

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL

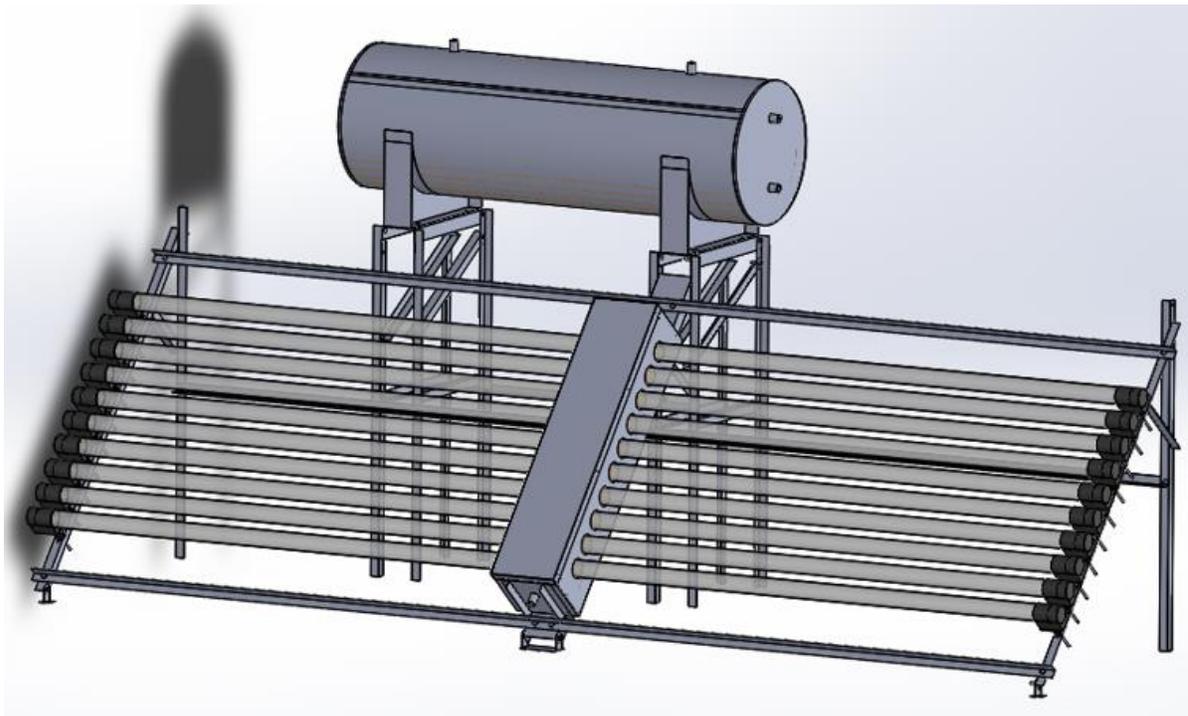
FACULTAD REGIONAL SANTA FE



PROYECTO FINAL DE CARRERA

INGENIERÍA MECÁNICA

“TERMOTANQUE SOLAR”



Alumno: MORELLO, Juan Pablo.

Año: 2022

INDICE GENERAL

Capítulo 1: Introducción.....	1
1.1 Alcance del proyecto.....	1
Capítulo 2: Estudio de mercado.....	2
2.1. Definiciones.....	3
2.2. Empresas de energía solar térmica por actividad.....	4
2.3. Información geográfica.....	5
2.4. Equipos vendidos.....	6
2.5. Empresas importadoras.....	7
2.6. Encuesta.....	9
2.7. Conclusión.....	13
Capítulo 3: Captación de energía solar térmica.....	13
3.1. Radiación solar.....	13
3.1.1. Factor orbital:.....	14
3.1.2. Constante solar:.....	15
3.1.3. Declinación solar:.....	15
3.1.4. Solsticio:.....	16
3.1.5. Angulo horario ω :.....	17
3.1.6. Angulo cenital, θ_z :.....	18
3.1.7. Duración del día:.....	20

3.1.8. Altura solar:.....	20
3.1.9. Azimut solar:	20
3.2. Radiación extraterrestre sobre un plano horizontal	21
3.2.1. Día típico:.....	23
3.3. Efecto de la atmosfera.....	24
3.3.1. Absorción:	24
3.3.2. Dispersión:.....	24
3.3.3. Índice de claridad:.....	25
3.3.4. Estimación de la componente directa y difusa de la radiación.....	26
3.3.5. Fracción difusa horaria.	28
3.3.6. Fracción difusa diaria.....	29
3.4 Radiación solar incidente sobre un plano inclinado.....	29
3.4.1 Superficies orientadas al Norte.	32
3.4.2. Componente directa.....	34
3.4.3. Componente difusa, $I_{d\beta}$	34
3.4.4. Radiación difusa reflejada.....	35
3.5. Cálculos aplicados a la provincia de Santa Fe.	36
3.7. Balance térmico y eficiencia del colector.....	48
Capítulo 4: Diseño del equipo.....	54
4.1. Partes del equipo.....	54

4.2. Dimensiones de los recipientes.....	58
4.3. Presión interna.....	60
4.4. Casco cilíndrico.....	62
4.5. Fondos del recipiente.....	63
4.5.1. Cabezal toriesférico.....	68
4.5.2. Cabezal plano.....	69
4.6. Colector.....	71
4.7. Diseño de las silletas.....	76
4.8 Simulación de los recipientes.....	78
4.8.1. Simulación casco cilíndrico, fondos planos y silletas.....	78
4.8.2. Simulación del colector.....	80
Capítulo 5: Aislación.....	83
5.1. Elección del material aislante.....	83
5.2. Resistencia a la compresión del poliuretano.....	85
5.3. Esfuerzo de compresión en el poliuretano que aísla del cilindro.....	87
5.4. Esfuerzo de compresión en el poliuretano que aísla el colector.....	96
5.5. Cálculo del espesor de aislación.....	102
5.5.1 Hipótesis:.....	102
5.5.2. Trasferencia de calor:.....	103
5.5.3. Coeficiente global de transferencia de calor, “U”.....	105

5.5.4. Área de transferencia de calor, "A":	107
5.5.5. Pérdidas de temperatura por la noche.	109
5.5.6. Perdidas de calor durante el día.	114
Capítulo 6: Cobertores exteriores.	116
6.1 Cobertor exterior del colector.	117
6.2 Cobertor exterior del tanque de acumulación.	119
Capítulo 7: Consumos y ahorro.	121
7.1. Reposición por niveles vs reposición continua.	123
7.2 Calculo de la demanda cubierta por el termotanque solar.	127
7.2.1. Consideraciones previas:.....	128
7.2.2. Planteo de ecuaciones.....	128
7.2.3. Planteo de consumos.	131
7.3. Resultados y conclusión.....	138
Capítulo 8: Aspecto económico.	139
CODIFICACIÓN DE PLANOS	141
BIBLIOGRAFIA:.....	142

Índice de figuras

Figura 2.1: Empresas de energía solar térmica por actividad.....	4
Figura 2.2: Distribución geográfica.	5
Figura 2.3: Superficie total de colectores comercializada en Argentina.	6
Figura 2.4: Equipos comercializados para ACS.....	6
Figura 2.5: Equipos importados para ACS.....	7
Figura 2.6: Equipos importados vendidos por producto.....	8
Figura 2.7: Países de origen de las exportaciones.	9
Figura 2.8: Encuesta ACS.....	10
Figura 2.9: Resultados encuesta ACS.	12
Figura 3.1: Esquema orbital de la tierra.	14
Figura 3.2-a: Movimiento de la Tierra alrededor del Sol, solsticio de verano.....	16
Figura 3.2–b: Movimiento de la Tierra alrededor del Sol, solsticio de invierno.	17
Figura 3.3: Relaciones entre los ángulos que describen el movimiento aparente del Sol.....	18
Figura 3.4: Geometría de incidencia de los rayos solares.	19
Figura 3.5: Ángulos relevantes para describir el movimiento aparente del Sol y la orientación de una superficie.	21
Figura 3.6: Variación estacional de la irradiancia diaria extraterrestre sobre plano horizontal.....	23

Figura 3.7: Representación esquemática de los procesos de reflexión y dispersión de la radiación incidente en la atmósfera.	25
Figura 3.8: Correlación de para la fracción difusa horaria.	28
Figura 3.9: componentes de la radiación solar incidente sobre una superior colectora inclinad.	31
Figura 3.10-b: ángulos de incidencia sobre plano inclinado.	33
Figura 3.10-b: ángulos de incidencia sobre plano horizontal y sobre plano inclinado.	33
Figura 3.11: Posiciones aparentes del sol en los solsticios.	44
Figura 3.12: relaciones entre ángulos de incidencia.	44
Figura 3.13: β vs H_i	47
Figura 4.1: Recipiente interior, primera propuesta.	55
Figura 4.2: Segunda propuesta. Termotanque y superficie de captación separados.	56
Figura 4.3: Tubo captador de energía solar.	57
Figura 4.4. O´ring.	58
Figura 4.5: Columna de agua – presión estática.	60
Figura 4.6: Esfuerzos en el casco cilíndrico, formulas.	62
Figura 4.7: Cabezal plano – ilustración.	64
Figura 4.8: Cabezal plano con ceja – ilustración.	64
Figura 4.9: Cabezal cónico.	65

Figura 4.10: Cabezal toriesférico – ilustración.	66
Figura 4.11: Cabezal semielíptico 2:1 – ilustración.....	66
Figura 4.12: Cabezal semiesférico – ilustración.....	67
Figura 4.13: Cabezal toriesférico.	68
Figura 4.14: Fondos planos, fórmulas.....	70
Figura 4.15: Colector y tubos captadores de energía.	71
Figura 4.16: α vs HL	72
Figura 4.17: Arandela alojamiento.	74
Figura 4.18: Doble “C” soldadas.	75
Figura 4.19: Colector.	75
Figura 4.20: Diseño de silletas.....	77
Figura 4.21: Simulación recipiente cilíndrico, fondos planos y silletas - esfuerzos. ..	79
Figura 4.22: Simulación recipiente cilíndrico, fondos planos y silletas - deformación.	80
Figura 4.23: Tensiones en colector rectangular.	81
Figura 4.24: Deformación en colector rectangular.	82
Figura 5.1: conductividades térmicas de materiales aislantes.	84
Figura 5.2: Diagrama deformación unitaria vs esfuerzo de compresión del poliuretano.	86
Figura 5.3: poliuretano media caña.....	89

Figura 5.4: Estimación de la presión máxima en poliuretano media caña.	90
Figura 5.5: Grafico de carga vs deformación del poliuretano.....	93
Figura 5.6: Análisis de deformación con triángulos equivalentes.....	95
Figura 5.7: Placas de poliuretano del colector.	97
Figura 5.8: material aislante - transferencia de calor.	104
Figura 5.9: Vista en corte del poliuretano que aísla el termotanque cilíndrico (medidas en milímetros).....	107
Figura 5.10: Vista en corte del poliuretano que aísla el colector (medidas en milímetros).	108
Figura 5.11: Perfil de pérdidas de temperatura del sistema.....	112
Figura 5.12: Espesor de aislación vs pérdida de temperatura.	113
Figura 6.1-a: Cuerpo cobertor del colector.	117
Figura 6.1-b: Cuerpo cobertor del colector.	118
Figura 6.1-c: Cobertor del colector.....	118
Figura 6.2: Tapa cobertor del colector.	119
Figura 6.3: Cobertor cilíndrico.....	120
Figura 6.4: Tapas del cobertor cilíndrico.....	120
Figura 7.1: Consumos estimados en la ciudad de Santa Fe.....	122
Figura 7.2: Balance de masas y energía.	129

Índice de tablas

Tabla 3.1: Reflectividades del suelo.	36
Tabla 3.2: Resumen de resultados de radiación solar aplicados a la provincia de Santa Fe.....	42
Tabla 3.3: β vs H_i para la provincia de Santa Fe.	45
Tabla 3.4: Especificaciones técnicas de los tubos captadores de energía.	49
Tabla 3.5: Resumen de resultados del balance térmico y eficiencia térmica del colector solar en la provincia de Santa Fe.	54
Tabla 5.1: Resistencia a la compresión del poliuretano en función de la densidad ..	86
Tabla 5.2: Ensayo de compresión de espuma rígida de poliuretano.	92
Tabla 5.3: pérdidas de temperatura “por la noche” - simplificada.	110
Tabla 5.4: pérdidas de temperatura “por la noche” - completa.	111
Tabla 5.5: Espesor de aislación vs pérdida de temperatura	112
Tabla 5.6: pérdidas de temperatura durante el día.	116
Tabla 7.1: Consumos y temperaturas estimadas por día.....	127
Tabla 8.1: Costo de productos adquiridos.	139
Tabla 8.2: Costo elaboración tercerizada.	140
Tabla 8.3: Costo total del equipo.	141

Capítulo 1: Introducción.

El siguiente estudio está dirigido al desarrollo de un equipo solar térmico, destinado a calentar agua sanitaria. Se pensó para una vivienda residencial de 4-5 personas. Dicho equipo consiste en una superficie de captación de energía solar térmica y un recipiente de almacenamiento de agua caliente.

El interés surge por un nicho de mercado actual en Argentina. Los equipos más vendidos hoy en día son importados, con superficie de captación de tubos al vacío, estos tubos actualmente no se fabrican en el país. En el proceso de importación, el tanque de almacenamiento ocupa mucho volumen y encarecen su traslado, de ahí surge la idea de diseñar el recipiente.

1.1 Alcance del proyecto.

- ✓ Estudio de mercado. Tecnologías y equipos comercializados hoy en día.
Fabricación nacional vs importados. Información geográfica de las provincias argentinas con mayor uso de energía solar térmica.
Encuesta sobre el equipo a desarrollar y aceptación de este.
- ✓ Energía solar térmica en Santa Fe. Se calculará la potencia solar disponible cada día del año, para luego hacer un promedio mensual. Esto permitirá estimar, definiendo un volumen de agua, la temperatura ganada durante el día y de esa manera determinar la demanda que se puede satisfacer.
Orientación óptima de la superficie de captación. De ella depende la energía solar transferida al agua.

Este desarrollo se puede utilizar para calcular la potencia solar en cualquier parte del planeta, modificando algunas variables.

Superficie de captación, se utilizarán tubos al vacío. Determinación de la superficie necesaria (cantidad de tubos) para satisfacer la demanda.

Diseño del recipiente de almacenamiento.

✓ Diseño del equipo.

Diseño de los recipientes de almacenamiento. Cálculo de espesores de pared mínimos requeridos.

Aislación necesaria, de acuerdo con las pérdidas máximas de temperatura admitidas.

✓ Funcionamiento del equipo, llenado continuo vs llenado por etapas.

Simulación de consumos. Definiendo en qué momento del día se realicen, se demostrará cual es la alternativa que maximice el ahorro. Definidos los consumos, se estimará el porcentaje de la demanda cubierta por el termotanque solar y con ella el ahorro de energía convencional.

Capítulo 2: Estudio de mercado.

La energía Solar Térmica duplicó su potencia instalada en el mundo al cabo de los últimos 10 años, alcanzando valores de 479 GW de capacidad, cuando en 2009 estaba en el orden de los 200 GW.

Esta tecnología fue durante varios años la de mayor capacidad instalada entre las renovables. A partir de 2015 fue superada por la energía eólica, que actualmente cuenta con 651 GW de capacidad instalada. En 2018, el segundo lugar fue tomado por

la energía fotovoltaica (hoy con 627 GW de capacidad), quedando la solar térmica en la tercera posición

En Argentina, el último **Censo Nacional Solar Térmico** fue realizado por el INTI en el año 2019 y publicado en el 2021. Solo en ese año se comercializaron 57076 metros cuadrados de colectores solares térmicos para agua caliente sanitaria (ACS), además de 40777 metros cuadrados de colectores plásticos sin cubierta, habitualmente destinados a la climatización de piscinas. Esto significa un incremento de más del doble de superficies de colectores solares comercializada en 2019 respecto de 2017 (anterior censo realizado).

La energía solar térmica significa una alternativa ecológica en el consumo y producción de energía: solo con los nuevos equipos instalados en 2019 para ACS, se redujo la emisión de 23781 toneladas de dióxido de carbono.

Por otra parte, la expansión de la energía solar térmica también representó un ahorro económico: específicamente con los equipos instalados en 2019, se generó un ahorro de combustible equivalente a más de 7367 toneladas de petróleo.

Las instalaciones solares térmicas realizadas en 2019 estuvieron destinadas a: el 61% se realizaron para agua caliente sanitaria domiciliaria, seguidas por un 16% para climatización de piscinas, un 10% para calefacción, un 9% para procesos industriales y un 4% para instalaciones comerciales.

2.1. Definiciones.

- ✓ Equipo compacto: se consideran equipos compactos a aquellos equipos solares térmicos donde el captador y el tanque acumulador están diseñados para montarse sobre una misma estructura.

- ✓ Sistema forzado: se considera sistema forzado a aquellos equipos solares térmicos donde el captador y el tanque acumulador están diseñados para montarse en espacios separados, y requieren de una bomba eléctrica para su funcionamiento.

