se redujera en un 40% en regiones de Brasil con radiaciones similares a las de San Juan,

se obtendrían períodos de repago de 18 años. En la Figura 46 se representa el mapa de radiación global horizontal solar anual para la región de América Latina.

Figura 46: Mapa de Radiación Solar Global para América Latina.



Fuente: FIC Agro PV. Ref. [22]

1.6.4. Conclusiones

Debido a las condiciones de mercado del gas natural en Argentina se puede concluir que la aplicación solar en calor de proceso de baja temperatura no resulta atractiva en la actualidad, ya que la tarifa del gas natural para grandes usuarios es baja.

Tampoco en otros países de la región, al menos que los costos del sistema de captación se reduzcan por lo menos un 40%, entonces en Brasil por ejemplo se obtendría un período de repago de 18 años para un proyecto con características como las consideradas en este trabajo. En cuanto a Uruguay, donde hay una carencia de gas natural, los campos solares de baja temperatura también podrían ser atractivos para la industria.

En cambio, los campos solares de CCP no resultan rentables para aplicaciones de baja temperatura, dado que la tecnología de placa plana es más económica y requiere de una menor inversión inicial.

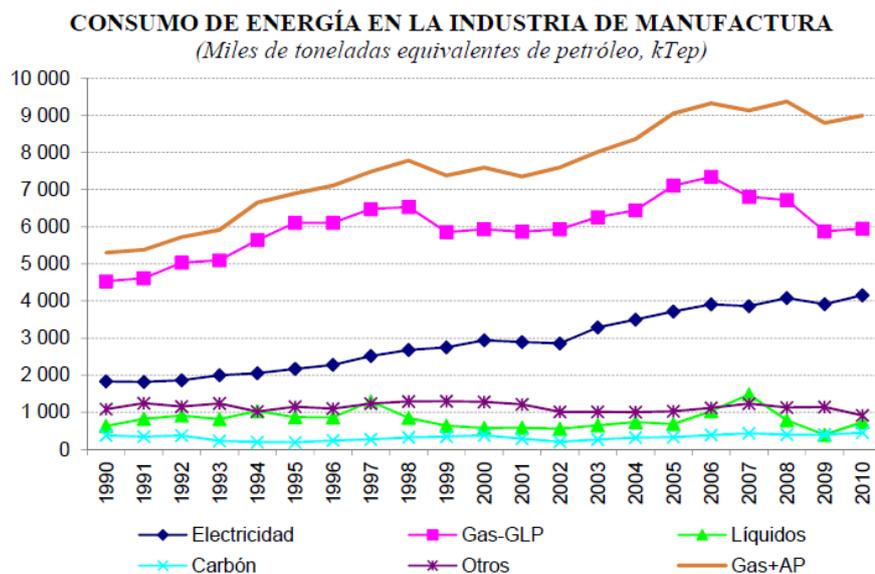
Quedará para futuros trabajos evaluar la conveniencia de implementar campos solares CCP para procesos industriales cuyos rangos de temperaturas no puedan ser alcanzados por captadores de placa plana.

El resultado de este trabajo denota una necesaria intervención gubernamental en cuanto a regulaciones e incentivos para impulsar la tecnología solar térmica y viabilizar su

implementación en términos económicos-financieros. En la actualidad no existe ninguna ley en la Argentina cuyo fin sea promover la sustitución del gas natural por calor de proceso a partir de recursos renovables, a pesar de ser la industria responsable de un tercio de la demanda energética nacional.

La ley 27.191 del año 2015 que modifica a la Ley 26.190, “Régimen de Fomento Nacional para el Uso de Fuentes Renovables de Energía Destinada a la Producción de Energía Eléctrica”, menciona a los grandes usuarios en el capítulo IV: “Contribución de los Usuarios de Energía Eléctrica al Cumplimiento de los Objetivos del Régimen de Fomento”. En este capítulo se exige a los grandes usuarios, cuyas demandas de potencia sean mayor o iguales a trescientos kilovatios (300 kW) eléctricos, que “deberán alcanzar la incorporación mínima del ocho por ciento (8%) del total del consumo propio de energía eléctrica, con energía proveniente de las fuentes renovables, al 31 de diciembre de 2017, y del veinte por ciento (20%) al 31 de diciembre de 2025.” Además, menciona los mecanismos para cumplir estos objetivos: “podrán autogenerar o contratar la compra de energía proveniente de diferentes fuentes renovables de generación a fin de cumplir con lo prescripto en este artículo. La compra podrá efectuarse al propio generador, a través de una distribuidora que la adquiera en su nombre a un generador, de un comercializador o comprarla directamente a CAMMESA bajo las estipulaciones que, para ello, establezca la Autoridad de Aplicación” Ref. [25]. Lo recientemente expuesto deja en evidencia que la ley apunta únicamente a descarbonizar la generación eléctrica, cuando en el sector industrial el calor de proceso podría tener mayor criticidad en cuanto al impacto medioambiental. Como se muestra en la Figura 47 el consumo de gas en la industria para el 2010 fue de 15.000 kTep (considerando el GLP y el AP) mientras que el consumo de electricidad fue de 4.000 kTep. Representando la electricidad un 19% y el gas un 71% del total de la energía consumida.

Figura 47: Consumo de distintas fuentes de energía en la industria.



Fuente: Secretaría de Energía.

Fuente: Informe nacional de monitoreo de la eficiencia energética de La República Argentina, 2014. Ref. [3]

Por ejemplo, en este trabajo se analizó que la Serenísima en una de sus 6 plantas, únicamente para el proceso de pasteurización consume alrededor de 1,8 MW térmicos, sin contar el calor que utiliza la planta para otros procesos como el esterilizado y lavado, de considerarlos, se duplicaría la demanda de calor. Si realmente el objetivo de las naciones es combatir el efecto del cambio climático, será necesario empezar a tener una visión integral del problema, con gobiernos de turno concienciados en la materia para así incentivar la descarbonización de la matriz primaria de energía y no solamente la matriz eléctrica.

1.7. Bibliografía.

- [1] J. L. Sawin, K. Seyboth, F. Sverrisson, “Renewables 2016: Global Status Report”, IRENA (International Renewable Energy Agency), 2016.
- [2] Información obtenida del Ministerio de Hacienda de Argentina, <https://www.argentina.gob.ar/energia/hidrocarburos/balances-energeticos-0>, consultada 10/05/2019.
- [3] Figura obtenida del informe “Informe nacional de monitoreo de la eficiencia energética de La República Argentina” de la Comisión Económica para América Latina y el Caribe, <https://www.cepal.org/es/publicaciones/37142-informe-nacional-monitoreo-la-eficiencia-energetica-la-republica-argentina-2014>, consultada por última vez 10/07/2019.
- [4] Figura obtenida del informe “Technical Report A.1.3” de Agencia Internacional de la Energía, <http://task49.iea-shc.org/data/sites/1/publications>, última vez consultada el 10/07/2019.
- [5] Información obtenida de la página web portalechero.com, última vez consultada el 10/07/2019.
- [6] A. Haim, “Estudio para definir áreas geográficas adecuadas para la implementación de plantas solares termoeléctricas de “torre” en la argentina”, Trabajo de Tesis Maestría en Energías Renovables, Universidad Tecnológica Nacional.
- [7] TMY descargado del simulador SAM del NREL, <https://sam.nrel.gov/>, última vez consultada el 10/07/2019.
- [8] TMY descargado de la base de datos <http://climate.onebuilding.org/default.html>, última vez consultada el 10/07/2019.
- [9] Información obtenida del informe “Diagnostico competitivo del sector lácteo argentino” realizado por OCLA, 2018, www.ocla.com.ar última vez consultada el 10/07/2019.
- [10] Mapa obtenido de la página de la empresa La Serenísima, <https://www.laserenisima.com.ar/>, última vez consultada el 10/07/2019.
- [11] Tabla obtenida del informe “ Informes de Cadenas de Valor”, Ministerio de Hacienda, 2016, https://www.economia.gob.ar/peconomica/docs/Complejo_Lacteo.pdf, última vez consultada el 10/07/2019.
- [12] Figura obtenida de la base de datos SHIP Plants, <http://ship-plants.info/>, última vez consultada el 10/07/2019.
- [13] Información obtenida mediante comunicación por teleconferencia con los tutores del TFM el día 28/06/2019.
- [14] Figura obtenida de las diapositivas de clase de la Materia Energía de Baja temperatura.
- [15] Información obtenida mediante comunicación por mail con Diego Alarcón (CIEMAT-PSA)

el día 21/06/2019.

- [16] Información obtenida de la página del proveedor “Absolute Water Pumps”. <https://www.absolutewaterpumps.com> última vez consultada 09/07/2019.
- [17] Información obtenida de ENARGAS – Cuadro Tarifario -Período 01/06/2019, actualizado en mayo del año 2019, <https://www.enargas.gov.ar/secciones/precios-y-tarifas/cuadros-tarifarios.php> última vez consultada el 10/07/2019.
- [18] Información obtenida de <https://www.naturgy.com.br> última actualización 01/05/2019.
- [19] Información obtenida de Metrogas S.A. <http://www.metrogas.cl> última actualización 21/06/2019.
- [20] Información obtenida de la página del Ministerio de Industria, Energía y Minería de Uruguay, <https://www.miem.gub.uy> última actualización 04/07/2018.
- [21] Información obtenida del Boletín Oficial del Estado del Gobierno de España, <https://www.boe.es> última actualización 31/03/2018.
- [22] Figura obtenida de la página web <https://www.smart-agropv.com>, consultada 10/07/2019.
- [23] Información obtenida de la página del fabricante “grupo chinchurreta”, tarifa de tuberías de acero soldadas 2017. <https://www.chinchurreta.com> última vez consultada el 09/07/2019.
- [24] Grafico obtenido del informe “Mapa Tecnológico: Calor y Frío Renovables”, IDAE, 2012, https://www.idae.es/uploads/documentos/documentos_Calor_y_Frio_Renovables_Biomasa_11012012_global_v2_09570f12.pdf, última vez consultada el 10/07/2019.
- [25] Ley 27191, Modificaciones a la Ley 26.190, “Régimen de Fomento Nacional para el Uso de Fuentes Renovables de Energía Destinada a la Producción de Energía Eléctrica”, <http://servicios.infoleg.gov.ar/infolegInternet/anexos/250000-254999/253626/norma.htm>, última vez consultada 17/07/2019. Organización Latinoamericana de Energía, “Barreras para el desarrollo del mercado de la energía solar para calentamiento de agua en América Latina y El Caribe.” Quito, Ecuador, 2010.
- [26] H. Grossi Gallegos, R. Righini, "Atlas de Energía Solar de la República Argentina", Argentina, 2007.
- [27] M. Sabre, M. Cordi, M. Bornancin, “Censo de energía solar térmica 2016 . Mapa del sector en Argentina,” Inst. Nac. Tecnol. Ind., p. 22, 2016
- [28] P. Horta, FhG ISE, “Process Heat Collectors: State of the Art and available medium temperature collectors”, IEA SHC Task 49, 2016.
- [29] J. A. Duffie, W. A. Beckman, “Solar Engineering of Thermal Processes”, Fourth Edition, Wiley, Estados Unidos, 2013.
- [30] D. Y. Goswami, “Principles of Solar Engineering”, Third Edition, CRC, India, 2018.
- [31] S. García Garrido, “Ingeniería de Centrales Termosolares CCP”, Renovatec, España, 2010.
- [32] F. A. Peuser, K. H. Remmers, M. Schnauss, “Sistemas Solares Térmicos”, Progensa, España, 2005.

2. Fases de elaboración del TFM y su cronograma asociado.

En la siguiente sección se describen las fases de elaboración de este TFM:

1. Documentación:

La primera fase consistió en un proceso de revisión de documentación y estado del arte. Podemos dividir esta revisión en cuatro temáticas distintas.

- Contexto energético en Argentina, principalmente en el sector industrial.
- Energía solar térmica: se consultaron libros de energía solar térmica, artículos de investigación, tesis realizadas, informes de empresas e instituciones, bases de datos de proyectos de energía termo-solar existentes en el mundo, base de datos de captadores solares.
- Proceso de Pasteurización: se revisó el estado de tecnología y variables del proceso utilizadas en la actualidad, el mercado lácteo en la Argentina, principales empresas productoras.
- Datos meteorológicos: se buscaron distintas fuentes de datos de las variables climáticas para poder realizar el dimensionamiento de los campos solares.

2. Investigación:

En esta etapa se analizó la información recolectada en la fase anterior y se procedió al dimensionamiento de los campos solares, que podemos dividir en las siguientes etapas:

- Elección del año meteorológico tipo.
- Estimación de la demanda de calor.
- Definición de las bases de diseño.
- Dimensionamiento de los campos solares de baja y media temperatura.
- Elaboración de planos.
- Análisis económico.

Finalmente, se discutieron los resultados obtenidos y se elaboró una conclusión del proceso de investigación.

3. Exposición:

La última fase del proceso de elaboración del TFM consiste en la exposición, donde todo el proceso debe ser documentado para su difusión. Esta fase podemos dividirla en las siguientes etapas:

- Redacción del TFM
- Presentación oral.

En la Figura 48 podemos ver el cronograma del proceso de elaboración del TFM.

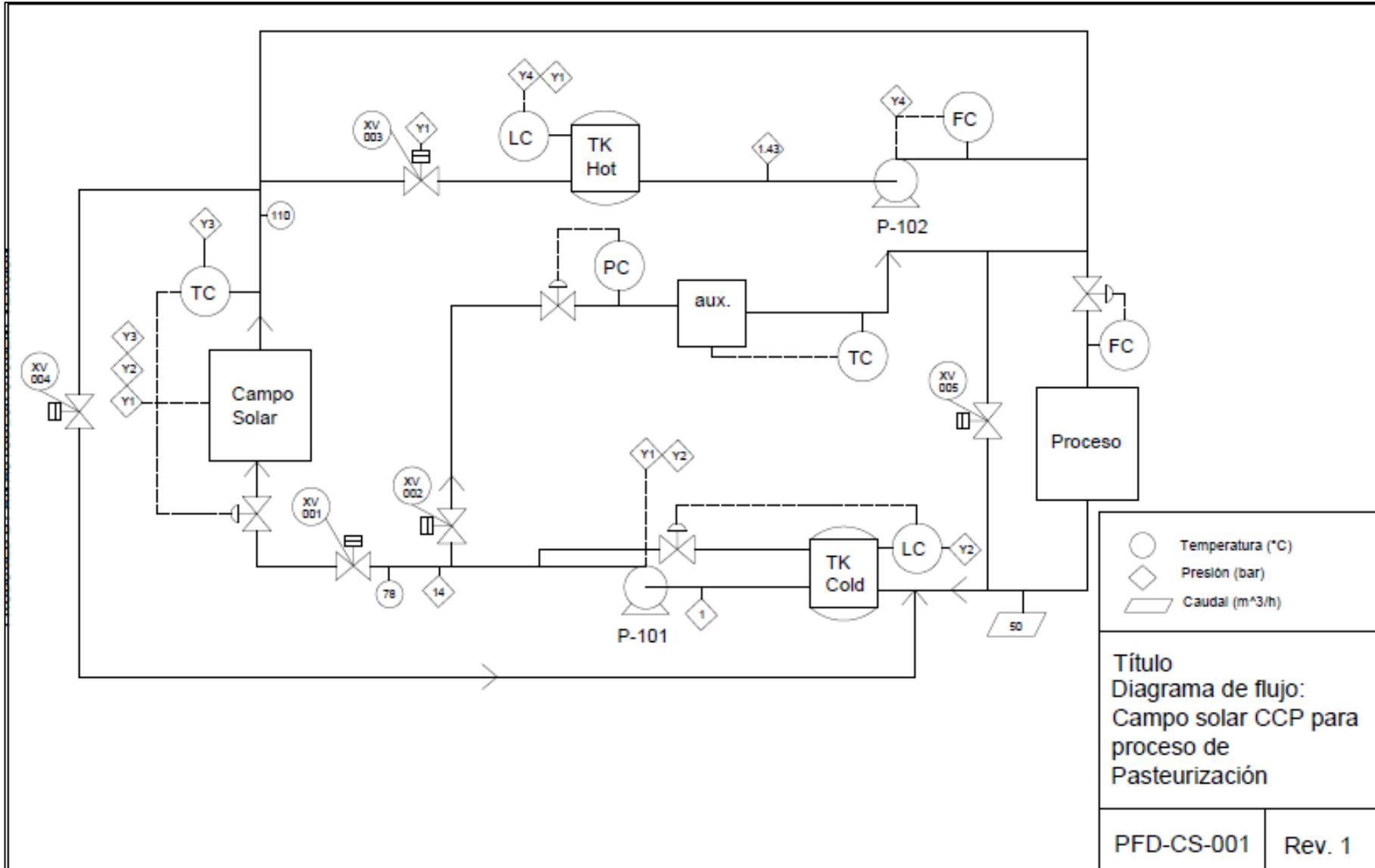
Figura 48: Cronograma de proceso de elaboración TFM.