2.2. Empresas de energía solar térmica por actividad.

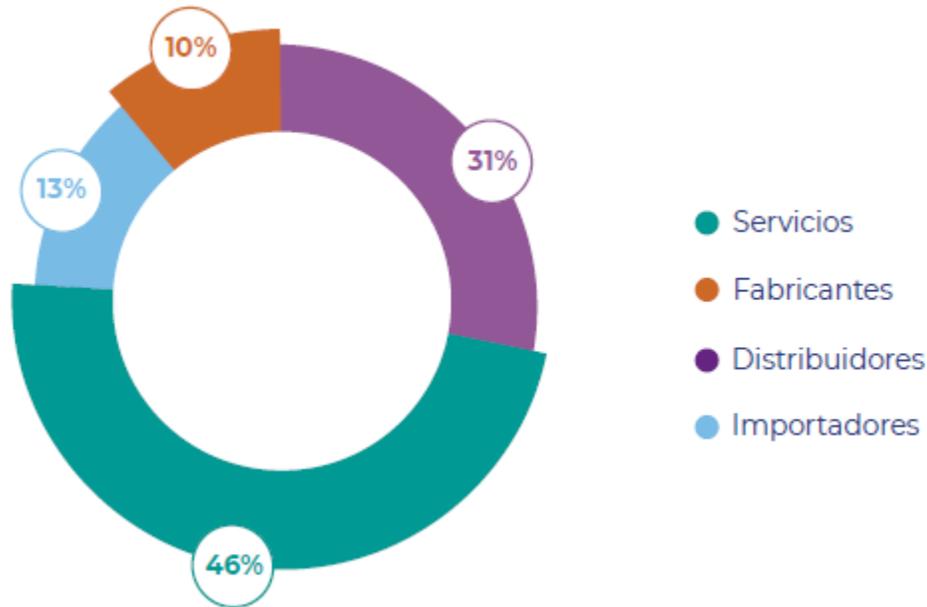


Figura 2.1: Empresas de energía solar térmica por actividad.

La figura 2.1 reúne los porcentajes que representa cada actividad (servicios, distribuidoras, importadoras y fabricantes) respecto del total de empresas de energía solar térmica. El mayor porcentaje de empresas censadas corresponde al sector servicios (instalación, capacitación y diseño de proyectos) con un 46%.

2.3. Información geográfica.

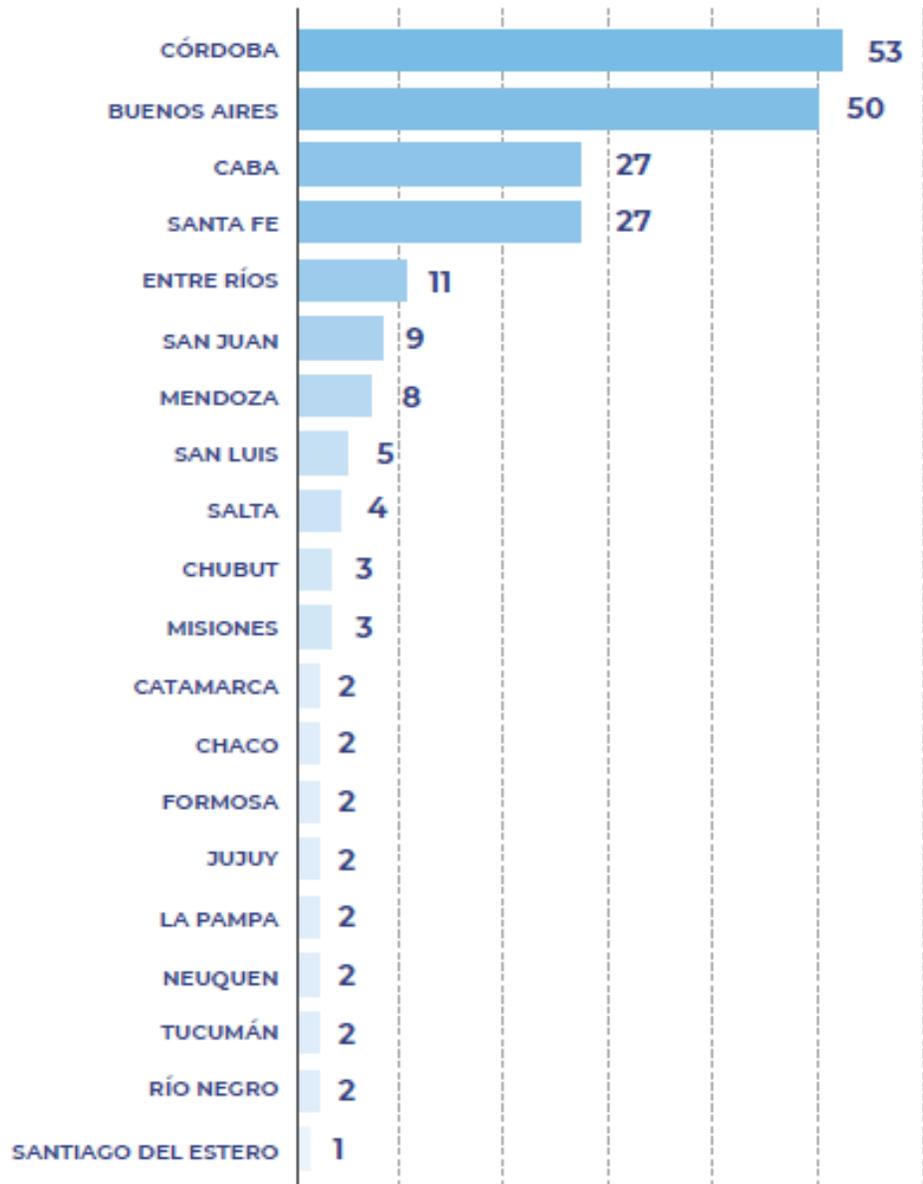


Figura 2.2: Distribución geográfica.

Este gráfico desagrega el total de empresas censadas según su ubicación geográfica. Se observa un predominio de Córdoba y Buenos Aires, seguidas de CABA y Santa Fe.

2.4. Equipos vendidos.



Figura 2.3: Superficie total de colectores comercializada en Argentina.

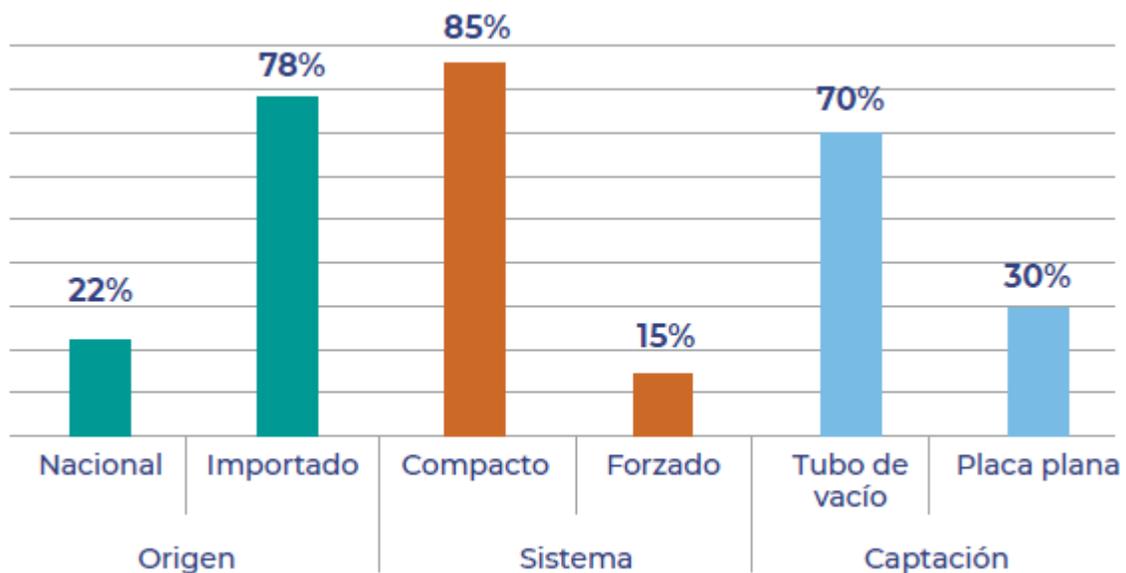


Figura 2.4: Equipos comercializados para ACS.

En el 2019 se comercializó un total de colectores solares térmicos para agua caliente sanitaria (ACS) equivalente a $57076[m^2]$ (sin contar los colectores plásticos sin cubierta, habitualmente destinados a la climatización de piscinas).

De este total, un 78% corresponde a equipos importados (44469[m²]) y un 22% corresponde a equipos de fabricación nacional (12607[m²]). Por otra parte, del total de equipos comercializados para ACS, el 85% corresponde a equipos compactos (48761[m²]), y el 15% corresponde a sistemas forzados (8315[m²]). Esta proporción, que ya se había observado en los anteriores relevamientos, es característica del mercado de la energía solar térmica en América del Sur, Europa del Sur, África y Medio Oriente, donde predominan los sistemas termosifónicos. Esto difiere del escenario de Europa central y del norte, América del Norte y Oceanía, donde predominan los sistemas forzados. Además, del total de equipos comercializados, el 70% corresponde a equipos de tubo de vacío (39906[m²]) y el 30% corresponde a placa plana (17170[m²]).

2.5. Empresas importadoras.

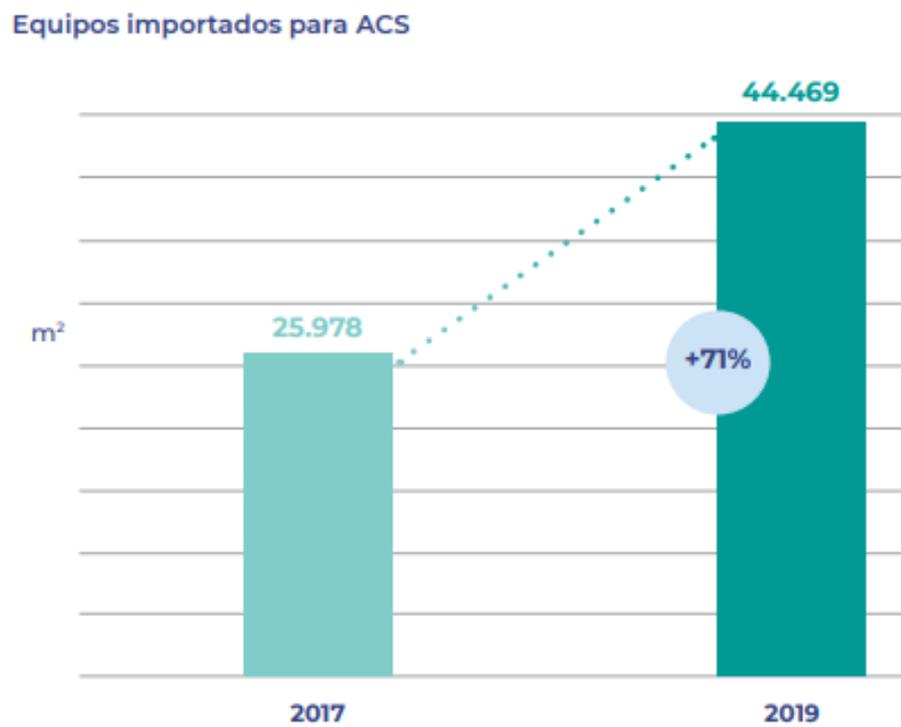


Figura 2.5: Equipos importados para ACS.

La figura 2.5 muestra la cantidad de equipos solares térmicos (para agua caliente sanitaria) vendidos por importadores, expresados en metros cuadrados de superficie de colectores. Se observa un incremento del 71% en el año 2019, respecto del año 2017. La figura 2.6 desglosa el tipo y cantidad de productos solares térmicos vendidos por empresas importadoras.

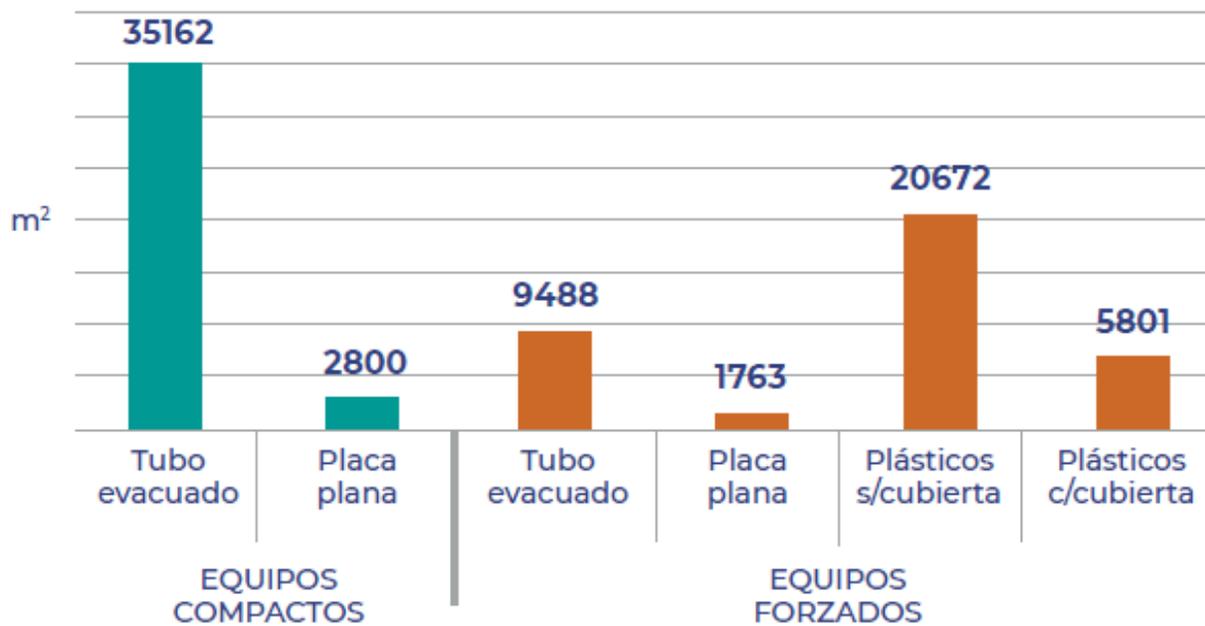


Figura 2.6: Equipos importados vendidos por producto.

A continuación, se grafican los países de origen de los equipos solares térmicos importados, y cantidad de empresas que los importan desde allí, figura 2.7.

Países de origen de las exportaciones

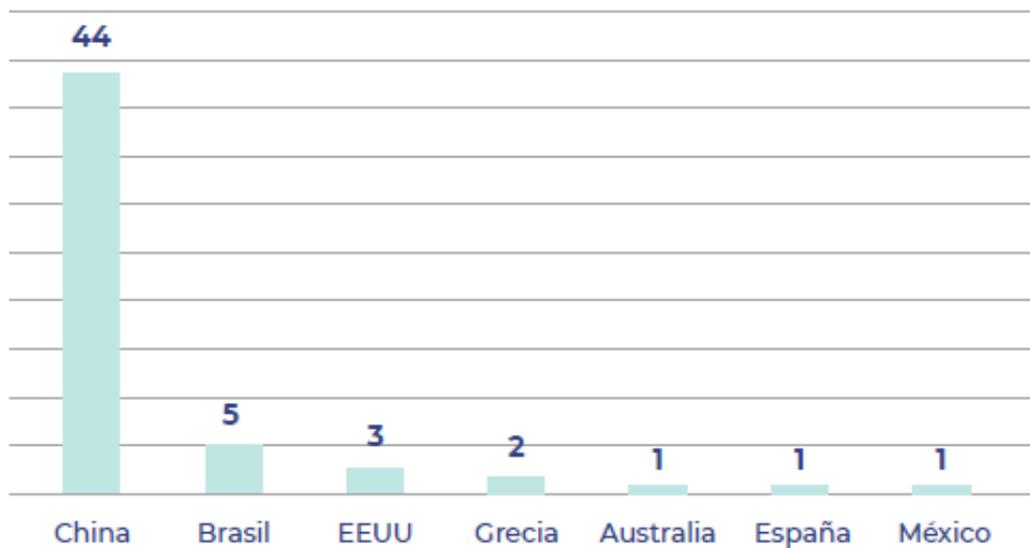


Figura 2.7: Países de origen de las exportaciones.

2.6. Encuesta.

Se realizó una breve encuesta utilizando Google Drive, luego fue difundida mediante un enlace para realizar en línea.

La misma tiene tres preguntas, orientadas a: uso de ACS, tiempos estimados de uso y sobre el interés de un termo tanque solar para sus hogares.

A continuación, se muestra la encuesta realizada y sus respectivas respuestas.

Uso de agua caliente sanitaria.

¿Usa agua caliente para lavar las vajillas diariamente?

- SI. Siempre uso agua caliente.
- NO. Solo uso agua fría.
- Uso agua caliente cuando necesito desengrasar.

¿Cuanto tiempo tarda en ducharse?

- De 5 a 10 minutos.
- De 10 a 15 minutos.
- Más de 15 minutos.

¿Conoce termo tanques solares? ¿Le interesa para su casa un equipo como éste, que usa energía renovable?

- Si conozco. Si me interesa.
- No lo conozco. Si me interesa.
- Si conozco. No me interesa.
- No conozco. No me interesa.



Figura 2.8: Encuesta ACS.

Las primeras dos preguntas, se hicieron con el fin de estimar los consumos diarios promedios de ACS. En el caso del lavado de vajillas se puede estimar un volumen fijo de agua, para los cálculos, se adoptó el propuesto por Aguas Santafesinas publicado en un informe.

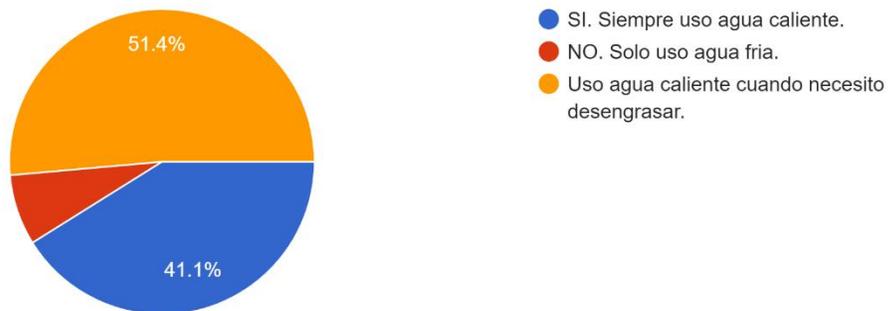
Para la ducha, estimar el volumen no es tan sencillo, porque depende del tiempo de duración, impuesto por cada usuario.