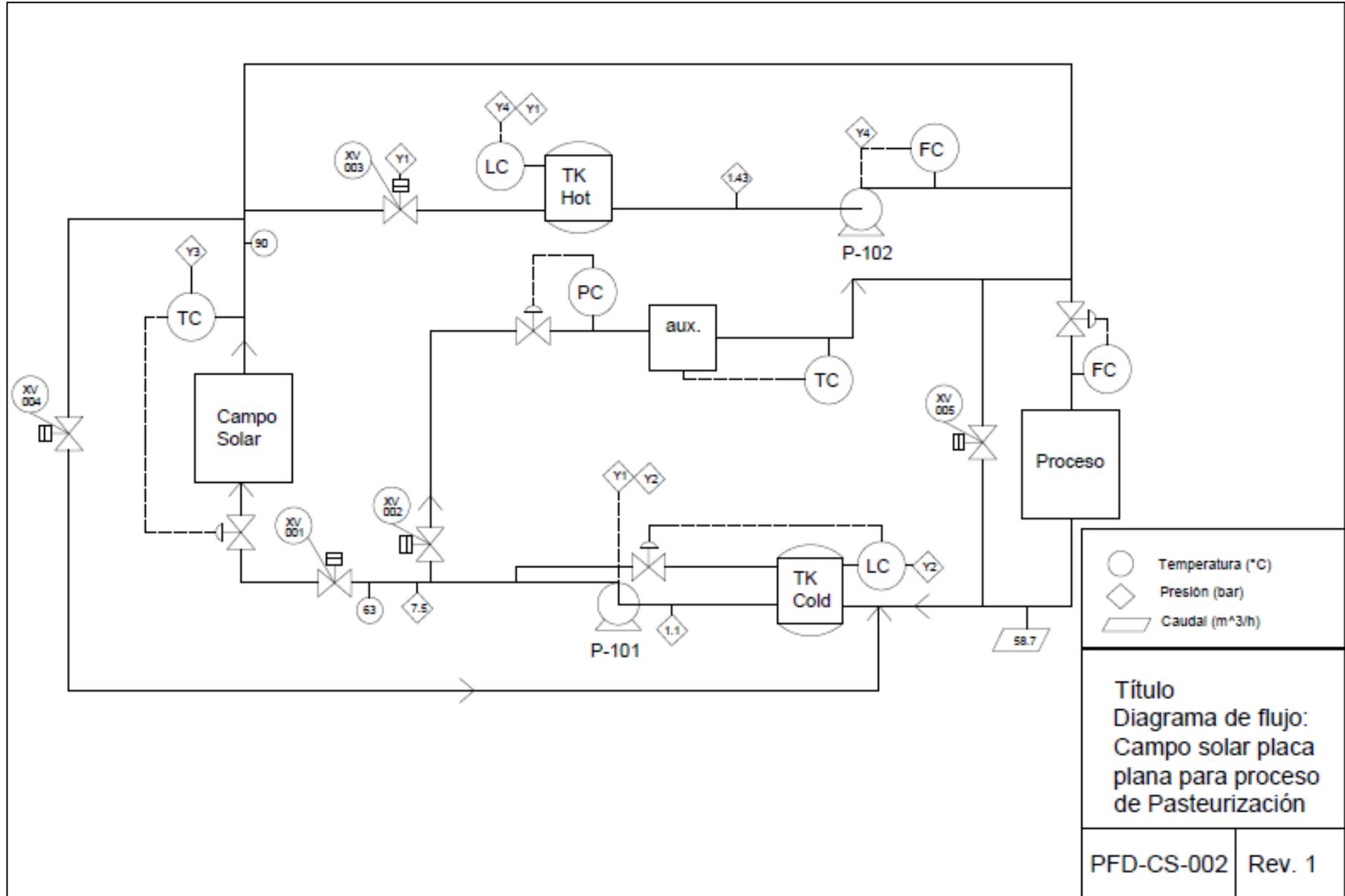
| Semanas | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
|--|---|---|---|---|---|---|---|---|---|----|----|----|
| Documentación | | | | | | | | | | | | |
| Contexto energético Argentina. | | | | | | | | | | | | |
| Estado del arte energía solar térmica. | | | | | | | | | | | | |
| Datos meteorológicos. | | | | | | | | | | | | |
| Proceso de pasteurización. | | | | | | | | | | | | |
| Investigación | | | | | | | | | | | | |
| Elección del TMY. | | | | | | | | | | | | |
| Estimación de la demanda térmica. | | | | | | | | | | | | |
| Definición de las bases de diseño. | | | | | | | | | | | | |
| Diseño de los campos solares. | | | | | | | | | | | | |
| Elaboración de planos. | | | | | | | | | | | | |
| Análisis económico. | | | | | | | | | | | | |
| Conclusiones | | | | | | | | | | | | |
| Exposición | | | | | | | | | | | | |
| Redacción de la Tesis | | | | | | | | | | | | |
| Presentación Oral | | | | | | | | | | | | |

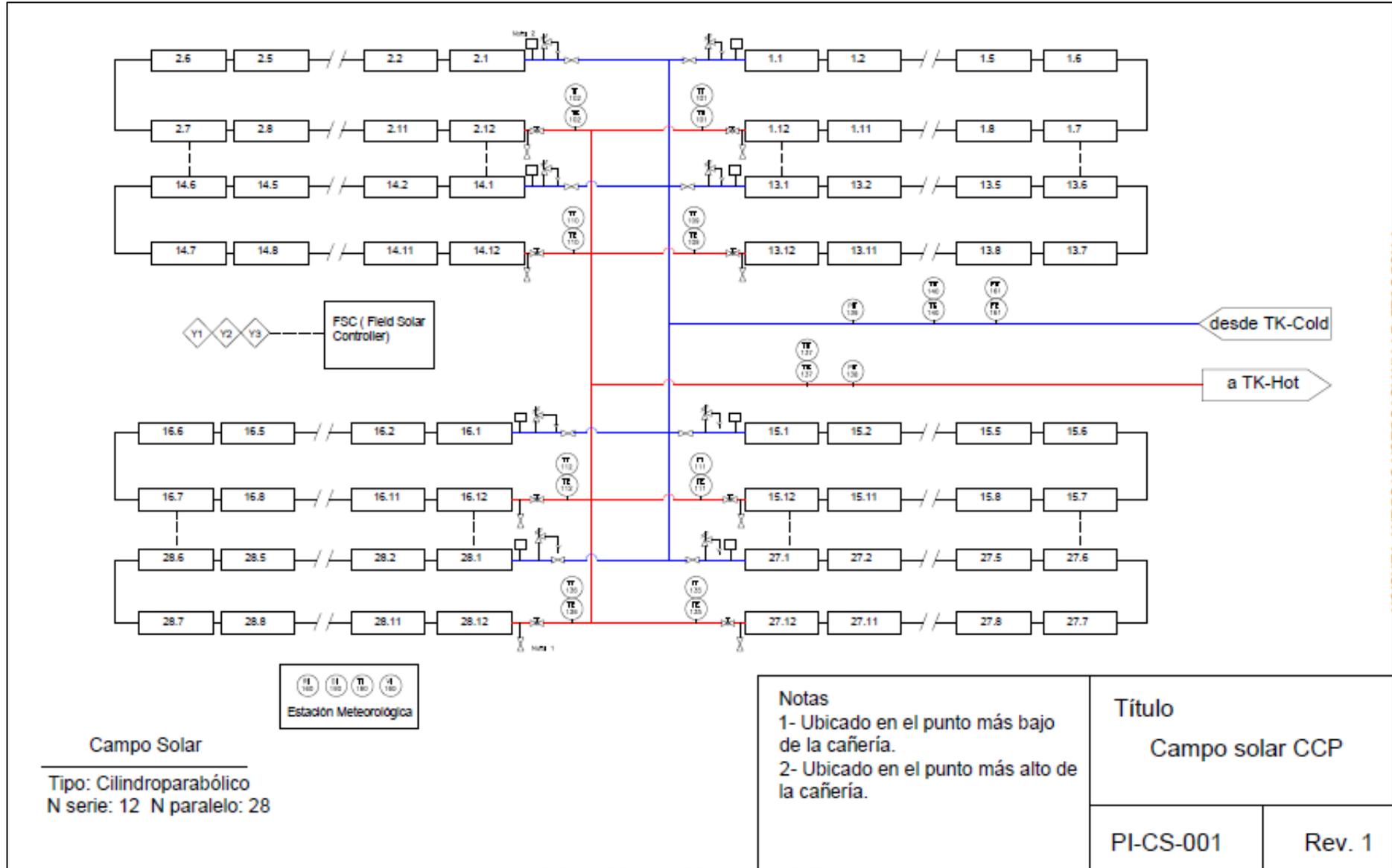
Fuente: elaboración propia.

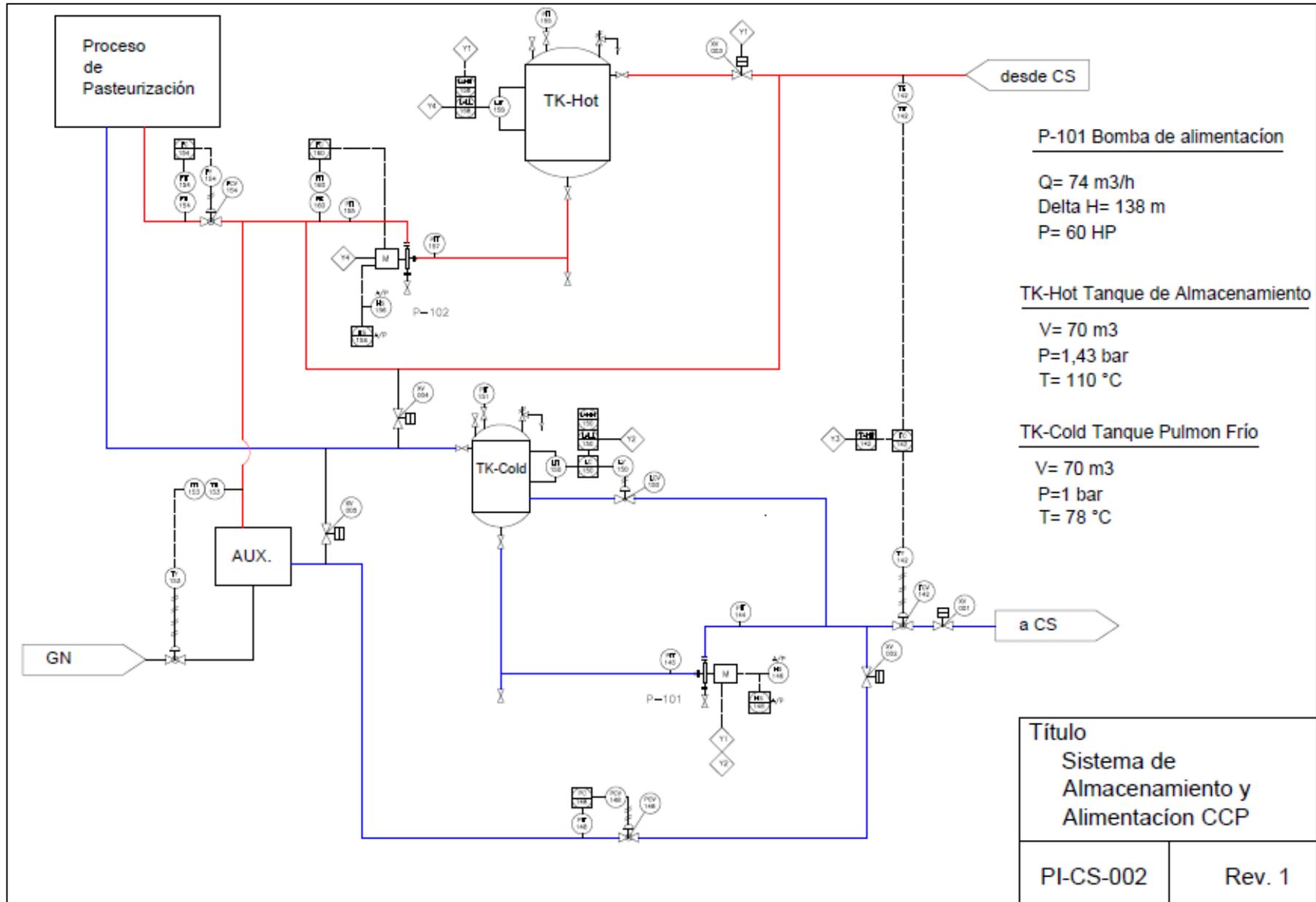
3. Planos.

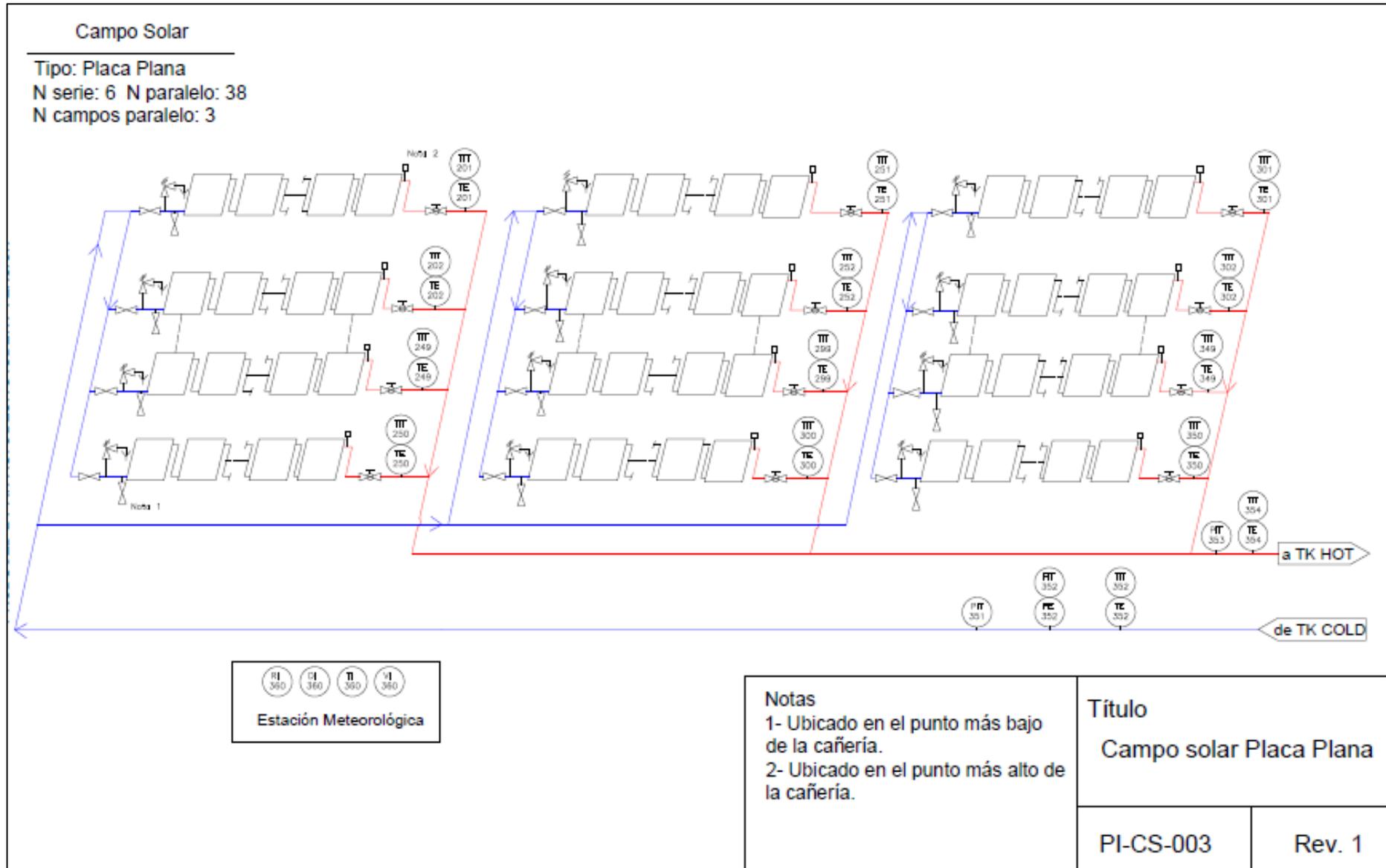
| IDENTIFICACIÓN DE INSTRUMENTOS | | SÍMBOLOS | LETRAS EN INSTRUMENTOS |
|---|---|--|---|
| SIMBOLOGÍA | | | |
| INSTRUMENTO MONTADO EN CAMPO INTERLOCK LOCAL SISTEMA DE CONTROL DISTRIBUIDO (DCS) (ACCESIBLE AL OPERADOR) | | | |
| <p>HH H L LL</p> <p>X = TAG DEL RELÉ Y = NÚMERO DE TAG HH = ALARMA PROGRAMABLE HIGH HIGH H = ALARMA PROGRAMABLE HIGH L = ALARMA PROGRAMABLE LOW LL = ALARMA PROGRAMABLE LOW LOW</p> | <p>INTERLOCK LOCAL</p> <p>I = INTERLOCK Y = NÚMERO DE TAG</p> | VALVULA ESCLUSA VALVULA GLOBO VÁLVULA DE CONTROL NEUMÁTICO VÁLVULA DE ALIVIO VÁLVULA On/Off SISTEMA DE DRENAJE ABIERTO SIMBOLO DE CONTINUACIÓN XXX = NÚMERO DE DIBUJO | <p>LETRA VARIABLE</p> <p>D RADIACIÓN SOLAR DIRECTA F FLUJO H MANUAL L NIVEL P PRESIÓN R RADIACIÓN SOLAR GLOBAL T TEMPERATURA v ANEMÓMETRO Y FUNCIÓN EN COMPUTADORA</p> <p>*A ALARMA *C CONTROLADOR *CV VÁLVULA DE CONTROL *E ELEMENTO (PRIMARIO) *I INDICADOR *IT TRANSMISOR INDICATIVO *S SWITCH *SV VÁLVULA DE ALIVIO *T TRANSMISOR *Y RELÉ</p> |
| | | SÍMBOLOS DE LÍNEAS | |
| | | CONEXIÓN A PROCESO O SUMINISTRO A INSTRUMENTO SEÑAL NEUMÁTICA SEÑAL ELÉCTRICA UNIÓN | |
| | | | <p>TÍTULO</p> <p>SIMBOLOGÍA</p> |