Las temperaturas de consumo, por lo general, no son conocidas por los usuarios de ACS. Pero se pueden estimar con buena precisión, ya que, hay un rango de aceptación del cuerpo humano para con las mismas.

La cantidad de encuestados fueron 107 personas, las respuestas se muestran a continuación.

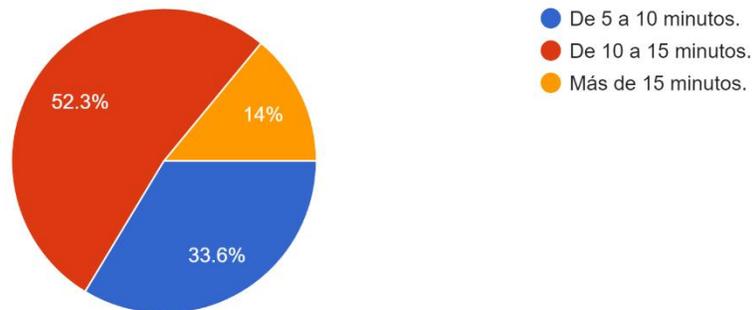
¿Usa agua caliente para lavar las vajillas diariamente?

107 respuestas



¿Cuanto tiempo tarda en ducharse?

107 respuestas



¿Conoce termo tanques solares? ¿Le interesa para su casa un equipo como éste, que usa energía renovable?

107 respuestas

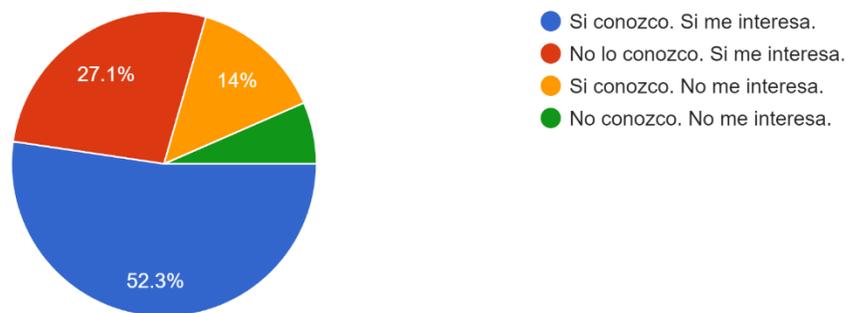


Figura 2.9: Resultados encuesta ACS.

La tercera pregunta tuvo respuestas favorables, al igual que el censo realizado por el INTI, donde se demuestra que estos equipos en cuestión tienen muy buena aceptación social. De 107 encuestados, 85 personas respondieron que “Si les interesa” vs 22 que “No les interesa”.

Si bien, no todos los interesados comprarán un termo tanque solar, dado que deben evaluar costos, amortización, factibilidad de instalación, etc., es un buen número para empezar.

2.7. Conclusión.

Como conclusión de este capítulo, se observa un mercado en continuo desarrollo, donde la tecnología predominante es de sistemas compactos, con superficie de captación de tubos al vacío. La provincia de Santa Fe es la cuarta con más actividad, por lo que el escenario es positivo. Por todo lo expuesto, se desarrollará el estudio de un equipo solar térmico pensado para esta provincia.

Capítulo 3: Captación de energía solar térmica.

3.1. Radiación solar.

Para describir adecuadamente el movimiento aparente del sol, es necesario recordar que la tierra se desplaza en una órbita elíptica, con el sol en un foco de la elipse, como se muestra en la Figura 3.1. La distancia Tierra-Sol varía entre, aproximadamente, 147,1 (Aphelio) y 152,1 (Perihelio) millones de kilómetros. La distancia media Tierra-Sol es $r_0 = 149,6$ millones de kilómetros, por lo que la distancia instantánea, varía menos de 2% respecto a su valor medio.

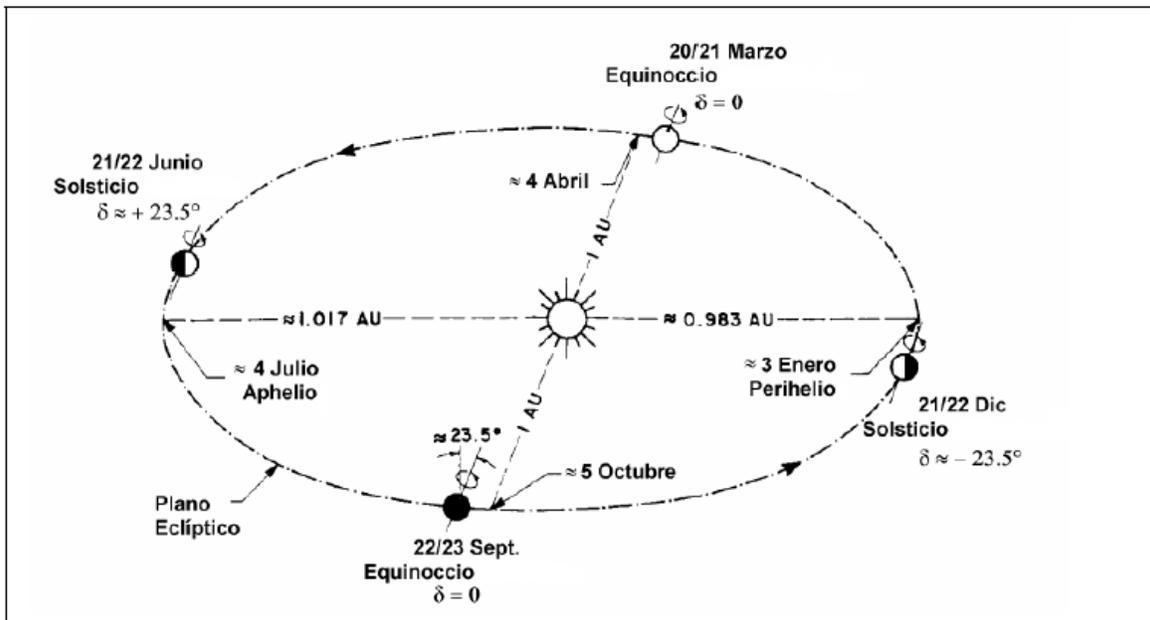


Figura 3.1: Esquema orbital de la tierra.

Se hace referencia a la potencia incidente por unidad de superficie o flujo de energía (W/m^2) como la **irradiancia solar**. Por otro lado, se refiere a la energía por unidad de superficie como la **irradiación solar** (J/m^2).

3.1.1. Factor orbital: La irradiancia solar que llega al exterior de la atmósfera de la tierra depende del factor adimensional $(r_0/r)^2$ que se puede expresar aproximadamente como:

$$F_n = \left(\frac{r_0}{r}\right)^2 \approx 1 + 0,033 \cdot \cos\left(\frac{2\pi n}{365}\right) \quad (3.1)$$

Donde $n=1, 2, 3, \dots, 365$. es el ordinal-día asociado al día del año.

El factor F_n describe la variación estacional de la irradiancia incidente fuera de la atmósfera debido a la excentricidad de la órbita terrestre. Este efecto causa variaciones menores a 3,3% con respecto a la media.

3.1.2. Constante solar: Cuando la distancia Tierra-Sol es exactamente 1 AU (valor promedio anual), la irradiancia solar normal sobre una superficie plana ubicada en el exterior de la atmosfera es aproximadamente constante. El promedio de varios años de esta cantidad se conoce como constante solar.

$$G_{cs} = 1367 \frac{W}{m^2} = 4,92 \frac{J}{h.m^2} \quad (3.2)$$

La irradiancia solar, en incidencia normal sobre un plano ubicado en el exterior de la atmosfera terrestre, G_0 , tiene dependencia estacional debido a la variación de la distancia Tierra-Sol.

$$G_0 = G_{cs} \cdot F_n = G_{cs} \cdot \left[1 + 0,033 \cdot \cos\left(\frac{2\pi n}{365}\right) \right] \quad (3.3)$$

De modo que G_0 varia de 1,3 W/m² en invierno y 1,4 W/m² en verano (estaciones referidas al hemisferio sur).

3.1.3. Declinación solar: La línea que une el centro de la tierra con el centro del sol se denomina eclíptica, y el plano orbital, por lo tanto, se denomina plano de la eclíptica. El plano ecuatorial de la tierra está inclinado respecto al plano de la eclíptica, un ángulo constante de $\delta_0 = 23.5^\circ$.

La declinación solar, δ , es el ángulo formado por la línea tierra-sol (eclíptica) y el plano ecuatorial. Por convención, en el invierno de del Hemisferio Sur (H.S) es positiva, y en el verano del H.S es negativa. La declinación solar se parametriza en términos del ordinal día "n":

$$\delta = \delta_0 \cdot \text{sen} \left[2 \cdot \pi \left(\frac{284 + n}{365} \right) \right] \quad (3.4)$$

En base a la posición de la tierra respecto del sol, se definen los siguientes días particulares del año, en el H.S, que corresponden a los 4 extremos de la elipse.

3.1.4. Solsticio: Momento en el cual, en la superficie terrestre, el ecuador y la eclíptica están más alejados, y, es cuando se da la máxima diferencia de duración del día y la noche.

Solsticio de verano [$\delta_0 = \delta = -23.5^\circ$]: se da el 21/22 de diciembre. Será el día más largo del año, y la noche más corta. Los rayos solares inciden en su mayoría en el H.S., la distancia Tierra-Sol en este hemisferio es menor y los rayos tienden a la perpendicularidad.

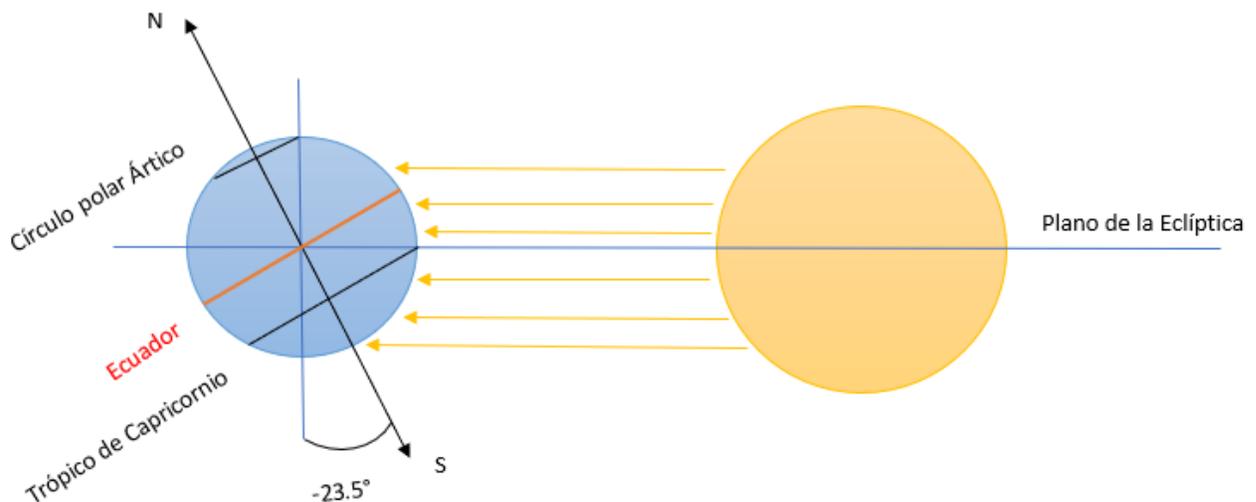


Figura 3.2-a: Movimiento de la Tierra alrededor del Sol, solsticio de verano.

Solsticio de invierno [$\delta_0 = \delta = 23.5^\circ$]: se da el día 21/22 de junio. Será el día más corto, y la noche más larga. Los rayos solares llegarán con más intensidad al H.N.

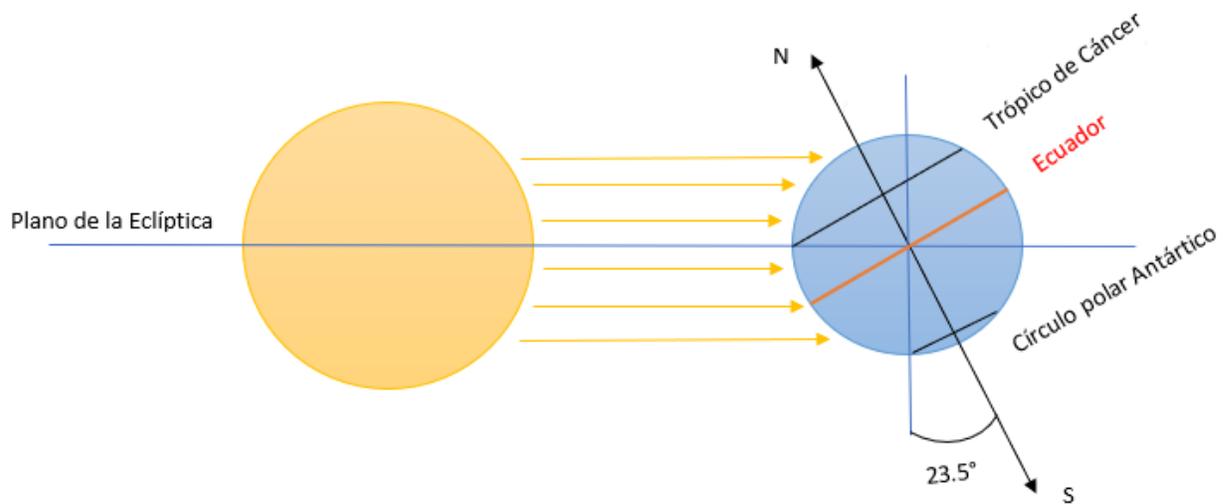


Figura 3.2–b: Movimiento de la Tierra alrededor del Sol, solsticio de invierno.

Equinoccio [$\delta = 0^\circ$] : 21 de Marzo y 21 de Septiembre. En este período la duración del día y de la noche es la misma.

3.1.5. Angulo horario ω : Indica el desplazamiento angular aparente del sol, de este a oeste, a una tasa de 15 grados/hora. Esta tasa, debida a la rotación de la tierra sobre su eje, correspondiendo 360 grados/día (ó $\pi/12$). Por convención, el angulo horario es nulo al medio día solar, negativo a la mañana y positivo a la tarde. Este ángulo se define sobre el plano del ecuador, como el ángulo entre los meridianos del sol y del observador. El mismo varía entre dos valores extremos ($-w_s, +w_s$) correspondientes al amanecer y al atardecer. Se calcula de la siguiente manera:

$$\omega_s = \arccos(-\tan\delta \cdot \tan\phi) \quad (3.5)$$

Este ángulo define un tiempo solar:

$$t_s = 12h \left(1 + \frac{\omega}{\pi} \right) \quad (3.6)$$

Donde t_s está en horas, y ω en radianes.

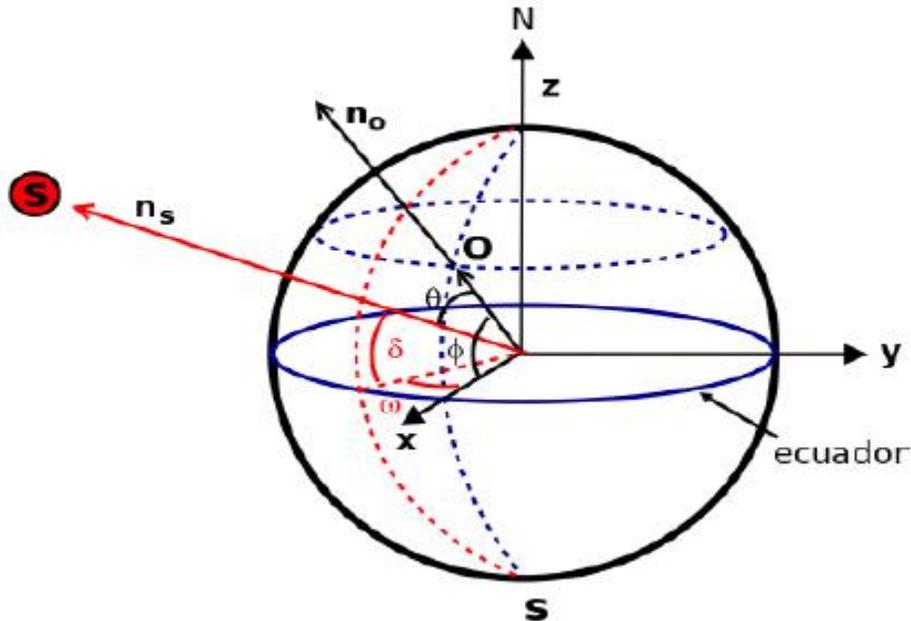


Figura 3.3: Relaciones entre los ángulos que describen el movimiento aparente del Sol.

3.1.6. Angulo cenital, θ_z : El ángulo cenital es el ángulo formado por la dirección Tierra-Sol y la vertical local del observador. Este ángulo varía de $\pi/2$ (a la salida o puesta del sol, en terreno plano) y 0 al medio día solar, solo para latitudes entre los trópicos, ya que, para las latitudes extremas, el sol nunca pasará “por encima” de ellas. Se puede expresar en términos del ángulo horario, latitud y declinación solar, como:

$$\cos \theta_z = \sin \delta \cdot \sin \phi + \cos \delta \cdot \cos \phi \cdot \cos \omega \quad (3.7)$$

Donde ϕ es la latitud del observador con la convención usual: negativo para el H.S. y positivo para el H.N. Por lo tanto, el ángulo cenital depende de:

- ✓ La hora del día
- ✓ La ubicación del observador
- ✓ El día del año, a través de la declinación solar.