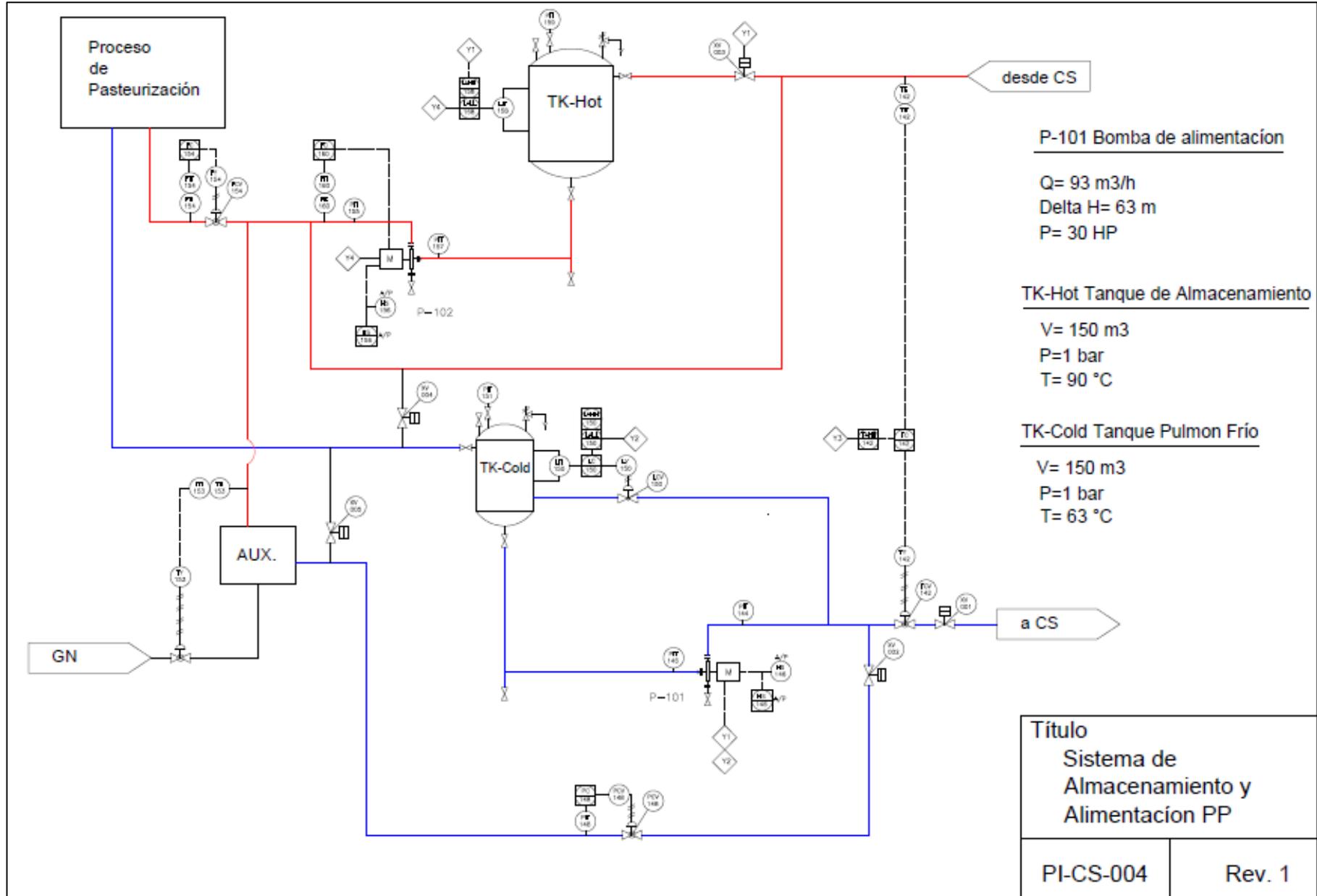












4. Presupuesto.

4.1. Análisis económico.

4.1.2. Costos del campo solar tipo CCP

En esta sección se describirán todos los costos considerados para el campo solar de media temperatura. Como fuentes de información se utilizaron: datos del ejercicio realizado en la materia de “Estudios de casos prácticos y análisis económico de proyectos” para una planta de generación eléctrica de CCP de 50 MWe (1), datos compartidos por distintos especialistas en estos temas (2) y datos brindados por proveedores o fabricantes (3). Los datos provenientes del ejemplo de la planta de CCP fueron afectados por un factor considerando la potencia térmica de los campos solares de este trabajo y un factor de escala por tratarse de captadores pequeños. La potencia térmica del campo solar de media temperatura se calculó para las condiciones estándares de radiación y temperatura, 800 W/m^2 y $20 \text{ }^\circ\text{C}$. Para obtener la potencia térmica del caso ejemplo se consideró la eficiencia de la turbina de 37,7% y un sobredimensionamiento de 10% por otros consumos eléctricos, resultado una potencia térmica de 146 MWt.

Tabla 37: Factores utilizados para ajustar los datos de la planta de 50 MWe.

| | |
|---|--|
| A | Varía un 20% proporcional a la potencia |
| B | Varía proporcional al cambio de potencia |
| C | Varía un 75% proporcional a la potencia |
| D | Varía un 25% proporcional a la potencia |

Fuente: elaboración propia.

A continuación, se desarrollan los costos adoptados para cada ítem de las siguientes categorías.

1. Costo del campo solar

| Ítem | Costo | Origen del dato |
|-----------------------------------|--|-----------------|
| Captadores cilindro-parabólicos | 350 €/m ² | (2) Ref. [13] |
| Sistema de tuberías | DN 1: 155,76 €/m DN 4: 500 €/m DN 6: 600 €/m | (2) Ref. [13] |
| Bomba centrífuga | 7.429 € | (3) Ref. [16] |
| Fluido caloportador (Agua) | 2 €/m ³ | (2) Ref. [13] |
| Cableado eléctrico y fibra óptica | 1.878 € | (1) Factor C |

2. Costo del sistema de almacenamiento.

| Ítem | Costo | Origen del dato |
|---------------------------------|--------------------|-----------------|
| Fluido de Almacenamiento (Agua) | 2 €/m ³ | (2) Ref. [13] |
| Sistema de almacenamiento | 45 €/KWh | (2) Ref. [15] |

3. Costo de los Sistemas Auxiliares.

| Ítem | Costo | Origen del dato |
|----------------------------|---------|-----------------|
| Sistema de aire comprimido | 2.347 € | (1) Factor C |

4. Costo de los Sistemas Informáticos y de Comunicaciones.

| Ítem | Costo | Origen del dato |
|-----------------------------------|----------|-----------------|
| Equipos eléctricos y electrónicos | 14.186 € | (1) Factor A |
| Sistema de control distribuido | 11.474 € | (1) Factor A |
| Sistema de comunicaciones | 5.007 € | (1) Factor A |
| Estación meteorológica | 45.000 € | (2) Ref. [13] |

5. Costos Indirectos.

| Ítem | Costo | Origen del dato |
|--------------------------------|-------------------------|-----------------|
| Ingeniería | 33.379 € | (1) Factor A |
| Puesta en marcha | 8.345 € | (1) Factor A |
| Repuestos + contingencias | 4.172 € | (1) Factor A |
| Garantías | 6.259 € | (1) Factor A |
| Gastos generales | 41.723 € | (1) Factor A |
| Fee de la empresa constructora | 10% costos construcción | (1) |

6. Costos de Operación y Mantenimiento.

| Ítem | Costo/ anuales | Origen del dato |
|---------------------------------------|-------------------------|-----------------|
| Costes de personal | 25.000 € | (2) Ref. [13] |
| HTF (agua) - reposición anual | 2 €/m ³ | (2) Ref. [13] |
| Contratistas externos | 3.912 € | (1) Factor C |
| Gas Natural por hibridar | 0,3436 €/m ³ | (3) Ref. [17] |
| Repuestos y consumibles | 7.510 € | (1) Factor A |
| Seguros, impuestos y gastos generales | 13.039 € | (1) Factor D |
| Contingencias | 5% costos O&M | (1) |
| Fee industrial | 10% costos O&M | (1) |

7. Costos de Final de vida del proyecto.

| Ítem | Costo | Origen del dato |
|---------------------------|---------|-----------------|
| Valor residual de equipos | 5.215 € | (1) Factor B |
| Costo de desmantelamiento | 5.215 € | (1) Factor B |

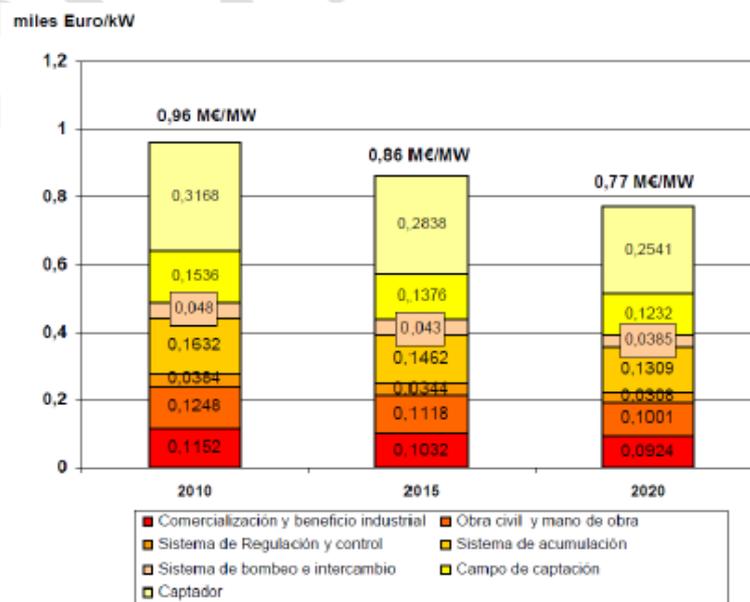
4.1.3 Costos del campo solar tipo Placa Plana.

Los costos del campo solar de baja temperatura fueron estimados a partir de un informe desarrollado por la IDAE (Instituto para la Diversificación y el Ahorro Energético) Ref. [24].

Este informe realiza un análisis de costes de la tecnología solar de baja temperatura donde informa que los costes de inversión para una instalación de 100 kW rondan los 790 €/kW para los captadores de placa plana con recubrimiento y 965 €/kW para los captadores de tubo de vacío. Además, detalla que debido a la economía de escala los costos para instalaciones de 1 MW podrían disminuir hasta un 40% en instalaciones de captadores planos y un 24 % para los captadores de tubo de vacío. Los costos de operación y mantenimiento rondan entre los 20 y 30 €/kW. En la siguiente figura se discretizan los costos en distintas categorías para instalaciones de 100 kW de captadores de tubo de vacío.

Figura 45: Costos para instalaciones de 100 kW de captadores de tubo de vacío.

Evolución esperada de las instalaciones (100 kW) con captadores de tubo de vacío



Fuente: Plan de Energías Renovables (PER) 2011 - 2020

Fuente: IDAE,2012. Ref. [24]

Como el campo solar diseñado en este trabajo es de placa plana y de una instalación mayor a 1 MW se tomaron los valores de la figura para el año 2010 y se los afectaron por un factor de reducción del 20% dado que se emplean captadores de placa plana. La potencia del campo solar considerada para los cálculos se realizó en condiciones estándares de radiación y temperatura: 850 W/m² y 20°C. En la siguiente tabla se muestran los valores obtenidos en euros.

Tabla 38: Costes del campo solar de baja temperatura.

| | | |
|--|---------------|------------|
| P(kW) std @ 850 W/m² y 20 °C campo de captadores | 3281,7 | |
| Costes del campo solar | M€/kW | € |
| Captador | 0,3168 | 831.714,05 |
| Campo de captación | 0,1536 | 403.255,30 |
| Sistema de bombeo e intercambio | 0,048 | 63.008,64 |
| Sistema de acumulación | 0,1632 | 428.458,75 |
| Sistema de regulación y control | 0,0384 | 100.813,82 |
| Obra civil y mano de obra | 0,1248 | 327.644,93 |
| Comercialización y beneficio industrial | 0,1152 | 302.441,47 |
| Estación meteorológica | | 45.000 |

Nota: El costo de los captadores de placa plana por metro cuadrado para este campo solar considerando los 2 primeros ítems es de 150 €/m².

| | | |
|--|------------------------|------------------|
| Costos de Operación y Mantenimiento (O&M) | M€/kW | €/anuales |
| Operación | 0,02 | 52.507,20 |
| Gas Natural auxiliar | 0,344 €/m ³ | 72.020 € |
| Total | | 124.527 € |

| | |
|---|------------|
| Costos de Final de vida del proyecto | |
| Valor residual de equipos | 3.085 € |
| Costo de desmantelamiento | 3.085 € |
| Total | 0 € |

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 39: Flujo de fondos del campo solar baja temp. ubicado en la provincia de Buenos Aires.

| Año | 0 | 1 | 2 | ... | 10 | 11 | ... | 25 | 26 |
|--------------------------|--------------|------------|------------|-----|------------|------------|-----|------------|-----|
| Inversión | -2.074.974 € | | | ... | | | ... | | 0 € |
| O&M | | -127.916 € | -131.754 € | ... | -166.901 € | -171.908 € | ... | -260.027 € | |
| Amortización | | -207.497 € | -207.497 € | ... | -207.497 € | | ... | | |
| Ahorro en gas natural | | 95.928 € | 98.806 € | ... | 125.164 € | 128.919 € | ... | 195.002 € | |
| Impuesto a las ganancias | | 71.846 € | 72.134 € | ... | 74.770 € | 12.897 € | ... | 19.508 € | 0 € |
| Utilidad | | -167.640 € | -168.312 € | ... | -174.464 € | -30.093 € | ... | -45.518 € | 0 € |
| FF de costos | -2.074.974 € | -127.916 € | -131.754 € | ... | -166.901 € | -171.908 € | ... | -260.027 € | 0 € |
| Producción (MWh) | | 3.248 | 3.248 | ... | 3.248 | 3.248 | ... | 3.248 | |
| FF neto | -2.074.974 € | 39.857 € | 39.186 € | ... | 33.033 € | -30.093 € | ... | -45.518 € | 0 € |
| FF neto descontado | -2.074.974 € | 37.425 € | 34.548 € | ... | 17.598 € | -15.053 € | ... | -9.428 € | 0 € |

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 40: Flujo de fondos del campo solar de media temperatura ubicado en la provincia de Buenos Aires.

| Año | 0 | 1 | 2 | ... | 10 | 11 | ... | 25 | 26 |
|--------------------------|--------------|------------|------------|-----|------------|------------|-----|------------|-----|
| Inversión | -3.275.350 € | | | ... | | | ... | | 0 € |
| O&M | | -169.867 € | -174.963 € | ... | -221.638 € | -228.287 € | ... | -345.304 € | |
| Amortización | | -327.535 € | -327.535 € | ... | -327.535 € | | ... | | |
| Ahorro en gas natural | | 82.010 € | 84.471 € | ... | 107.005 € | 110.215 € | ... | 166.710 € | |
| Impuesto a las ganancias | | 124.617 € | 125.408 € | ... | 132.650 € | 35.421 € | ... | 53.578 € | 0 € |
| Utilidad | | -290.774 € | -292.619 € | ... | -309.517 € | -82.650 € | ... | -125.016 € | 0 € |
| FF de costos | -3.275.350 € | -169.867 € | -174.963 € | ... | -221.638 € | -228.287 € | ... | -345.304 € | 0 € |
| Producción (MWh) | | 2.760 | 2.760 | ... | 2.760 | 2.760 | ... | 2.760 | |
| FF neto | -3.275.350 € | 36.761 € | 34.916 € | ... | 18.018 € | -82.650 € | ... | -125.016 € | 0 € |
| FF neto descontado | -3.275.350 € | 34.517 € | 30.784 € | ... | 9.598 € | -41.343 € | ... | -25.896 € | 0 € |

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 41: Flujo de fondos del campo solar de media temp. ubicado en la provincia de San Juan.

| Año | 0 | 1 | 2 ... | 10 | 11 ... | 25 | 26 |
|--------------------------|--------------|------------|----------------|------------|----------------|------------|-----|
| Inversión | -3.415.754 € | | | | | | 0 € |
| O&M | | -97.169 € | -100.084 € ... | -126.783 € | -130.587 € ... | -197.525 € | |
| Amortización | | -341.575 € | -341.575 € ... | -341.575 € | | | |
| Ahorro en gas natural | | 145.227 € | 149.583 € ... | 189.488 € | 195.173 € ... | 295.216 € | |
| Impuesto a las ganancias | | 88.055 € | 87.623 € ... | 83.661 € | -19.376 € ... | -29.307 € | 0 € |
| Utilidad | | -205.462 € | -204.453 € ... | -195.210 € | 45.210 € ... | 68.384 € | 0 € |
| FF de costos | -3.415.754 € | -97.169 € | -100.084 € ... | -126.783 € | -149.963 € ... | -226.832 € | 0 € |
| Producción (MWh) | | 5.179 | 5.179 ... | 5.179 | 5.179 ... | 5.179 | |
| FF neto | -3.415.754 € | 136.113 € | 137.122 € ... | 146.366 € | 45.210 € ... | 68.384 € | 0 € |
| FF neto descontado | -3.415.754 € | 127.806 € | 120.895 € ... | 77.973 € | 22.615 € ... | 14.165 € | 0 € |

Fuente: elaboración propia.

Tabla 42: Flujo de fondos del campo solar de baja temperatura ubicado en la provincia de San Juan.

| Año | 0 | 1 | 2 ... | 10 | 11 ... | 25 | 26 |
|--------------------------|--------------|------------|----------------|------------|----------------|------------|-----|
| Inversión | -2.074.766 € | | | | | | 0 € |
| O&M | | -71.563 € | -73.710 € ... | -93.374 € | -96.175 € ... | -145.474 € | |
| Amortización | | -207.477 € | -207.477 € ... | -207.477 € | | | |
| Ahorro en gas natural | | 141.433 € | 145.676 € ... | 184.538 € | 190.074 € ... | 287.504 € | |
| Impuesto a las ganancias | | 41.282 € | 40.653 € ... | 34.894 € | -28.170 € ... | -42.609 € | 0 € |
| Utilidad | | -96.325 € | -94.858 € ... | -81.419 € | 65.729 € ... | 99.421 € | 0 € |
| FF de costos | -2.074.766 € | -71.563 € | -73.710 € ... | -93.374 € | -124.345 € ... | -188.083 € | 0 € |
| Producción (MWh) | | 6.844 | 6.844 ... | 6.844 | 6.844 ... | 6.844 | |
| FF neto | -2.074.766 € | 111.152 € | 112.619 € ... | 126.058 € | 65.729 € ... | 99.421 € | 0 € |
| FF neto descontado | -2.074.766 € | 104.368 € | 99.292 € ... | 67.154 € | 32.879 € ... | 20.594 € | 0 € |

Fuente: elaboración propia.

5. Anexos.

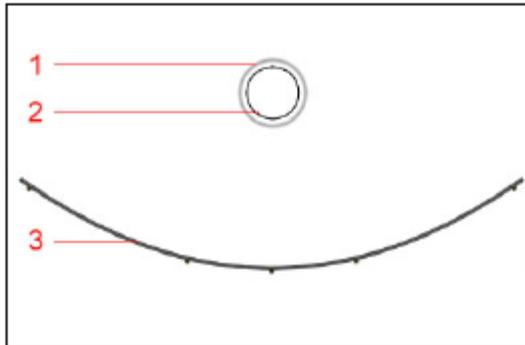
Anexo1: fichas técnicas.

- Captador solar de concentración de media temperatura.