Este ángulo corresponde al ángulo de incidencia de la radiación solar directa sobre un plano horizontal. El mismo es un factor determinante para la intensidad de la radiación solar en superficie. Al medio día solar ($\omega=0$) la ecuación se reduce a:

$$\cos\theta_z = \cos(\phi - \delta) \quad (3.8)$$

Y el ángulo cenital al medio día solar es:

$$\theta_z(\omega = 0) = |\phi - \delta| \quad (3.9)$$

En el caso de la provincia de Santa Fe, donde hay una latitud de $\phi = -31^{\circ}38'$, se encuentra “fuera” de los trópicos, por lo que el Sol nunca pasará por el cenit. El menor ángulo cenital (Sol más alto) se dará en el solsticio de verano (21/22 diciembre) y valdrá:

$$\theta_z = |-31^{\circ},38' - (-23^{\circ},5')|$$

$$\theta_z = 8^{\circ}33'$$

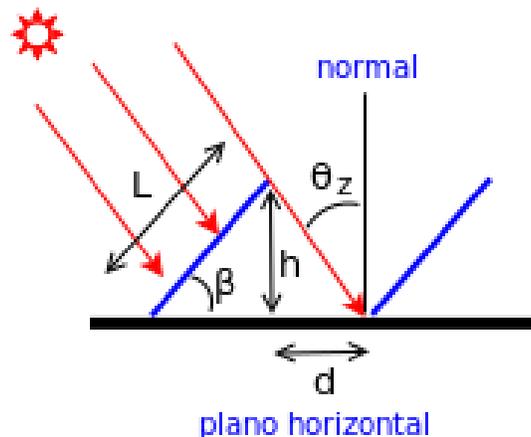


Figura 3.4: Geometría de incidencia de los rayos solares.

3.1.7. Duración del día: Cuando el Sol está en el horizonte en una región plana, $\theta_z = \pi/2$ y $\theta_z = 0$. Esto permite estimar la duración del día solar, en horas y fracción, ya que a partir de la ecuación (3.7) se obtiene:

$$\omega_s = \arccos(-\tan\delta \cdot \tan\phi) \quad (3.10)$$

Donde ω_s es el ángulo horario a la puesta del sol, en radianes. La duración del día (en horas y fracción) se obtiene de:

$$T_s = \frac{24 \cdot h}{\pi} \cdot \omega_s \quad (3.11)$$

con ω_s en radianes.

3.1.8. Altura solar: El ángulo complementario ($\alpha_s + \theta_z = \pi/2$) del ángulo cenital es la altura solar, α_s . Este ángulo se indica en la Figura 3.5. Se puede calcular directamente a partir de la ecuación, ya que:

$$\sin \alpha_s = \cos \theta_z \quad (3.12)$$

La altura solar varía entre cero (en el amanecer y atardecer en territorio plano) y un máximo al medio día solar, cuando el Sol cruza el mediterráneo del observador. El valor máximo $\alpha_s = \pi/2$ solo se alcanza para latitudes intertropicales.

3.1.9. Azimut solar: γ_s es el segundo ángulo de interés (junto a la altura solar) para describir la posición aparente del sol. El azimut describe el desplazamiento angular de la proyección de la línea Tierra-Sol sobre el plano horizontal del observador, ver Figura 3.5.

Se referirá γ_s a la dirección Norte, es decir $\gamma_s = 0$ cuando la proyección de la línea Tierra-Sol sobre el plano horizontal del observador indica la dirección Norte. Siguiendo la convención usada para ω , se toma $\gamma_s > 0$ en la mañana y $\gamma_s < 0$ en la tarde.

Se cumple la siguiente relación:

$$\cos \gamma_s = \frac{\sin \alpha_s \cdot \sin \phi - \sin \delta}{\cos \phi \cdot \cos \alpha_s} \quad (3.13)$$

Teniendo en cuenta que γ_s y ω tienen el mismo signo, se puede usar la expresión alternativa:

$$\gamma_s = \text{signo}(\omega) \left| \text{arc cos} \left(\frac{\sin \alpha_s \cdot \sin \phi - \sin \delta}{\cos \phi \cdot \cos \alpha_s} \right) \right| \quad (3.14)$$

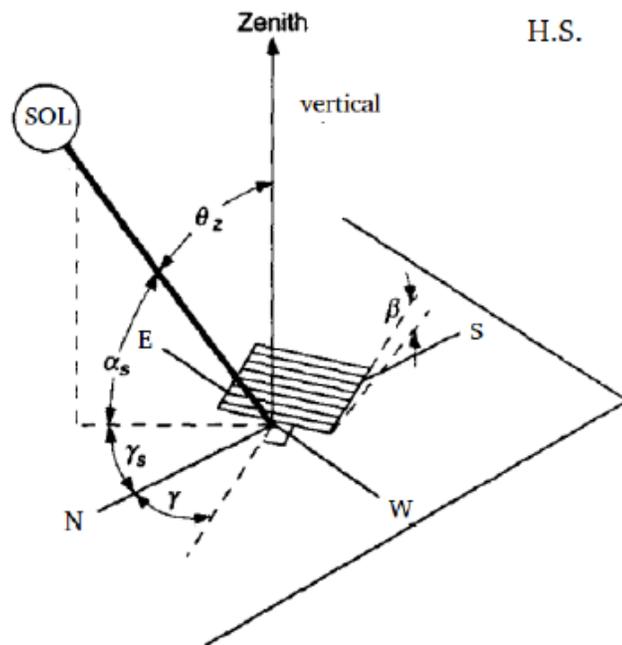


Figura 3.5: Ángulos relevantes para describir el movimiento aparente del Sol y la orientación de una superficie.

3.2. Radiación extraterrestre sobre un plano horizontal

A partir de la irradiancia extraterrestre en incidencia normal G_0 , se obtiene la irradiancia extraterrestre sobre un plano horizontal:

$$G_{0h} = G_0 \cdot \cos \theta_z \quad (3.15)$$

Esta cantidad depende de la latitud del observador ϕ , el ángulo horario ω y el día del año, n .

La energía incidente en una hora, sobre un plano horizontal fuera de la atmosfera, es la irradiancia horaria extraterrestre, y se indica por I_{oh} . La misma, se puede expresar en forma aproximada en términos del ángulo ω en el punto medio de la hora correspondiente como:

$$I_{oh} \cong I_{cs} \cdot F_n \cdot (\cos\delta \cdot \cos\phi \cdot \cos\omega + \sin\delta \cdot \sin\phi) \quad (3.16)$$

Donde $I_{cs} = 4.92 \text{ MJ}/\text{m}^2 = 1.37 \text{ Wh}/\text{m}^2$ es la versión horaria de la constante solar y F_n es la corrección por excentricidad de la órbita terrestre.

Del mismo modo, es posible calcular la energía incidente en el día “n” sobre un plano horizontal fuera de la atmosfera, sumando (integrando) la irradiancia dada por la ecuación (3.15) a lo largo del día. El resultado es la irradiancia extraterrestre sobre plano horizontal.

$$H_{oh} = H_{cs} \cdot F_n \cdot (\cos\delta \cdot \cos\phi \cdot \sin w_s + w_s \cdot \sin\delta \cdot \sin\phi) \quad (3.17)$$

Donde $H_{cs} = 24 \cdot I_{cs} \approx 37.6 \text{ MJ}/\text{m}^2 = 10.4 \text{ KWh}/\text{m}^2$ es una constante, w_s es el ángulo de puesta del sol, en radianes, dado por la ecuación (3.10). Esta ecuación depende únicamente de día del año “n” y de la latitud del observador.

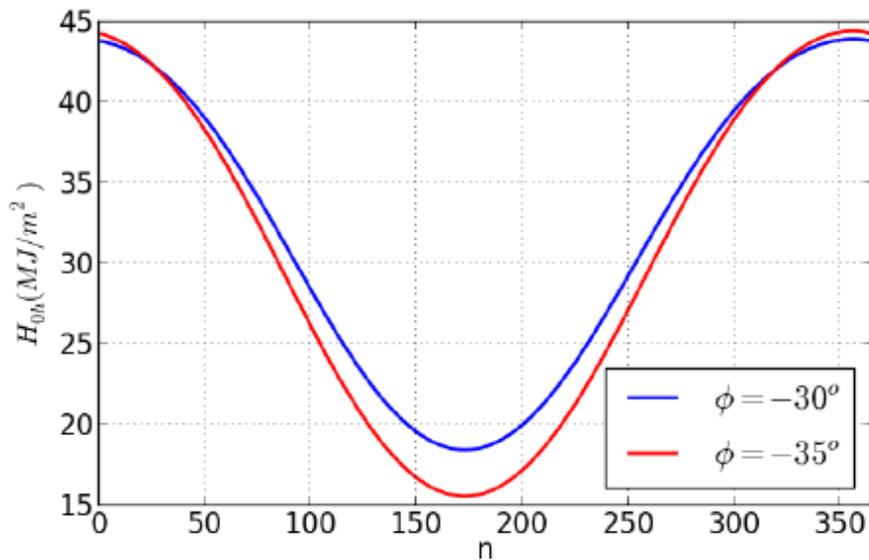


Figura 3.6: Variación estacional de la irradiación diaria extraterrestre sobre plano horizontal.

La Figura 3.6. representa la variación estacional de la irradiación diaria extraterrestre sobre plano horizontal, H_{oh} . Se representan las latitudes $\phi = -30^\circ$ y $\phi = -35^\circ$. La diferencia en la latitud afecta principalmente la irradiación en invierno, aquí dicha diferencia es de 15% aproximadamente. Se observa que la irradiación diaria máxima en verano es algo mayor para $\phi = -35^\circ$, debido a que en verano el día es más largo a latitudes más altas.

3.2.1. Día típico: Los días típicos de cada mes son aquellos cuya radiación extraterrestre sobre plano horizontal es la más próxima al promedio mensual de esta magnitud.

mes	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
día típico	17	16	16	15	15	11	17	16	15	15	14	10
n^*	17	47	75	105	135	162	198	228	258	288	318	344
δ (°)	-20,9	-13,0	-2,4	9,4	18,8	23,1	21,2	13,5	2,2	-9,6	-18,9	-23,1
Hoh	11,926	10,879	9,295	7,322	5,676	4,911	5,225	6,555	8,444	10,289	11,599	12,148

3.3. Efecto de la atmosfera.

La atmosfera terrestre es una mezcla no homogénea de gases, vapor de agua y aerosoles (partículas sólidas o líquidas en suspensión). Simplificando un problema complejo, se puede suponer que la irradiación solar sufre dos tipos de procesos al atravesar la atmosfera:

3.3.1. Absorción: Principalmente por moléculas de Ozono (O_3), dióxido de carbono y agua. La absorción por O_3 tiene lugar en la atmosfera en longitudes más cortas. El vapor de agua y el CO_2 absorben en varias regiones el infrarrojo, como se muestra esquemáticamente en la figura 3.7.

3.3.2. Dispersión: por moléculas de aire, por agua (vapor y gotas líquidas) y por aerosoles. La dispersión depende del camino recorrido en la atmosfera, de la densidad de la atmosfera y de la longitud de onda de la radiación.

Debido a estos procesos, parte de la radiación incidente es absorbida, parte reflejada al espacio, y otra es dispersada y re-emitida hacia la superficie por la atmosfera. La figura 3.7 esquematiza los procesos que sufre la radiación al atravesar la atmosfera. Una parte de la radiación que llega al suelo es radiación difusa, proveniente de todas las direcciones de la bóveda celeste. La otra parte, radiación directa, llega al observador en línea recta desde el Sol y es la componente de interés en aplicaciones con concentración de la energía solar. Se refiere a radiación solar global directa o difusa, según ambas o una de estas componentes. Se utiliza el subíndice "b" para radiación directa (beam radiation), distinguiéndola de la radiación difusa que lleva el subíndice d. Las medidas se realizan usualmente para irradiación global sobre un plano horizontal. Para calcular la irradiación global sobre un plano inclinado es necesario

tratar por separado ambas componentes de la radiación global, como se discute más adelante.

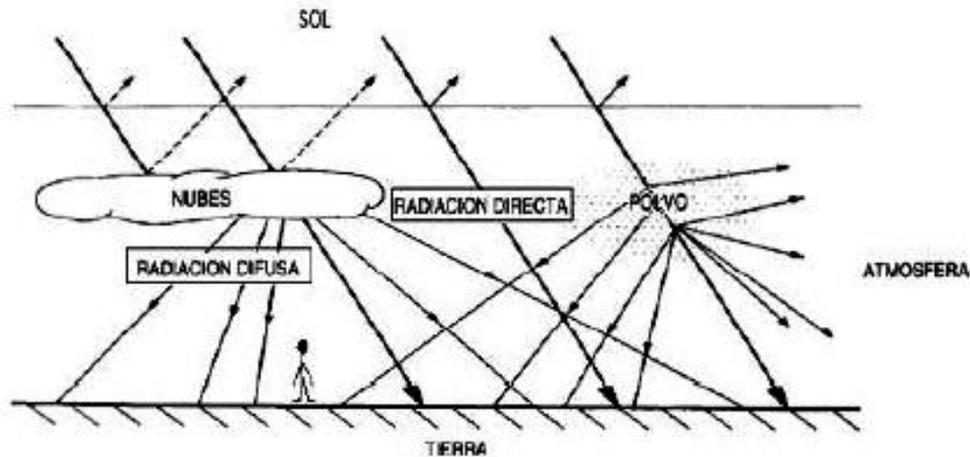


Figura 3.7: Representación esquemática de los procesos de reflexión y dispersión de la radiación incidente en la atmósfera.

3.3.3. Índice de claridad: Es una forma adimensional de expresar la radiación solar en una superficie. En el caso de la irradiancia (valor instantáneo) se define *índice de claridad instantáneo* como:

$$k'_t = \frac{G_h}{G_{oh}} \quad (3.18)$$

Donde:

- ✓ G_h es la irradiancia solar sobre plano horizontal (medida).
- ✓ G_{oh} es la irradiancia extraterrestre sobre plano horizontal.

Al dividir entre la irradiancia extraterrestre, se extrae en parte la información determinada asociada a la hora del día (ángulo horario), la ubicación (latitud) y el día del año (declinación solar). El resultado es un indicador adimensional con información sobre el estado de la atmósfera y permite comparar entre sí (hasta cierto punto)

diferentes ubicaciones, horas del día o momentos del año. El índice de claridad varía entre cero, para condiciones muy nubosas y, aproximadamente 0.85, para condiciones muy claras.

Analógicamente se define el *índice de claridad horario*,

$$k_t = \frac{I_h}{I_{oh}} \quad (3.19)$$

Donde I_h es la irradiación solar sobre plano horizontal, I_{oh} la cantidad extraterrestre.

A escala diaria, se define el *índice de claridad diario*,

$$K_t = \frac{H_h}{H_{oh}} \quad (3.20)$$

Con H_h la irradiación diaria sobre plano horizontal y H_{oh} la correspondiente cantidad extraterrestre.

3.3.4. Estimación de la componente directa y difusa de la radiación.

La radiación difusa es la parte de la radiación solar incidente que sufre procesos de dispersión antes de llegar al observador. Seguir en detalle estos procesos, que dependen de la longitud de onda, la nubosidad, del ángulo de incidencia, del contenido de aerosoles y agua precipitante de la atmósfera, es muy complejo. Las medidas de radiación solar más frecuentes corresponden a irradiación global sobre plano horizontal.

Es necesario separar ambas componentes de la radiación solar global por dos razones principales:

1. Los métodos usados para estimar la radiación solar, sobre un plano inclinado de orientación arbitraria, tratan de forma diferente a las componentes directa y difusa de la radiación global sobre plano horizontal.

2. Los concentradores solares agrupan la radiación directa que incide sobre el área de apertura sobre una pequeña área focal. Para estimar su desempeño, es necesario conocer la radiación directa en incidencia normal.

La irradiancia global sobre plano horizontal es la suma de las componentes directa y difusa,

$$G_h = G_{bh} + G_{dh} = G_{bn} \cdot \cos\theta_z + G_{dh} \quad (3.21)$$

Donde G_{bh} es la irradiancia directa sobre plano horizontal, G_{dh} la irradiancia difusa sobre plano horizontal y G_{bn} la irradiancia directa en incidencia normal.

Se define la fracción difusa instantánea como:

$$f'_d = \frac{G_{dh}}{G_h} \quad (3.22)$$

Esta fracción es siempre menor o igual a 1, con $f'_d = 1$ para condiciones nubosas (cuando no llega radiación directa) y $f'_d \geq 0.15$ para una atmosfera clara.

Análogamente, se define la fracción difusa a nivel horario y diario como:

$$f_d = \frac{I_{dh}}{I_h}, \quad F_d = \frac{H_{dh}}{H_h} \quad (3.23)$$

En esta sección, se presenta el método para separar las componentes directa y difusa de la irradiancia solar horaria y diaria, cuando la irradiancia global sobre plano horizontal es conocida.

3.3.5. Fracción difusa horaria.

$$f_d = \begin{cases} 1.0 - 0.09 k_t & k_t \leq 0.22 \\ 0.9511 - 0.160 k_t + 4.388 k_t^2 - 16.638 k_t^3 + 12.336 k_t^4 & 0.22 < k_t < 0.80 \\ 0.165 & k_t > 0.80. \end{cases} \quad (3.24)$$

Donde k_t es el índice de claridad horario. Esta relación se representa en forma gráfica en la figura 3.8. La misma está basada en datos de irradiación difusa, medidas con piranómetro y banda de sombra, para 5 estaciones de EEUU.