1.1 Technical Data of the Sample

| Product information | | Absorber | |
|---|---|--|------------------------------|
| Manufacturer | NEP SOLAR AG | Absorber element | Stainless steel pipe |
| Model | PolyTrough 1800 | Length of absorber element | 10305.0 mm |
| Type | Tracking concentrating collector | Width of absorber element | 34.0 mm |
| Flow | Direct flow | Thickness of absorber element | 1.50 mm |
| Serial product | Yes | Coating | Black chrome |
| Drawing number | A complete set of technical drawings is filed at the test institute | Flowed through element | Stainless steel pipe |
| Serial number | -- | Joining technique | Orbitally welded |
| Date of manufacture | 01.05.2012 | Joining seam | Blank |
| Physical parameters | | Installation | |
| Gross length | 11.085 m | On tilted roof | No |
| Gross width | 1.965 m | In tilted roof | No |
| Gross height | 1.819 m | On flat roof | Yes |
| Gross area | 21.782 m ² | On flat roof with stand | No |
| Aperture area | 18.450 m ² | Facade | No |
| Absorber area | 1.079 m ² | Casing and insulation | |
| Weight empty | 700.0 kg | Casing material | Aluminium |
| Fluid capacity | 9.8 l | Sealing material | -- |
| Construction | | Insulation material | Rockwool, Braided fiberglass |
| Type | Tracking concentrating collector | Thickness (in mm) | 50, 30 |
| Number of absorber elements | 1 | Aperture dimensions | 5.000 m * 1.845 m * 2 |
| Absorber pitch | -- | Limitations (manufacturer information) | |
| Number of hydraulically parallel tubes | 1 | Max. temperature | 230°C |
| Number of thermally serial glazings | 1 | Max. operating pressure | 40 bar |
| Material of glazing(s) | Borosilicate glass | Other | -- |
| Thickness of glazing(s) | 2.5 mm | Remarks on collector design | |
| Heat transfer fluid (manufacturers' recommendation) | | Parabolic trough collector | |
| Type | Water | Test schedule | |
| Specifications | Can be operated with water-antifreeze and thermal oil | Test procedure | EN12975:2006, Outdoor test |
| Flow range (manufacturers' recommendation) | | Sample received | 27.07.2012 |
| Flow range | 900 - 3600 l/h | Start of test | 13.08.2012 |
| Rated flow rate | 1800 l/h | End of test | 16.11.2012 |

1.2 Sketch of Collector



1.3 Specifications on Elements

| | | |
|----------|---|--|
| 1 | Glazing Material: Thickness [mm]: | Borosilicate glass 2.5 |
| 2 | Absorber Absorber element: Flow-through element: Length of element [mm]: Width of element [mm]: Flow type: Joining technique: Joining seam: | Stainless steel pipe Stainless steel pipe 10305 34 Serial Orbitally welded Blank |
| 2 | Absorber coating Description: | Black chrome |
| 3 | Mirror Tradename: Description: | MIRO-SUN Reflective 90 Aluminum |



- Captador solar de baja temperatura Wagner Solar LBM 10 HTF:

| Características | LBM 2 HTF | LBM 4 HTF | LBM 6 HTF | LBM 8 HTF | LBM 10 HTF |
|--|--|-------------|-----------|-----------|-------------|
| Área bruta / Área de apertura, m ² | 2,28 / 2,02 | 4,49 / 4,05 | 6,7 / 6,1 | 8,9 / 8,1 | 11,1 / 10,1 |
| Rendimiento óptico, % | 83,00 | | | | |
| Coefficiente de pérdidas K1(W/m ² K) / k2(W/m ² K ²) | 3,523 / 0,015 | | | | |
| Carcasa del captador | Perfil de marco de aluminio con pared posterior estable de chapa de aluminio, 43mm de aislamiento térmico (23mm de espuma de poliuretano, 20 mm de lana mineral) | | | | |
| Cubierta de vidrio | Vidrio solar de seguridad de 4 mm | | | | |
| Transmisividad, % | 91 | | | | |
| Absorbedor | Chapa continua | | | | |
| Superficie de abs. | Superficie altamente selectiva hecha en vacío (absorción=95%, emisividad=5%) | | | | |
| Volumen abs., l | 2,19 | 4,40 | 6,71 | 8,93 | 11,15 |
| Líquido caloportador | DC20 (propilenglicol con inhibidores), relación de mezcla según necesidad | | | | |
| Presión máxima de servicio admisible, bar | 10 | | | | |
| Conexión de la sonda de temperatura | Mediante vaina de inmersión de 150mm para sondas de diámetro de 6 mm (disponible como accesorio) | | | | |
| Conexión hidráulica | 4 x 22 mm de tubo de cobre | | | | |
| Cargas máximas admisibles | 2,25 kN/m ² | | | | |
| Ángulos de inclinación admisibles | 10° - 85° | | | | |
| Tipos de fijación | Cubierta plana, cubierta inclinada | | | | |
| Dimensiones (largo), mm | 1.172 | 2.314 | 3.456 | 4.598 | 5.740 |
| Dimensiones (ancho x alto), mm | 1.942 x 103 | | | | |
| Peso en vacío, kg | 45 | 90 | 133 | 175 | 218 |
| Contraseña de certificación | NPS-14009 | NPS-14109 | NPS-14209 | NPS-14309 | NPS-14409 |

| Características | LBM 2 AR | LBM 4 AR | LBM 6 AR | LBM 8 AR | LBM 10 AR |
|--|---|-------------|-----------|-----------|-------------|
| Área bruta / Área de apertura, m ² | 2,28 / 2,02 | 4,49 / 4,05 | 6,7 / 6,1 | 8,9 / 8,1 | 11,1 / 10,1 |
| Rendimiento óptico, % | 83,8 | | | | |
| Coefficiente de pérdidas K1(W/m ² K) / k2(W/m ² K ²) | 3,774 / 0,012 | | | | |
| Cubierta de vidrio | Vidrio solar de seguridad de 4 mm, con recubrimiento antirreflexivo sunarc® | | | | |
| Transmisividad, % | 96 | | | | |
| Contraseña de certificación | NPS-3809 | NPS-3909 | NPS-4009 | NPS-5409 | NPS-4109 |

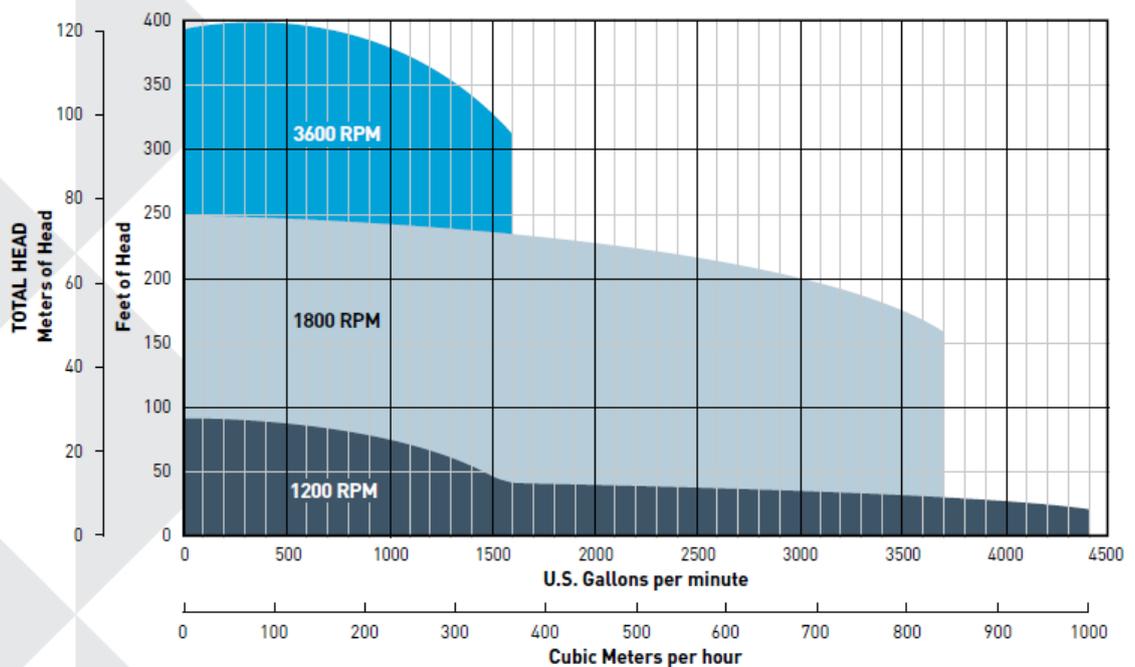


- Bomba de alimentación

BERKELEY® TYPE B CLOSE-COUPLED MOTOR DRIVEN CENTRIFUGAL PUMPS

Materials of Construction

| Part Name | Material | Spec Number |
|---------------------------|--|------------------------|
| Volute Case | Cast Iron | ASTM A48 Class 30 |
| Wear Ring | Bronze | ASTM B584 (UNS C87500) |
| Impeller | Cast Iron | ASTM A48 Class 30 |
| | Bronze (optional) | ASTM B854 (UNS C87500) |
| Seal Retainer | Cast Iron | ASTM A48 Class 30 |
| Adaptor Bracket | Cast Iron | ASTM A48 Class 30 |
| Shaft Sleeve | 416 S.S. | AISI 416SS |
| Lantern Ring | Teflon® | |
| Mechanical Shaft Seal | 18-8 S.S. metal parts; "Buna-N" rubber bellows, ceramic stationary, carbon rotating face | |
| Packing Gland | Stainless Steel | AISI 304 |
| | Cast Iron | ASTM A48 Class 30 |
| Packing | PTFE packing with graphite impregnation | |
| Close Coupled Motor Shaft | Carbon Steel | AISI C1045 |



Anexo2: propiedades termodinámicas.

1. Propiedades termodinámicas del agua.

- Capacidad calorífica del agua líquida (J/kmol K)

$$C_{pl} = C1 + C2.T + C3.T^2 + C4.T^3 + C5.T^4$$

Temperatura en (K)

Donde,

| | |
|----|--------------|
| C1 | 276.370 |
| C2 | -2.090,1 |
| C3 | 8,125 |
| C4 | -0,014116 |
| C5 | 9,3701x10^-6 |

Fuente: Perry's Chemical Engineers' Handbook, 8th Edition.

- Tabla de propiedades de transporte del agua y el vapor saturado.

| Temperatura °C | Presión de saturación bar | | Densidad kg/m ³ | | Calor específico J/kg·K | | Viscosidad 10 ³ · Pa·s | | Conductividad Térmica 10 ³ · W/mK | | Número de Prandtl | |
|-------------------|------------------------------|-------|-------------------------------|----------|----------------------------|----------|--------------------------------------|---------|---|-------|-------------------|--------|
| | T | P | ρ_L | ρ_V | C_{pL} | C_{pV} | μ_L | μ_V | k_L | k_V | Pr_L | Pr_V |
| 5 | 0,01 | 999,9 | 0,007 | 4205,4 | 1891,7 | 1,52 | 0,93 | 571 | 17,3 | 11,19 | 1,02 | |
| 10 | 0,01 | 999,7 | 0,009 | 4195,8 | 1895,7 | 1,31 | 0,95 | 580 | 17,6 | 9,45 | 1,02 | |
| 15 | 0,02 | 999,1 | 0,013 | 4189,4 | 1900,4 | 1,14 | 0,96 | 589 | 17,9 | 8,09 | 1,02 | |
| 20 | 0,02 | 998,2 | 0,017 | 4185,1 | 1905,7 | 1,00 | 0,97 | 598 | 18,2 | 7,01 | 1,02 | |
| 25 | 0,03 | 997,0 | 0,023 | 4182,2 | 1911,6 | 0,89 | 0,99 | 607 | 18,6 | 6,13 | 1,02 | |
| 30 | 0,04 | 995,6 | 0,030 | 4180,3 | 1918,0 | 0,80 | 1,00 | 615 | 18,9 | 5,42 | 1,02 | |
| 35 | 0,06 | 994,0 | 0,040 | 4179,2 | 1924,9 | 0,72 | 1,02 | 623 | 19,2 | 4,82 | 1,02 | |
| 40 | 0,07 | 992,2 | 0,051 | 4178,8 | 1932,2 | 0,65 | 1,03 | 631 | 19,6 | 4,33 | 1,02 | |
| 45 | 0,10 | 990,2 | 0,066 | 4179,0 | 1940,0 | 0,60 | 1,05 | 637 | 20,0 | 3,91 | 1,02 | |
| 50 | 0,12 | 988,0 | 0,083 | 4179,8 | 1948,2 | 0,55 | 1,06 | 644 | 20,4 | 3,55 | 1,02 | |
| 55 | 0,16 | 985,7 | 0,105 | 4181,1 | 1957,0 | 0,50 | 1,08 | 649 | 20,8 | 3,25 | 1,02 | |
| 60 | 0,20 | 983,2 | 0,130 | 4182,9 | 1966,4 | 0,47 | 1,09 | 654 | 21,2 | 2,98 | 1,01 | |
| 65 | 0,25 | 980,5 | 0,161 | 4185,3 | 1976,4 | 0,43 | 1,11 | 659 | 21,6 | 2,75 | 1,01 | |
| 70 | 0,31 | 977,7 | 0,198 | 4188,2 | 1987,3 | 0,40 | 1,13 | 663 | 22,1 | 2,55 | 1,01 | |
| 75 | 0,39 | 974,8 | 0,242 | 4191,7 | 1999,0 | 0,38 | 1,14 | 667 | 22,5 | 2,37 | 1,01 | |
| 80 | 0,47 | 971,8 | 0,294 | 4195,6 | 2011,9 | 0,35 | 1,16 | 670 | 23,0 | 2,22 | 1,01 | |
| 85 | 0,58 | 968,6 | 0,354 | 4200,1 | 2026,0 | 0,33 | 1,18 | 673 | 23,5 | 2,08 | 1,01 | |
| 90 | 0,70 | 965,3 | 0,424 | 4205,1 | 2041,5 | 0,31 | 1,19 | 675 | 24,0 | 1,96 | 1,01 | |
| 95 | 0,85 | 961,9 | 0,505 | 4210,6 | 2058,6 | 0,30 | 1,21 | 677 | 24,5 | 1,85 | 1,01 | |
| 100 | 1,01 | 958,4 | 0,598 | 4216,6 | 2077,5 | 0,28 | 1,23 | 679 | 25,1 | 1,75 | 1,02 | |
| 105 | 1,21 | 954,7 | 0,705 | 4223,2 | 2098,3 | 0,27 | 1,24 | 681 | 25,7 | 1,66 | 1,02 | |
| 110 | 1,43 | 950,9 | 0,827 | 4230,4 | 2121,2 | 0,25 | 1,26 | 682 | 26,2 | 1,58 | 1,02 | |
| 115 | 1,69 | 947,1 | 0,97 | 4238,1 | 2146,4 | 0,24 | 1,28 | 683 | 26,8 | 1,51 | 1,02 | |
| 120 | 1,99 | 943,1 | 1,12 | 4246,4 | 2174,0 | 0,23 | 1,30 | 683 | 27,5 | 1,44 | 1,03 | |
| 125 | 2,32 | 939,0 | 1,30 | 4255,3 | 2204,2 | 0,22 | 1,31 | 684 | 28,1 | 1,38 | 1,03 | |
| 130 | 2,70 | 934,8 | 1,50 | 4264,8 | 2237,0 | 0,21 | 1,33 | 684 | 28,8 | 1,33 | 1,03 | |
| 135 | 3,13 | 930,5 | 1,72 | 4275,1 | 2272,6 | 0,20 | 1,35 | 684 | 29,4 | 1,28 | 1,04 | |
| 140 | 3,62 | 926,1 | 1,97 | 4286,0 | 2310,9 | 0,20 | 1,36 | 683 | 30,1 | 1,23 | 1,05 | |
| 145 | 4,16 | 921,6 | 2,24 | 4297,8 | 2352,0 | 0,19 | 1,38 | 683 | 30,9 | 1,19 | 1,05 | |
| 150 | 4,76 | 917,0 | 2,55 | 4310,3 | 2395,9 | 0,18 | 1,40 | 682 | 31,6 | 1,15 | 1,06 | |

2. Propiedades termodinámicas de la leche.

- Viscosidad (mPa*s):

| Temperatura (° C) | Leche completa | Leche desnatada | Agua |
|-------------------|----------------|-----------------|-------|
| 5 | 3,2 | 3,9 | 1,53 |
| 10 | 2,8 | 2,5 | 1,30 |
| 20 | 2,2 | 1,9 | 1,006 |
| 30 | 1,65 | 1,35 | 0,80 |
| 50 | ---- | 0,6 | 0,55 |

FUENTE: ALAIS (1985).

- Densidad (kg/m³):

$$\rho_0(T) = 1017.23 \cdot e^{-(9.9 \cdot 10^{-6} \theta^2 - 1.1 \cdot 10^{-7} \theta^3 + 5.9 \cdot 10^{-10} \theta^4)} \quad \text{con } \theta = T + 3.4$$

Donde, la temperatura está en °C.

- Capacidad calorífica (kJ/kg°C):

$$C_p = 4.190 a + [(1.370 + 0.0113)(1 - a)]$$

$$a = \% \text{ de humedad} \quad \text{para leche } a = 87.5 \%$$

- Conductividad térmica.

$$K = [0.566 + 1.799 \times 10^{-3} T - 5.882 \times 10^{-6} T^2][7.958 \times 10^{-4} + 9.342 a]$$

Para un rango de temperatura de 0 – 180 °C



El planeta está sufriendo la mayor crisis climática de su historia, por la emisión irresponsable de gases de efecto invernadero. En la Argentina, la fuente de energía primaria más utilizada es el gas natural, tanto en calor y climatización como en electricidad. Aun peor, no existe ningún deseo político en disminuir el consumo de gas natural destinado al calor de procesos, solamente en reemplazar el consumo eléctrico de fuentes convencionales por renovables.

El objetivo del presente estudio es determinar si el calor de proceso utilizado para la pasteurización de la leche puede ser generado con tecnología solar térmica. Como caso de estudio se ha tomado una empresa líder de la industria láctea en la Argentina. Se diseñaron dos campos solares con captadores de baja y media temperatura para comparar los resultados y determinar cuál se ajusta mejor a las condiciones técnico-económicas.

El resultado fue alentador para ciertas regiones del país, donde gracias a sus altos niveles de irradiación ambos campos solares arrojan resultados técnicos favorables. En cuanto al análisis económico, debido a la tarifa del gas natural y el costo de inversión del campo solar, el proyecto no es rentable.

Finalmente, quedará esperar una baja de los precios de los captadores solares y políticas de incentivo a la generación de calor de procesos a partir de fuentes renovables para combatir la crisis climática.

The planet is facing the biggest climate crisis in our history, due to the imprudent emission of greenhouse gases. In Argentina, natural gas is the most used primary energy source, for heat and electricity generation. Moreover, there is an absence of political regulations on decreasing the consume of natural gas as process heat fuel, their political principal aim is to replace the electricity generated resource by renewable sources. The purpose of this study is to determinate if solar thermal energy is capable to replace convectional energy sources to supply process heat for milk pasteurization. Argentinian leading dairy company process heat consumption was chosen to design and compare two solar fields with low and medium temperature collectors. Then a technical and economical analysis was carried on to determinate the best option.

The results are encouraging for some regions of Argentina where the irradiation levels are high and both solar fields have a favorable technical performance. In contrast, the economical results are quite disappointing due to natural gas prices and for the actual solar field costs.

Finally, a decrease in solar collectors' prices and governmental policies are needed to fight the current climate crisis.