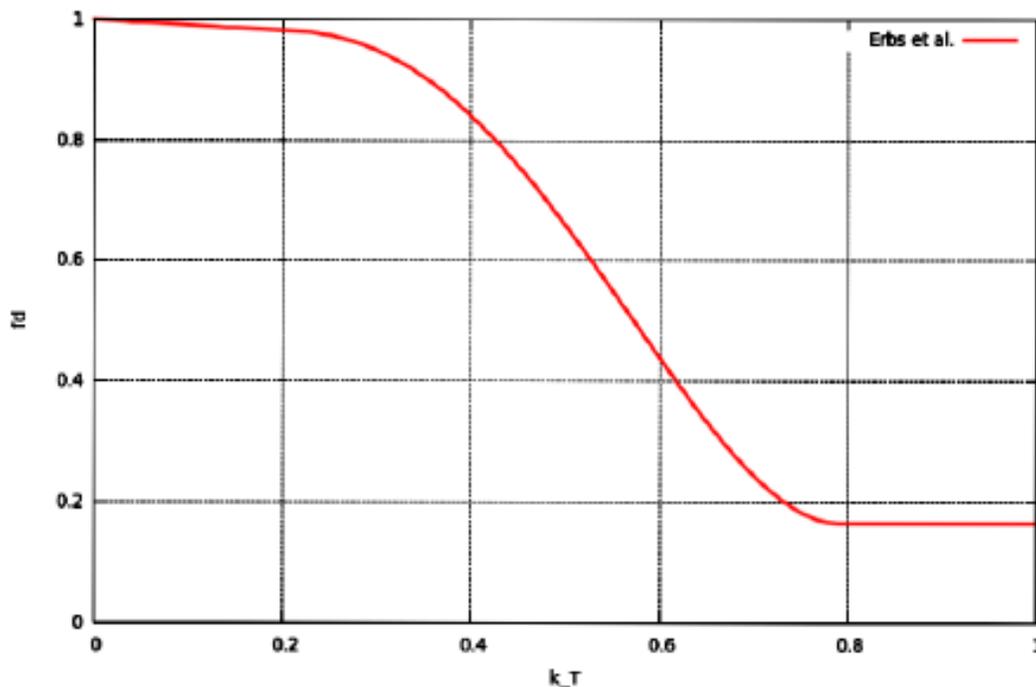


Figura 3.8: Correlación de para la fracción difusa horaria.

La relación entre f_d y k_t no es uno a uno, sino que se determina un valor típico de f_d para cada k_t , con una incertidumbre asociada. Los autores estiman un desvío

cuadrático medio entre los estimativos de f_d y las medidas que varía entre 10% y 17% de la media, dependiendo de la estación del año y la ubicación geográfica.

3.3.6. Fracción difusa diaria.

Se vincula la fracción difusa diaria, con el correspondiente índice de claridad. La correlación es:

$$\bar{F}_d = \begin{cases} 1.391 - 3.560 \bar{K}_t + 4.189 \bar{K}_t^2 - 2.137 \bar{K}_t^3 & (\omega_s \leq 81.4^\circ) \\ 1.311 - 3.022 \bar{K}_t + 3.427 \bar{K}_t^2 - 1.821 \bar{K}_t^3 & (\omega_s > 81.4^\circ). \end{cases} \quad (3.25)$$

3.4 Radiación solar incidente sobre un plano inclinado.

La medida de radiación solar más frecuente es la irradiación global en plano horizontal. En general, para los cálculos de diseño, se requiere la irradiación global sobre un plano inclinado. El problema de estimar la radiación incidente sobre un plano inclinado, a partir de las medidas sobre un plano horizontal, es de gran interés práctico. En esta sección se desarrollan los métodos para pasar de una a otra magnitud.

La radiación incidente sobre un plano tiene varias componentes que se indican en el esquema de la figura 3.9. Estas componentes se tratan de forma diferente, en cuanto a su conversión de plano horizontal a inclinado:

- ✓ Radiación directa: Incide sobre la superficie sin sufrir desvíos a lo largo de la línea Tierra-Sol.
- ✓ Radiación difusa: Incide sobre la superficie desde todas las direcciones hemisféricas luego de ser dispersada por el entorno. Se distinguen varios tipos:

- Difusa del cielo, o proveniente de la bóveda celeste.
- Difusa circumsolar: proveniente de la región del cielo, adyacente al disco solar, algunos modelos la tratan como radiación directa.
- Difusa del horizonte: la zona del cielo cercana al horizonte puede parecer más brillante debido a la reflexión del suelo.
- Difusa reflejada de superficies cercanas, incluido el suelo, supuestos reflectores difusos isotrópicos.

La estimación de la irradiación sobre plano inclinado se basa en la separación ya discutida:

$$I_i = I_{bi} + I_{di} \quad (3.26)$$

Donde I_{bi} es la irradiación directa, e I_{di} la irradiación difusa sobre el plano inclinado, a un ángulo de β con el plano horizontal. La irradiación difusa es a su vez la suma de varias componentes:

$$I_{di} = I_{di,c} + I_{di,cs} + I_{di,r} \quad (3.27)$$

La radiación del cielo (c), la circumsolar (cs), y la reflejada (r) de superficies vecinas (incluyendo el suelo), respectivamente.

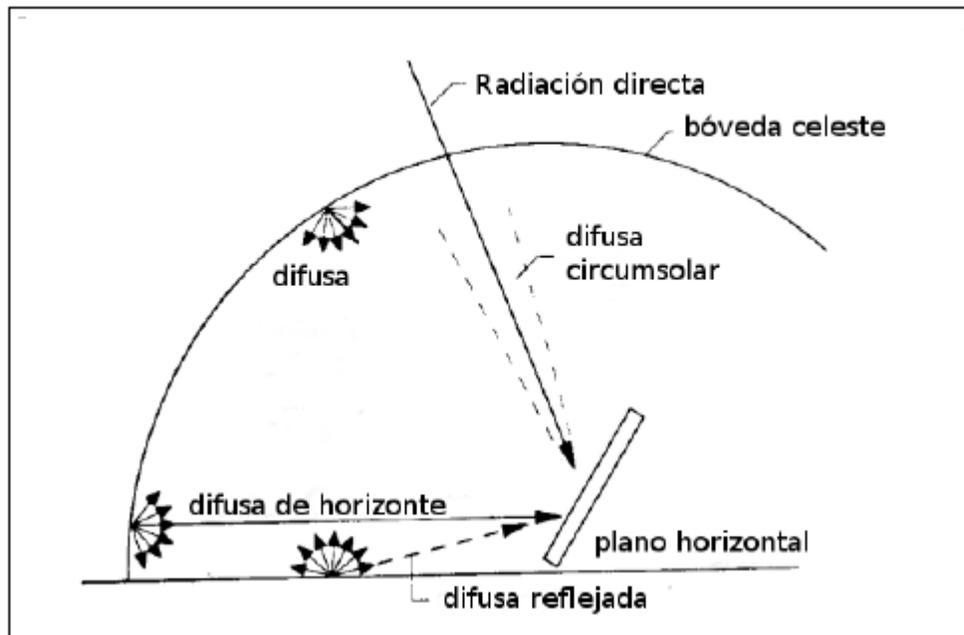


Figura 3.9: componentes de la radiación solar incidente sobre una superior colectora inclinada.

El proceso de estimación de I_i a partir de una medida de I_h involucra varios pasos:

- ✓ **Normalización:** Se preparan los datos de modo de contar con fecha, día y hora para cada valor de la irradiancia sobre plano horizontal. Calcular el ángulo horario asociado a cada medida. Calcular la irradiancia extraterrestre sobre plano horizontal y el correspondiente índice de claridad, k_t .
- ✓ **Separación difusa y directa:** Utilizando una correlación adecuada, se estima la fracción difusa típica a partir de k_t , y separa I_h en sus componentes difusa y directa, I_{dh} e I_{bh} .
- ✓ **Razón directa:** Se calcula el cociente $r_b = I_{bi}/I_{bh}$ (ver mas adelante) y se estima la componente directa de irradiación sobre el plano inclinado, I_{bi} .

- ✓ **Componente difusa del cielo:** Se define el modelo a usar (ver mas adelante) y se estima el aporte de la radiación difusa del cielo sobre el plano inclinado.
- ✓ **Componente difusa reflejada:** Se estima el aporte de irradiación reflejada del suelo (y eventualmente, otras superficies cercanas) sobre el plano inclinado.

$I_{di,r}$.

- ✓ **Totalizar:** La suma de las componentes es un estimador para la irradiación solar sobre plano inclinado en el período considerado.

3.4.1 Superficies orientadas al Norte.

Se analiza el caso de una superficie orientada hacia el norte, donde el ángulo azimutal es $\gamma = 0$. Suponer que la superficie tiene una inclinación $\beta (0 \leq \beta \leq \pi/2)$ con respecto al plano horizontal, como se indica en la figura 3.10-A.

En este caso, se puede establecer una correspondencia con un plano horizontal ubicado a una latitud equivalente, como se muestra en la figura 3.10-B. El ángulo de incidencia θ de la radiación directa, sobre una superficie inclinada un ángulo β en el H.S. con $0 > \phi$, es el mismo que el ángulo cenital θ_z , sobre una superficie horizontal colocada a una latitud $\phi + \beta$.

Se define latitud equivalente:

$$\tilde{\phi} = \beta - |\phi| \quad (3.28)$$

Usando las expresiones para un plano horizontal, con una latitud equivalente, se obtienen expresiones válidas para un plano inclinado en la latitud real.

“La latitud equivalente $\tilde{\phi} = \beta - |\phi|$ permite aplicar las expresiones válidas para un plano horizontal a una superficie inclinada orientada hacia el Ecuador”.

Por ejemplo, usando la ecuación (3.7), se obtiene la expresión para el ángulo de incidencia sobre una superficie inclinada de latitud ϕ ,

$$\cos\theta = \cos(\beta - |\phi|) \cdot \cos\delta \cdot \cos\omega + \sin(\beta - |\phi|) \cdot \sin\delta \quad (\gamma = 0) \quad (3.29)$$

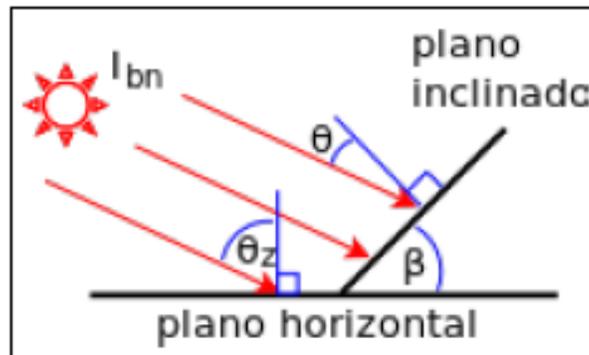


Figura 3.10-b: ángulos de incidencia sobre plano inclinado.

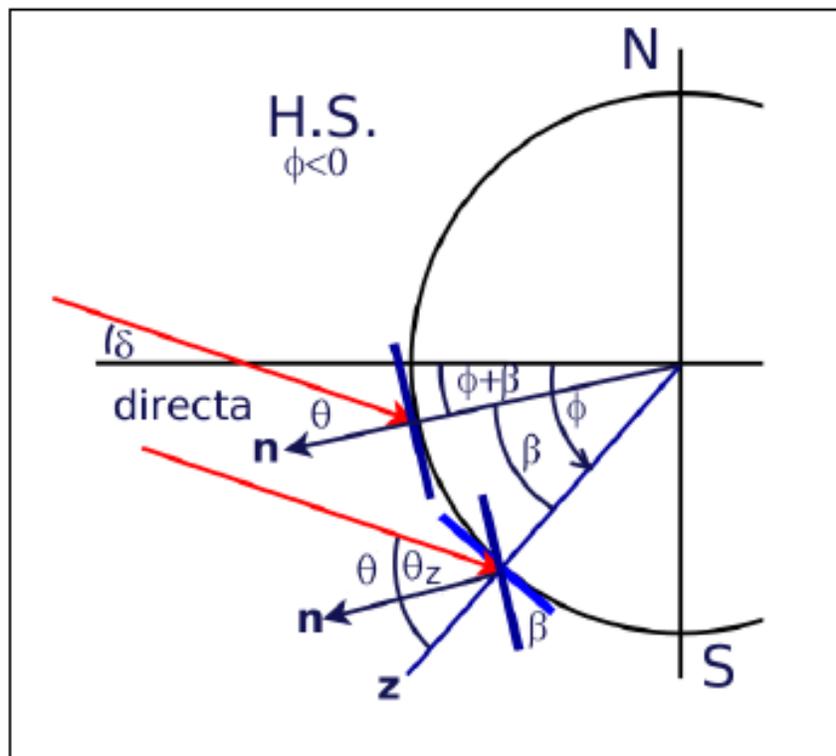


Figura 3.10-b: ángulos de incidencia sobre plano horizontal y sobre plano inclinado.

3.4.2. Componente directa

La componente más simple de calcular es la irradiación directa, basada en un cálculo geométrico. Se define *razón directa horaria*:

$$r_b = \frac{I_{bi}}{I_{bh}} = \frac{I_{bn} \cdot \cos\theta}{I_{bn} \cdot \cos\theta_z} = \frac{\cos\theta}{\cos\theta_z} \quad (3.30)$$

Usando la ecuación (3.29), la expresión para la razón directa (instantánea u horaria) es:

$$r_b = \frac{\cos\theta}{\cos\theta_z} = \frac{\cos(\beta - |\phi|) \cdot \cos\delta \cdot \cos\omega + \sin(\beta - |\phi|) \cdot \sin\delta}{\sin\delta \cdot \sin\phi + \cos\delta \cdot \cos\phi \cdot \cos\omega} \quad (3.31)$$

Análogamente, se define la *razón directa diaria*, como el cociente entre la irradiación directa sobre plano inclinado y sobre plano horizontal,

$$R_b = \frac{H_{bi}}{H_{bh}} \cong \frac{\omega_s \cdot \sin(\beta - |\phi|) \cdot \sin\delta + \cos(\beta - |\phi|) \cdot \cos\delta \cdot \sin\omega_s}{\omega_s \cdot \sin\delta \cdot \sin\phi + \cos\phi \cdot \cos\delta \cdot \sin\omega_s} \quad (3.32)$$

3.4.3. Componente difusa, $I_{d\beta}$

Se tiene en cuenta la anisotropicidad suponiendo que, una fracción τ_b (entre cero y uno) de la radiación difusa es circumsolar, y la trata como si fuese radiación directa, $I_{di,cs} = r_b \cdot \tau_b \cdot I_{dh}$. La fracción restante, $1 - \tau_b$ se trata como radiación difusa isotrópica, lo cual lleva a la expresión,

$$I_{di,c} + I_{di,cs} = r_b \cdot \tau_b \cdot I_{dh} + (1 - \tau_b) \cdot I_{dh} \cdot \left(\frac{1 + \cos\beta}{2} \right) \quad (3.33)$$

Para cálculos diarios, las mismas suposiciones llevan a las expresiones análogas para la irradiación difusa diaria sobre plano inclinado proveniente del cielo.

$$H_{di,c} + H_{di,cs} = R_b \cdot T_b \cdot H_{dh} + (1 - T_b) \cdot H_{dh} \cdot \left(\frac{1 + \cos\beta}{2} \right) \quad (3.34)$$

Donde el índice de anisotropía diario es,

$$T_b = (1 - F_d) \cdot K_t \quad (3.35)$$

3.4.4. Radiación difusa reflejada.

La irradiancia proveniente de reflexión de superficies cercanas, consideradas como reflectores difusos, puede expresarse en términos de las reflectancias típicas de las superficies cercanas y de sus factores de vista al colector. Este cálculo dependerá fuertemente de los detalles del entorno del colector, por lo que no será discutido en este estudio.

Para simplificar, al suponer que la única superficie relevante es el suelo, supuesto horizontal, con coeficiente de reflexión típico ρ_g . En ese caso, la irradiación difusa reflejada sobre el colector estará dada por,

$$I_{d\beta,r} = I_h \cdot \rho_g \cdot \left(\frac{1 - \cos\beta}{2} \right) \quad (3.36)$$

La reflectividad del suelo depende de su conformación. En la tabla 3.1, se indican reflectividades típicas para varios tipos de superficies.

En el caso diario se procederá en forma análoga,

$$H_{d\beta,r} = H_h \cdot \rho_g \cdot \left(\frac{1 - \cos\beta}{2} \right) \quad (3.37)$$

Superficie	ρ_g
nieve fresca	0,75
arena blanca	0,70
paredes claras (pintura clara, reboque o bloques claros, etc)	0,60
paredes oscuras (ladrillo o pintura oscura)	0,27
pedregullo	0,20
bitumen, asfalto	0,13
pasto verde	0,26
pasto seco	0,20
hojas secas	0,30
cemento armado antiguo	0,22
pintura negra	0,10
plantíos, cultivos maduros	0,26
camino de tierra	0,04
suelo arcilloso	0,14
superficies de agua (ángulo de incidencia grande)	0,07

Tabla 3.1: Reflectividades del suelo.

3.5. Cálculos aplicados a la provincia de Santa Fe.

Se realizarán ejemplos de cálculo de cada factor, para luego, con ayuda de tablas en Excel, se extrapolarán los demás valores.

Factor orbital F_n .

Para el mes de Junio, con $n=165$ (día típico):

$$F_n = \left(\frac{r_0}{r}\right)^2 \approx 1 + 0,033 \cdot \cos\left(\frac{2\pi n}{365}\right)$$

$$F_n \approx 1 + 0,033 \cdot \cos\left(\frac{2\pi \cdot 162}{365}\right)$$

$$F_n \approx 0,9690335$$

Constante solar:

$$G_0 = G_{cs} \cdot F_n = G_{cs} \cdot \left[1 + 0,033 \cdot \cos \left(\frac{2\pi n}{365} \right) \right]$$

Dónde:

$$G_{cs} = 1367 \left[W/m^2 \right] = 4,92 \left[MJ/m^2 \cdot h \right]$$

Para el mes Junio, n=162:

$$G_0 = 1367 \left[W/m^2 \right] \cdot 0,9690335$$

$$G_0 = 1324,6 \left[W/m^2 \right]$$

Declinación, δ .

Es interesante evaluarlo en el solsticio y equinoccio.

$$\delta = \delta_0 \cdot \text{sen} \left[2 \cdot \pi \left(\frac{284 + n}{365} \right) \right]$$

Dónde:

$$\delta_0 = 23,45^\circ = 0,4093 \text{ radianes}$$

En el equinoccio, 20/21 Marzo, n=81

$$\delta = \delta_0 \cdot \text{sen} \left[2 \cdot \pi \left(\frac{284 + n}{365} \right) \right]$$

$$\delta = \delta_0 \cdot \text{sen} \left[2 \cdot \pi \left(\frac{284 + 81}{365} \right) \right]$$

$$\delta = \delta_0 \cdot \text{sen} \left[2 \cdot \pi \left(\frac{365}{365} \right) \right]$$

$$\delta = \delta_0 \cdot \text{sen}[2 \cdot \pi]$$

$$\delta = 0^\circ$$

Aquí, la noche tiene la misma duración que el día.

En el solsticio de verano para el H.S., 21/22 Diciembre, n=355

$$\delta = \delta_0 \cdot \text{sen} \left[2 \cdot \pi \left(\frac{284 + 355}{365} \right) \right]$$

$$\delta = \delta_0 \cdot (-1)$$

$$\delta = -\delta_0 = -0,4093$$

El signo negativo es porque el sol se encuentra en el H.S.

Ángulo horario, ω .

$$\omega_s = \text{arc cos}(-\tan\delta \cdot \tan\phi)$$

Donde, $\phi_{Santa Fe} = -0,5521 \text{ rad}$ y n=162

$$\omega_s = \text{arc cos}(-\tan(0,402945) \cdot \tan(-0,5521))$$

$$\omega_s = 1,3051002 \text{ radianes}$$

Duración del día.

$$T_s = \frac{24h}{\pi} \cdot \omega_s$$

Para n=162:

$$T_s = 9,97 \text{ horas.}$$

La Heliofanía medida en el año 2019 fue de 10,2 horas, en la ciudad de Rafaela, como muestra el boletín del INTI verlo en ANEXO A.

Irradiancia extraterrestre diaria sobre plano horizontal.

$$H_{oh} = H_{cs} \cdot F_n \cdot (\cos\delta \cdot \cos\phi \cdot \text{sen}\omega_s + \text{sen}\delta \cdot \sin\phi)$$

Donde $H_{cs} = 24 \cdot I_{cs} \approx 37,6 \frac{MJ}{m^2} = 10,4 \frac{KWh}{m^2}$

Calculo para el día n=162:

$$H_{oh} = 10.4 \left[\frac{KWh}{m^2} \right] \cdot 0,9690335 \cdot (\cos(0,4029) \cdot \cos(-0,5521) \cdot \sin(1,3051) + 1,3051 \cdot \sin(0,4029) \cdot \sin(-0,5521))$$

$$H_{oh} = 4,91144 \left[\frac{KWh}{m^2} \right]$$

Índice de claridad.

$$K_t = \frac{H_h \rightarrow \text{medido en la superficie terrestre}}{H_{oh} \rightarrow \text{calculada. Extraterrestre}}$$

$$K_t = \frac{2,67 \left[\frac{KWh}{m^2} \right]}{4,91144 \left[\frac{KWh}{m^2} \right]}$$

$$K_t = 0,5436$$

Fracción difusa diaria.

$$\bar{F}_d = \begin{cases} 1.391 - 3.560 \bar{K}_t + 4.189 \bar{K}_t^2 - 2.137 \bar{K}_t^3 & (\omega_s \leq 81.4^\circ) \\ 1.311 - 3.022 \bar{K}_t + 3.427 \bar{K}_t^2 - 1.821 \bar{K}_t^3 & (\omega_s > 81.4^\circ). \end{cases}$$

Para el mes de Junio, n=162, corresponde $\omega_s \leq 81,4^\circ$. Entonces:

$$F_d = 1,391 - 3,560 \cdot K_t + 4,189 \cdot K_t^2 + 2,137 \cdot K_t^3$$

$$F_d = 1,391 - 3,560 \cdot (0,5436) + 4,189 \cdot (0,5436)^2 - 2,137 \cdot (0,5436)^3$$

$$F_d = 0,3503$$

Irradiación difusa diaria sobre plano horizontal.

$$F_d = \frac{H_{dh}}{H_h}$$

$$H_{dh} = H_h \cdot F_d$$

$$H_{dh} = 2,67 \left[\frac{KWh}{m^2} \right] \cdot 0,3503$$

$$H_{dh} = 0,9354 \left[\frac{KWh}{m^2} \right]$$

Irradiación directa diaria sobre plano horizontal.

$$H_h = H_{bh} + H_{dh}$$

$$H_{bh} = H_h - H_{dh}$$

$$H_{bh} = 2,67 \left[\frac{KWh}{m^2} \right] - 0,9354 \left[\frac{KWh}{m^2} \right]$$

$$H_{bh} = 1,7345 \left[\frac{KWh}{m^2} \right]$$

Razón directa diaria.

$$R_b = \frac{\omega_s \cdot \sin(\beta - |\phi|) \cdot \sin \delta + \cos(\beta - |\phi|) \cdot \cos \delta \cdot \sin \omega_s}{\omega_s \cdot \sin \delta \cdot \sin \phi + \cos \phi \cdot \cos \delta \cdot \sin \omega_s}$$

El ángulo de inclinación " β " que se adoptó fue de 50° . Mas adelante se justificará el motivo de su elección, ya que, para demostrarlo, restan calcular algunas variables.

Siguiendo con el mes de junio y $n=162$, tenemos:

R_b

$$= \frac{1,3051 \cdot \sin(0,8726 - 0,5521) \cdot \sin(0,4029) + \cos(0,8726 - 0,5521) \cdot \cos(0,4029) \cdot \sin(1,3051)}{1,3051 \cdot \sin(0,4029) \cdot \sin(-0,5521) + \cos(-0,5521) \cdot \cos(0,4029) \cdot \sin(1,3051)}$$

$$R_b = \frac{1,004}{0,4873} = 2,059$$

Radiación solar incidente sobre plano inclinado.

$$H_i = H_{bi} + H_{di}$$

Componente directa de la radiación.

$$R_b = \frac{H_{bi}}{H_{bh}}$$

$$H_{bi} = H_{bh} \cdot R_b$$

$$H_{bi} = 1,7345 \left[\frac{KWh}{m^2} \right] \cdot 2,059$$

$$H_{bi} = 3,573 \left[\frac{KWh}{m^2} \right]$$

Componente difusa.

$$H_{di,c} + H_{di,cs} = R_b \cdot T_b \cdot H_{dh} + (1 - T_b) \cdot H_{dh} \cdot \left(\frac{1 + \cos\beta}{2} \right)$$

Donde T_b es el Índice de anisotropía diario.

$$T_b = (1 - F_d) \cdot K_t$$

$$T_b = (1 - 0,3503) \cdot 0,5436$$

$$T_b = 0,3531$$

$$H_{di,c} + H_{di,cs} = 2,059 \cdot 0,3531 \cdot 0,9354 \left[\frac{KWh}{m^2} \right] + (1 - 0,3531) \cdot 0,9354 \left[\frac{KWh}{m^2} \right] \cdot \left(\frac{1 + \cos 0,8726}{2} \right)$$

$$0,68 + 0,497 =$$

$$H_{di,c} + H_{di,cs} = 1,177 \left[\frac{KWh}{m^2} \right]$$

Radiación difusa reflejada.

$$H_{d\beta,r} = H_h \cdot \rho_g \cdot \left(\frac{1 - \cos\beta}{2} \right)$$

Donde ρ_g es la reflectividad típica. Se adopta 0,4

$$H_{d\beta,r} = 2,67 \left[\frac{KWh}{m^2} \right] \cdot 0,4 \cdot \left(\frac{1 - \cos 0,8726}{2} \right)$$

$$H_{d\beta,r} = 0,19 \left[\frac{KWh}{m^2} \right]$$

La sumatoria de las componentes difusas es:

$$H_{di} = H_{di,c} + H_{di,cs} + H_{d\beta,r} = 1,177 \left[\frac{KWh}{m^2} \right] + 0,19 \left[\frac{KWh}{m^2} \right]$$

$$H_{di} = 1,368 \left[\frac{KWh}{m^2} \right]$$

Finalmente, la radiación solar sobre plano inclinado es:

$$H_i = 3,573 \left[\frac{KWh}{m^2} \right] + 1,368 \left[\frac{KWh}{m^2} \right]$$

$$H_i = 4,941 \left[\frac{KWh}{m^2} \right]$$

Con ayuda de una tabla en Excel se calcularon todas las variables para cada mes del año. La misma se muestra a continuación.

Mes	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
n	17	16	16	15	15	11	17	16	15	15	14	10
n (acumulado)	17	47	75	105	135	162	198	228	258	288	318	344
δ_0	0,4093	0,4093	0,4093	0,4093	0,4093	0,4093	0,4093	0,4093	0,4093	0,4093	0,4093	0,4093
δ	-0,3651	-0,2261	-0,0422	0,1643	0,3280	0,4029	0,3697	0,2348	0,0387	-0,1675	-0,3301	-0,4023
\emptyset (rad)	-0,5521	-0,5521	-0,5521	-0,5521	-0,5521	-0,5521	-0,5521	-0,5521	-0,5521	-0,5521	-0,5521	-0,5521
ω_s (rad)	1,8085	1,7130	1,5968	1,4685	1,3596	1,3051	1,3297	1,4229	1,5469	1,6752	1,7835	1,8360
ω_s (grados)	103,6	98,1	91,5	84,1	77,9	74,8	76,2	81,5	88,6	96,0	102,2	105,2
F_n	1,032	1,023	1,009	0,992	0,977	0,969	0,968	0,977	0,991	1,008	1,023	1,031
H_{cp} [KWh/m ²]	10,4	10,4	10,4	10,4	10,4	10,4	10,4	10,4	10,4	10,4	10,4	10,4
H_{oh} [KWh/m ²]	11,93	10,88	9,30	7,32	5,68	4,91	5,22	6,55	8,44	10,29	11,60	12,15
H_h [KWh/m ²]	7,18	6,03	5,29	3,68	2,73	2,67	2,72	3,8	4,85	5,47	7,15	7,07
K_t	0,602	0,554	0,569	0,503	0,481	0,544	0,521	0,580	0,574	0,532	0,616	0,582
F_d	0,336	0,379	0,365	0,427	0,410	0,350	0,371	0,356	0,361	0,399	0,324	0,354
H_{dn} [KWh/m ²]	2,415	2,284	1,933	1,570	1,119	0,935	1,010	1,353	1,750	2,185	2,315	2,503
H_{bh} [KWh/m ²]	4,765	3,746	3,357	2,110	1,611	1,735	1,710	2,447	3,100	3,285	4,835	4,567
β (rad)	0,8727	0,8727	0,8727	0,8727	0,8727	0,8727	0,8727	0,8727	0,8727	0,8727	0,8727	0,8727
ρ_g	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
$\cos\theta$	0,658	0,795	0,927	1,007	1,017	1,004	1,011	1,017	0,967	0,843	0,695	0,616
$\cos\theta_s$	1,112	1,023	0,886	0,710	0,558	0,487	0,519	0,645	0,819	0,981	1,090	1,133
T_b	0,400	0,344	0,361	0,288	0,284	0,353	0,327	0,373	0,367	0,319	0,417	0,376
R_b	0,592	0,777	1,046	1,419	1,820	2,059	1,948	1,576	1,180	0,859	0,638	0,544
H_{di} [KWh/m ²]	2,276	2,272	2,123	1,823	1,432	1,368	1,397	1,764	2,014	2,211	2,235	2,300
H_{bi} [KWh/m ²]	2,821	2,910	3,512	2,995	2,932	3,572	3,330	3,857	3,660	2,821	3,083	2,484
H_i [KWh/m ²]	5,097	5,182	5,635	4,818	4,364	4,941	4,727	5,621	5,674	5,032	5,319	4,784

Tabla 3.2: Resumen de resultados de radiación solar aplicados a la provincia de Santa Fe.

3.6. Elección del ángulo de inclinación β .

El valor de este factor será un condicionante para la energía captada en cada época del año. Es decir, con la inclinación se pueden controlar los meses para optimizar la captación de energía, según las necesidades, adoptando una solución de compromiso.

En este proyecto, se buscará captar la mayor energía en los meses de invierno, porque es donde se darán las temperaturas más bajas y los mayores consumos de agua caliente. Además, los días son significativamente más cortos.

Se puede decir que, la orientación óptima de la superficie de captación es cuando los rayos del sol inciden perpendicularmente en ella. Como la tierra está en continuo movimiento (rotación y traslación), y la superficie en estudio estará fija, no se llega a dicha perpendicularidad en todo momento. Por lo tanto, el criterio será tender a la perpendicularidad en los momentos más críticos (el invierno).

El estudio se basa, dando por sentado que la superficie estará orientada hacia el norte, por lo tanto, se tiene $\gamma = 0$ (figura 3.5). Esta orientación está pensada para el movimiento de rotación, ya que, una superficie orientada hacia el norte maximizará la captación en el medio día solar, momento del día en el cual la potencia disponible es mayor.

Una vez logrado esto, solo queda un grado de libertad por definir, la inclinación β . La elección de β se hará teniendo en cuenta el movimiento de traslación de la tierra. Se hará uso del "ángulo cenital, θ_z " (figura 3.11), que es el formado por la dirección Tierra-Sol y la vertical local del observador. A continuación, se ilustrará la posición aparente del Sol en dos momentos típicos del año, los solsticios de verano e invierno.

Donde:

$$\theta_{z,v} = 8^{\circ}33'$$

$$\theta_{z,i} = 54^{\circ}43'$$

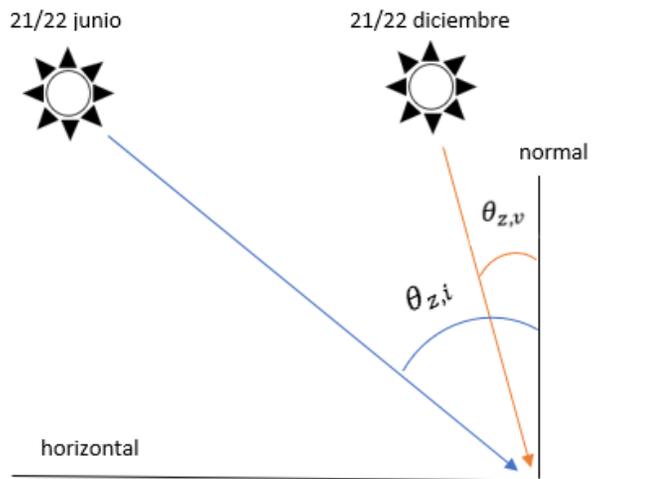


Figura 3.11: Posiciones aparentes del sol en los solsticios.

Esta figura ilustra la posición de un observador en Santa Fe Capital, y la posición aparente del sol, en el medio día, de dos días típicos del año, los dos solsticios anuales.

La relación entre el ángulo cenital θ_z y la inclinación β , es la siguiente:

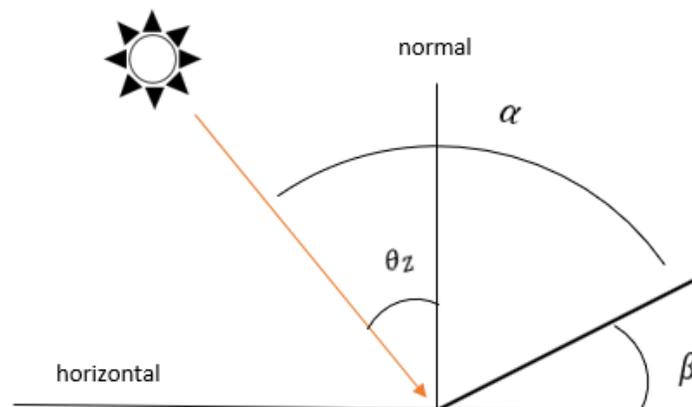


Figura 3.12: relaciones entre ángulos de incidencia.

De donde se deduce:

$$\alpha + \beta = 90^\circ + \theta_z$$

Como la condición impuesta para maximizar la captación de energía es que la superficie de captación esté perpendicular a los rayos del sol, es decir $\alpha = 90^\circ$, la ecuación anterior se reduce a:

$$\beta = \theta_z$$

Entonces, se deduce que, para que la captación sea máxima en invierno, la inclinación debe ser:

$$\beta \approx 54^\circ$$

Por el contrario, si se desea maximizar la captación en verano, la inclinación debe ser $\beta \approx 7^\circ$.

Para tener una mirada más global, se evaluaron diferentes inclinaciones, obteniendo para cada una de ellas, la energía captada en cada mes del año. Luego, fueron superpuestas en una gráfica de líneas. Se evalúa β vs H_i :

Santa Fe, $\phi = 31^\circ 38'$								
Mes	$H_i(\beta = 0^\circ)$	$H_i(\beta = 15^\circ)$	$H_i(\beta = 30^\circ)$	$H_i(\beta = 40^\circ)$	$H_i(\beta = 50^\circ)$	$H_i(\beta = 55^\circ)$	$H_i(\beta = 60^\circ)$	$H_i(\beta = 75^\circ)$
Enero	6,8	6,552	6,004	5,490	4,874	4,534	4,176	3,020
Febrero	6	6,066	5,851	5,559	5,157	4,919	4,658	3,760
Marzo	5,1	5,502	5,642	5,585	5,409	5,278	5,119	4,491
Abril	3,8	4,427	4,841	4,985	5,016	4,989	4,935	4,607
Mayo	3	3,836	4,475	4,771	4,951	4,996	5,010	4,868
Junio	2,4	3,168	3,776	4,071	4,268	4,327	4,360	4,296
Julio	2,7	3,526	4,172	4,481	4,680	4,736	4,763	4,668
Agosto	3,4	4,090	4,580	4,779	4,869	4,871	4,846	4,602
Septiembre	4,5	4,994	5,251	5,281	5,196	5,112	5,000	4,508
Octubre	5,6	5,775	5,682	5,473	5,154	4,956	4,735	3,946
Noviembre	6,2	6,052	5,632	5,215	4,703	4,416	4,111	3,112
Diciembre	6,8	6,471	5,849	5,293	4,642	4,287	3,917	2,737
Prom. anual	4,627	4,969	5,076	5,012	4,843	4,720	4,572	3,996

Tabla 3.3: β vs H_i para la provincia de Santa Fe.

Finalmente, el ángulo que maximiza la captación en el mes de Junio es: $\beta = 60^\circ$.

Se observa que la energía captada en los meses de invierno aumenta directamente proporcional al aumento de β , hasta llegar a su máximo en $\beta = 60^\circ$. Por encima de este valor de inclinación, la energía captada disminuye.

Con respecto a los meses de verano, cualquier inclinación de β por encima de 8° desfavorece la captación.

El promedio anual, se maximiza para la inclinación $\beta = 30^\circ$.

Diferentes bibliografías mencionan una regla práctica para a la inclinación. Refiere lo siguiente, para superficies orientadas al Ecuador:

- ✓ $\beta \approx |\phi|$. si se desea aumentar la captación media anual.
- ✓ $\beta \approx |\phi| + 15^\circ$ favorece la captación en invierno.
- ✓ $\beta \approx |\phi| - 15^\circ$ favorece la captación en verano.

Se observa que, para el caso en estudio, se cumplen estas hipótesis.

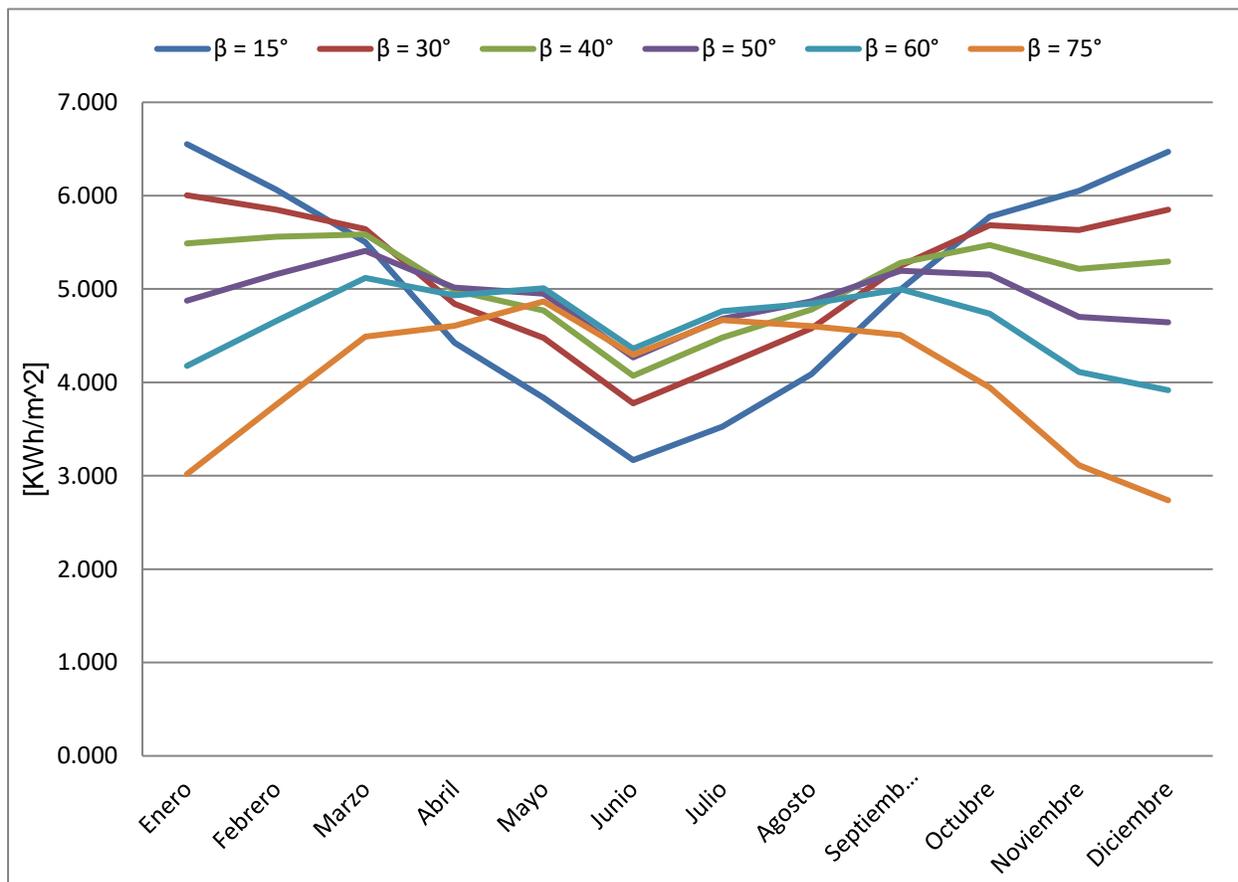


Figura 3.13: β vs H_i

Conclusión: se eligió la inclinación $\beta = 50^\circ$ por estar muy cerca en el mes de junio del valor máximo, y por ser una de las curvas más “planas”. Su promedio anual de captación también está muy cercano al máximo.

3.7. Balance térmico y eficiencia del colector.

El balance térmico de un colector en régimen estacionario se puede expresar como

$$S \cdot A_c = Q_u + Q_p \quad (3.38)$$

Donde:

- ✓ S es la potencia por unidad de área $\left[\frac{W}{m^2}\right]$ absorbida por el colector.
- ✓ A_c es el area de captación $[m^2]$
- ✓ Q_u es la potencia útil $[W]$ transferido al fluido de trabajo.
- ✓ Q_p representa la potencia $[W]$ asociada a las perdidas térmicas al ambiente.

El objetivo es obtener los valores de Q_u para todos los meses del año.

Además:

$$\eta_{opt} = \frac{S}{G_i} \quad (3.39)$$

Donde:

- ✓ η_{opt} es la eficiencia óptica del colector.
- ✓ G_i es la irradiancia solar global $\left[\frac{W}{m^2}\right]$ sobre el plano del colector.

La eficiencia óptica del colector se puede calcular de la siguiente manera

$$\eta_{opt} = \frac{\tau\alpha}{1 - (1 - \alpha) \cdot \rho} \quad (3.40)$$

$$\eta_{opt} = \frac{0,89 \cdot 0,93}{1 - (1 - 0,93) \cdot 0,07}$$

$$\eta_{opt} = 0,83$$

Estructura del tubo colector	Estructura doble camara de vidrio coaxial
Material	Borosilicato 3.3
Tubo exterior diametro y espesor	diámetro 58 mm / espesor 1,6 mm
Tubo interior diametro y espesor	diámetro 47 mm / espesor 1,6 mm
Longitud del tubo colector	1800 mm
Recubrimiento Absorbente	Cu / SS -AIN Tri capa
Coefficiente de Absorcion α	Mayor a 93%
Emitancia ϵ	Menor a 6.5 % a 80 °C
Grado de vacio	Presion menor a 5.0 x 10 E-3 Pa
Transmitancia tubo interior T	Mayor a 0,89
Promedio de perdidas de temperatura	Menor a 0,65 W / m² x °C
Resistencia al granizo	Menor a 30 mm de diametro
Presion maxima admisible	0,6 Mpa

Tabla 3.4: Especificaciones técnicas de los tubos captadores de energía.

Las pérdidas de potencia térmica hacia el medio ambiente vienen dadas por la siguiente ecuación:

$$Q_p = U_L \cdot A_c \cdot \Delta T = U_L \cdot A_c \cdot (T_c - T_a) \quad (3.41)$$

Donde:

- ✓ U_L coeficiente global de transferencia de calor $\left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$
- ✓ A_c es el area de captación [m^2]
- ✓ T_c temperatura media en la placa colectora [$^\circ C$]
- ✓ T_a temperatura del ambiente exterior [$^\circ C$]

$$Q_p = 0,65 \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right] \cdot 5,315 [m^2] \cdot (60^\circ C - 15^\circ C)$$

$$Q_p = 155,5 [W]$$

En el inciso anterior, el cálculo se basó en obtener la radiación solar en el plano inclinado del colector, denominada con la letra “H”. Esta es la **energía solar recibida** por unidad de área.

Para obtener la **potencia**, es decir la Irradiancia solar, denominada con la letra “G”, se hará uso de dos valores: duración del día solar, y la heliofania efectiva. La heliofania es el tiempo durante el día, donde se recibió radiación directa del sol.

La radiación solar difusa (H_{di}), se obtiene durante todo el día solar (T_s), y la radiación solar directa, es recibida durante la heliofania. Entonces se obtiene:

$$G_{bi} = \frac{H_{bi}}{\text{heliofanía}} = \frac{3,572 \left[\frac{KWh}{m^2} \right]}{4[h]} = 893.1 \left[\frac{W}{m^2} \right]$$

$$G_{di} = \frac{H_{di}}{T_s} = \frac{1,368 \left[\frac{KWh}{m^2} \right]}{9,97[h]} = 137.2 \left[\frac{W}{m^2} \right]$$

Por lo tanto, la potencia por unidad de área absorbida por el colector será:

$$S = \eta_{opt} \cdot G_i$$

Componente difusa:

$$S_d = \eta_{opt} \cdot G_{di}$$

$$S_d = 0,83 \cdot 137.2 \left[\frac{W}{m^2} \right]$$

$$S_d = 113.9 \left[\frac{W}{m^2} \right]$$

Componente directa:

$$S_b = \eta_{opt} \cdot G_{bi}$$

$$S_b = 0,83 \cdot 893,1 \left[\frac{W}{m^2} \right]$$

$$S_b = 741,2 \left[\frac{W}{m^2} \right]$$

El cálculo será como hasta el momento, separando las componentes difusas de las directas.

Por lo tanto, el área de captación A_c también será diferente para ambas componentes.

El tubo, podrá captar la radiación difusa en todo su largo y los 360° de diámetro. No siendo así para la radiación directa, ya que, estará limitado a la incidencia de los rayos en forma directa. Esta solo se puede dar en una superficie de todo su largo y un ángulo de 180°. Es decir, la mitad de su área posible de captación.

Área de captación, de radiación difusa:

$$A_{dc} = \pi \cdot D \cdot L \cdot n$$

$$A_{dc} = \pi \cdot 0,047[m] \cdot 1,8 \cdot 20$$

$$A_{dc} = 5,315[m^2]$$

Área de captación, de radiación directa:

$$A_{bc} = \frac{A_{dc}}{2} = 2,657[m^2]$$

Las pérdidas de potencia térmica hacia el medio ambiente, de los tubos captadores de energía, vienen dadas por la siguiente ecuación:

$$Q_p = U_L \cdot A_C \cdot \Delta T = U_L \cdot A_C \cdot (T_C - T_a) \quad (3.42)$$

Donde:

- ✓ U_L coeficiente global de transferencia de calor de los tubos captadores $\left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$
- ✓ A_c es el area de captación [m^2]
- ✓ T_c temperatura media en la superficie colectora [$^\circ C$]
- ✓ T_a temperatura del ambiente exterior [$^\circ C$]

Dada su dependencia directa con el ΔT , que variará en todo momento, se adoptará la siguiente suposición: la T_a vendrá dada por la temperatura media histórica de cada mes. La T_c se tomará constante de $70^\circ C$ para los meses, excepto en invierno, aquí se considerará 10 grados menos, es decir $60^\circ C$.

Ejemplo para el mes de Junio:

$$Q_p = 0,65 \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right] \cdot 5,315 [m^2] \cdot (60^\circ C - 12,7^\circ C)$$

$$Q_p = 163,4 [W]$$

Ejemplo para Enero:

$$Q_p = 0,65 \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right] \cdot 5,315 [m^2] \cdot (70^\circ C - 26,3^\circ C)$$

$$Q_p = 150,9 [W]$$

Finalmente, despejando Q_u de la ecuación (3.38), tenemos:

$$Q_u = S \cdot A_c - Q_p$$

Hasta el momento se trabajó la energía/potencia solar, separando las componentes difusa y directa, de igual manera las áreas de captación. No siendo posible la distinción con la potencia perdida al ambiente.

Por lo tanto, la ecuación de calor útil queda de la siguiente manera:

$$Q_u = (S_b \cdot A_{bc} + S_d \cdot A_{dc}) - Q_p$$

Pero, para seguir manteniendo la discriminación, se restarán la mitad de las pérdidas a cada componente. Matemáticamente el número final es el mismo, y la separación será útil más adelante.

Componente directa para Junio:

$$Q_{bu} = S_b \cdot A_{bc} - \frac{Q_p}{2}$$

$$Q_{bu} = 741.2 \left[\frac{W}{m^2} \right] \cdot 2,657[m^2] - 81,7[W]$$

$$Q_{bu} = 1888.4[W]$$

Componente difusa para Junio:

$$Q_{du} = S_d \cdot A_{dc} - \frac{Q_p}{2}$$

$$Q_{du} = 113.9 \left[\frac{W}{m^2} \right] \cdot 5,315[m^2] - 81,7[W]$$

$$Q_{du} = 523.7[W]$$

Finalmente, la potencia útil es la suma de ambas componentes:

$$Q_u = Q_{bu} + Q_{du}$$

$$Q_u = 1888.4[W] + 523.7[W]$$

$$Q_u = 2412.1[W]$$

Con ayuda de una tabla en Excel se calcularon todas las variables para cada mes del año, a continuación, se muestran los resultados.

Mes	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
Heliofanía [h]	8	7	6	6	5	4	5	6	6	7	8	7
$T_s [h]$	13,82	13,09	12,20	11,22	10,39	9,97	10,16	10,87	11,82	12,80	13,62	14,03
$G_{dt} [W/m^2]$	164,71	173,60	174,02	162,51	137,85	137,22	137,49	162,28	170,45	172,78	164,08	163,97
$G_{bt} [W/m^2]$	352,63	415,74	585,33	499,08	586,36	893,10	666,01	642,88	609,93	402,97	385,39	354,83
$A_{dc} [m^2]$	5,32	5,32	5,32	5,32	5,32	5,32	5,32	5,32	5,32	5,32	5,32	5,32
$A_{bc} [m^2]$	2,66	2,66	2,66	2,66	2,66	2,66	2,66	2,66	2,66	2,66	2,66	2,66
$\eta_{opt} [\%]$	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83
$S_d [W/m^2]$	136,71	144,08	144,44	134,88	114,42	113,89	114,12	134,69	141,47	143,40	136,18	136,09
$S_b [W/m^2]$	292,68	345,06	485,82	414,24	486,68	741,28	552,79	533,59	506,24	334,47	319,88	294,51
$T_a [^{\circ}C]$	26,3	25	22,8	19	15,8	12,7	12,2	13,8	16,4	19,7	22,6	25,1
$Q_p [W]$	151,0	155,5	163,1	176,2	152,7	163,4	165,2	159,6	185,2	173,8	163,8	155,1
$Q_{du} [W]$	651,2	688,2	686,2	628,9	531,8	523,7	524,0	636,2	659,4	675,4	642,0	645,8
$Q_{bu} [W]$	702,4	839,4	1209,7	1012,9	1217,1	1888,4	1386,6	1338,4	1252,9	802,0	768,3	705,2
$Q_u [W]$	1353,6	1527,5	1895,9	1641,7	1749,0	2412,1	1910,6	1974,5	1912,3	1477,4	1410,3	1351,0

Tabla 3.5: Resumen de resultados del balance térmico y eficiencia térmica del colector solar en la provincia de Santa Fe.

Capítulo 4: Diseño del equipo.

4.1. Partes del equipo.

El equipo a diseñar tiene 2 elementos fundamentales, la superficie de captación de energía solar térmica y un recipiente de acumulación de agua caliente. La superficie de captación será con tubos al vacío y el recipiente estará compuesto por un cuerpo cilíndrico y dos tapas o casquetes, rodeados de un aislante térmico.

En un principio, se pensó integrar el cilindro con los tubos captadores de energía, es decir, que los tubos vayan insertos en el cilindro (figura 4.1). Para ello, es necesario que el recipiente se encuentre con una disposición horizontal y 20 orificios longitudinales. A su vez, estos orificios deben tener un alojamiento para el o'ring que asegure la estanqueidad. Este modelo tiene cierta complejidad, a la hora de generar el alojamiento para junta tórica en una superficie cilíndrica, porque cada alojamiento debe centrarse de manera que, en el conjunto armado, los ejes de simetría de los tubos

captadores de energía se encuentren coplanares, y a su vez, todos estos ejes de simetría deben ser perpendiculares al eje de simetría del cilindro.

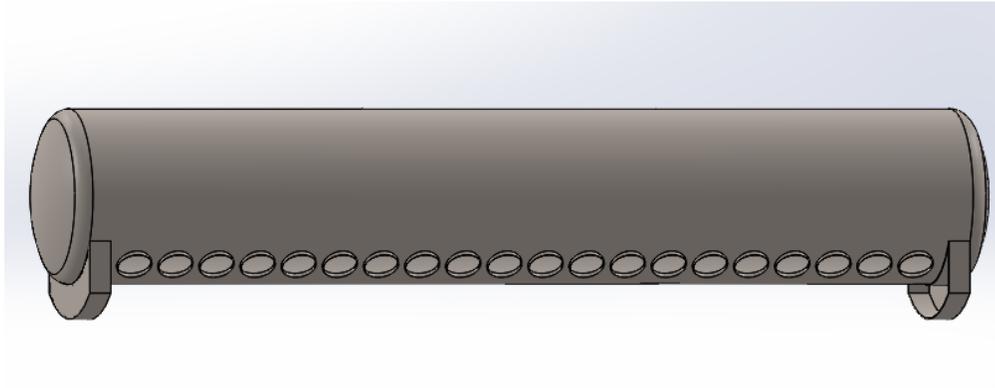


Figura 4.1: Recipiente interior, primera propuesta.

Como alternativa, se planteó separar el tanque de acumulación de agua caliente y un dispositivo captador, donde se inserten los tubos de vacío. Este es el modelo que se diseñó finalmente y se detalla a continuación (figura 4.2).

a- Tanque de almacenamiento: Recipiente cilíndrico, de acero inoxidable, dispuesto horizontalmente apoyado sobre silletas. Su función es almacenar agua caliente, cediendo la menor cantidad posible de calor al medio ambiente.

b- Casquetes: Son los fondos o cerramientos del tanque cilíndrico. Se debe tener especial cuidado para diseñar su geometría y seleccionar su espesor, porque suele ser un elemento con solicitaciones críticas.

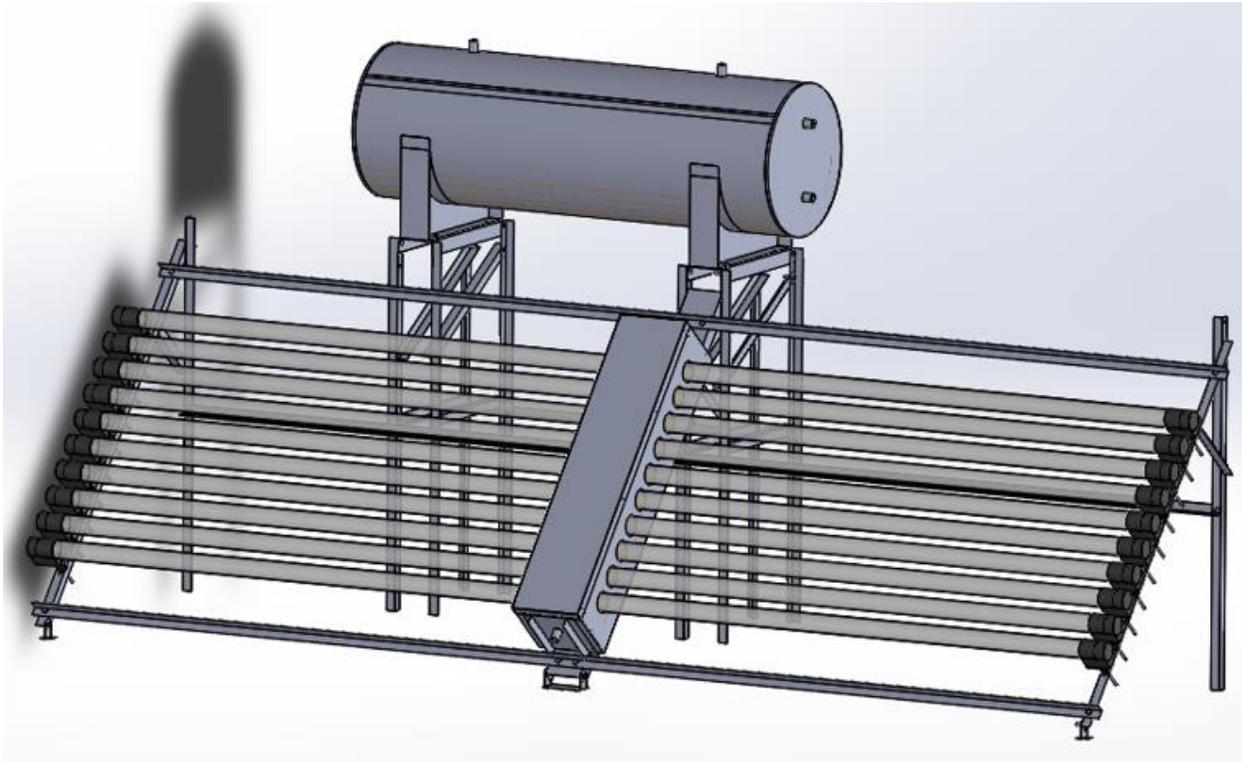


Figura 4.2: Segunda propuesta. Termotanque y superficie de captación separados.

c- Colector: Recipiente donde irán insertos los tubos, se diseñó de sección cuadrada, de esta manera, el alojamiento para la junta tórica será en una superficie plana lo que facilita su ejecución. Se fabricará de acero inoxidable y estará rodeado por poliuretano rígido, encargado de aislarlo térmicamente.

d- Aislante térmico: Rodeará el tanque de almacenamiento y el colector. Para evitar un puente térmico entre estos dos recipientes y el medio ambiente, se pensó la posibilidad del apoyo directo sobre el aislante. Para que esto sea realizable, el aislante debe tener la capacidad mecánica de soportar el peso del recipiente lleno de agua, que dependiendo la superficie de apoyo se traducirá en una presión. El capítulo 5 estará dedicado al aislante térmico, donde se verificará esta condición.

e- Tubos captadores de energía: Se trata de dos tubos de vidrio de Borosilicato concéntricos, en su espacio intermedio hay vacío. El tubo interior tiene una superficie selectiva con el objetivo de maximizar la absorción de calor de los rayos solares.

El vacío entre los tubos de vidrio concéntricos cumple la función de minimizar las pérdidas de temperatura del agua que estará contenida en ellos. Esto se debe a que, existen tres formas posibles de transferencia de calor: conducción, convección y radiación. Para conducción y convección se necesita “un medio físico” para la transferencia, por lo tanto, en el vacío no se involucran.

La radiación es la única forma de transferencia que no necesita un medio, sin embargo, el gradiente de temperatura que impulse la transferencia debe ser muy grande para que la pérdida por este medio sea significativa. Como el gradiente entre el agua caliente y el medio exterior no será muy elevado, $\Delta T \approx 70^{\circ}\text{C}$ máximo, la transferencia será mínima.

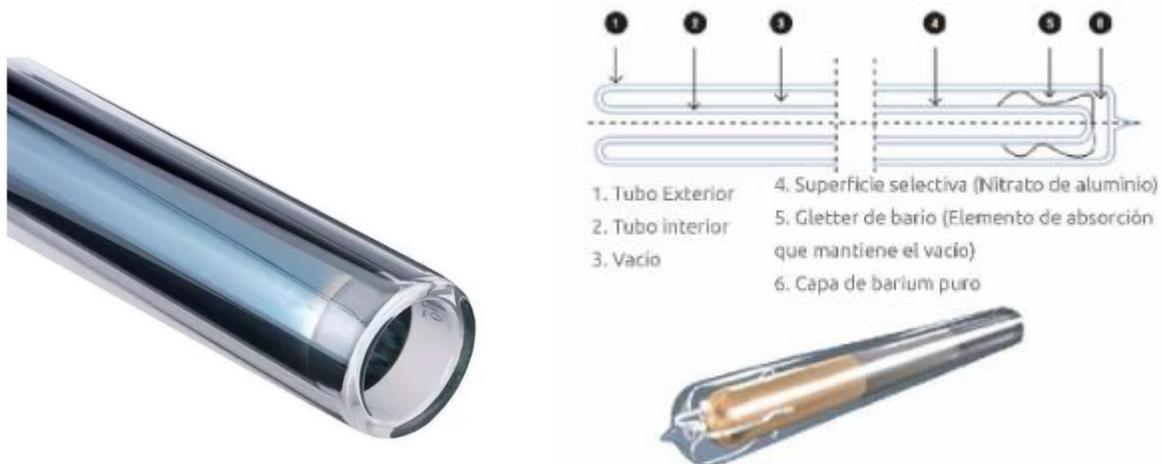


Figura 4.3: Tubo captador de energía solar.

f- O´ring: Cada tubo captador irá inserto en el colector en un orificio cilíndrico. El sello hidráulico, garantizando la estanqueidad del agua se logra con esta junta.

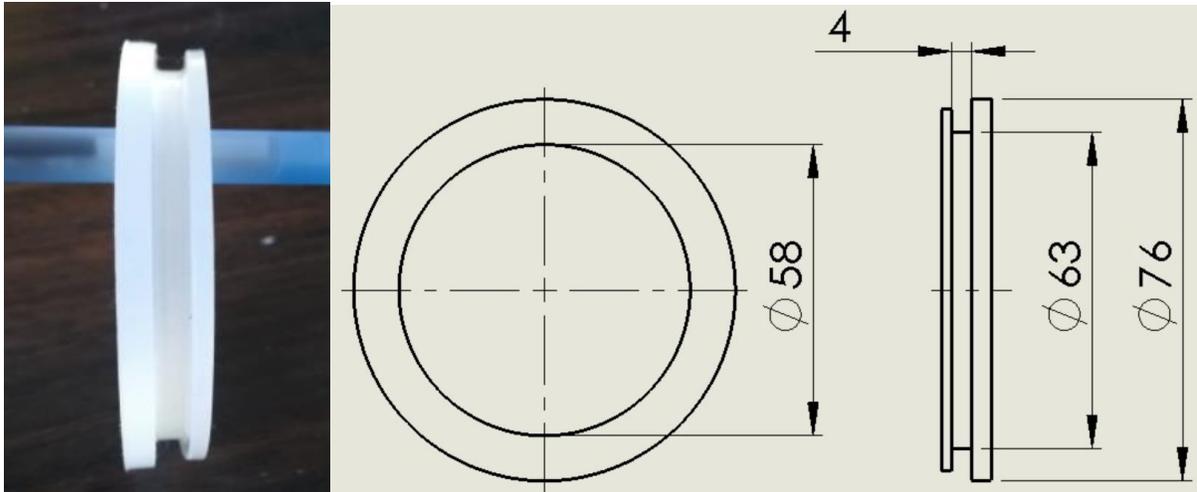


Figura 4.4. O´ring.

g- Cobertor exterior: Chapa delgada de acero inoxidable que cubrirá el aislante térmico. Su función es proporcionar una barrera mecánica, entre el aislante y medio ambiente.

f- Estructura de soporte: Reticulado formado con perfiles de chapa galvanizada. Su función es sostener todos los elementos y dar la orientación necesaria.

4.2. Dimensiones de los recipientes.

El volumen total definido es de: $200 \text{ litros} = 0,2[m]^3$. El mismo estará dado por la suma de 3 volúmenes: el tanque de acumulación, el colector y 20 tubos captadores de energía.

Volumen tubos captadores de energía:

$$V_{tubos} = area . largo . 20tubos$$

$$V_{tubos} = \left(\frac{\pi . 0,047^2 [m]^2}{4} \right) . 1,8[m] . 20$$

$$V_{tubos} = \mathbf{0,0624[m]^3}$$

Volumen colector:

$$V_{colector} = area . largo$$

$$V_{colector} = (a . b) . L$$

$$V_{colector} = 0,1[m] . 0,1[m] . 0,937[m]$$

$$V_{colector} = \mathbf{0,00937[m]^3}$$

Volumen tanque cilíndrico:

$$V_{tanque} = V_{TOTAL} - [V_{tubos} + V_{colector}]$$

$$V_{tanque} = 0,2[m]^3 - [0,0624[m]^3 + 0,0094[m]^3]$$

$$V_{tanque} = \mathbf{0,128[m]^3}$$

Se propone una longitud del cilindro de $L=1,25[m]$, por lo tanto, el diámetro será de:

Se propone un diámetro del cilindro de: $d = 350[mm]$.

$$V_{tanque} = area . largo$$

$$largo = \frac{V_{tanque}}{area}$$

$$area = \frac{\pi . d^2}{4}$$

$$largo = \frac{0,128[m]^3}{\frac{\pi . 0,35^2 [m]^2}{4}}$$

$$largo = \mathbf{1,33[m]}$$

4.3. Presión interna.

La presión interna a la cual estarán sometidos los recipientes será debido a la presión estática del agua que contiene. Se debe a que está conectado directamente al tanque de alimentación. La longitud medida desde la superficie inferior del termotanque solar hasta el “pelo de agua” no debe superar los 2[m] (figura 4.5). Es decir, $H_1 = 2[m]$, este valor se adoptó como criterio de cálculo personal, debido a la observación de equipos ya instalados y a los resultados de los cálculos que se verán a continuación.

La máxima presión será debido al peso de la columna de agua, en el fondo del colector. La altura de esta columna es la suma de la longitud H_1 antes definida, más la distancia hasta llegar al suelo: $H_2 = H_1 + L$

Sabiendo que el colector mide 1065[mm] y estará inclinado a 50° respecto de la horizontal, la distancia L será entonces:

$$L = 1065[mm] \cdot \sin(50^\circ) = 815[mm]$$

Se adopta para los cálculos un $L = 1[m]$.

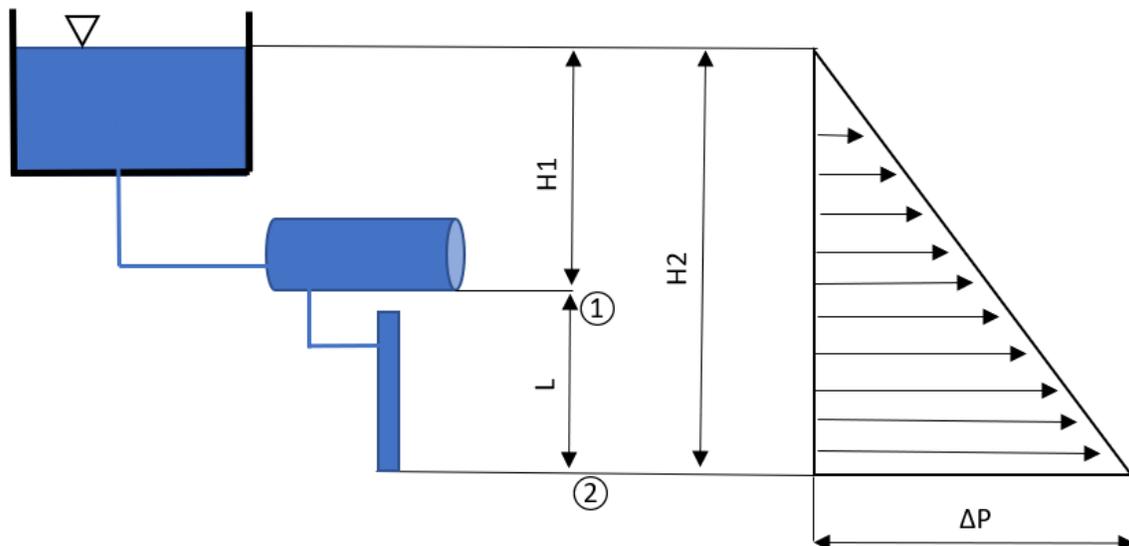


Figura 4.5: Columna de agua – presión estática.

Se discriminaron éstos 2 puntos porque con la presión obtenida en 1 se calculará el cilindro horizontal y los dos casquetes y con la presión del punto 2 se calculará el colector rectangular.

- ✓ Presión de operación en 1: $P_{1 \text{ operación}} = 2 \text{ [m. c. a]}$
- ✓ Presión de operación en 2: $P_{2 \text{ operación}} = 3 \text{ [m. c. a]}$

La presión de operación es la presión hidrostática del agua. Depende del peso específico del fluido y es directamente proporcional a la altura “h” (columna de agua).

$$\Delta P = P - P_o = \rho \cdot g \cdot h$$

En el punto 1:

$$P_{1 \text{ operación}} = 1000 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \cdot 9,81 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right] \cdot 2[\text{m}]$$

$$P_{1 \text{ operación}} = 19600 \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right] = 0,2 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right]$$

En el punto 2:

$$P_{2 \text{ operación}} = 1000 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \cdot 9,81 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right] \cdot 3[\text{m}]$$

$$P_{2 \text{ operación}} = 29430 \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right] = 0,3 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right]$$

La norma ASME aconseja diseñar el recipiente y sus componentes para una presión mayor a la de operación. Se satisface aumentando el 10% la presión de operación, a esta nueva presión, se llamará presión de diseño y será usada para los cálculos.

- ✓ Presión de diseño: $P_1 = P_{1 \text{ operación}} * 1,1 = 0,22 \text{ [kgf/cm}^2\text{]}$
- ✓ Presión de diseño: $P_2 = P_{2 \text{ operación}} * 1,1 = 0,33 \text{ [kgf/cm}^2\text{]}$

4.4. Casco cilíndrico.

La incógnita por calcular es el espesor de las paredes del recipiente cilíndrico. Para ello se hace uso de la norma ASME - Sección VIII – División 1.

En el casco será cilíndrico, las tensiones longitudinales son el doble que las circunferenciales, por esto, para el cálculo rige el esfuerzo en la costura longitudinal.

	FORMULAS	
	JUNTA CIRCUNFERENCIAL	JUNTA LONGITUDINAL
	$S_1 = \frac{PD}{4t}$	$S_2 = \frac{PD}{2t}$
<p>NOTACION</p> <p>D = Diámetro medio del recipiente, pulgadas P = Presión interna o externa, lb/pulg² S₁ = Esfuerzo longitudinal, lb/pulg² S₂ = Esfuerzo circunferencial (o de zuncho), lb/pulg² t = Espesor del casco, sin margen por corrosión, pulgadas</p>		

<p>A</p>	CASCO CILINDRICO (COSTURA LONGIT.) ¹	
	$t = \frac{PR}{SE - 0.6P}$	$P = \frac{SE t}{R + 0.6t}$
<ol style="list-style-type: none"> 1. Generalmente rige el esfuerzo en la costura longitudinal. Ver página anterior. 2. Cuando el espesor de pared exceda de la mitad del radio interior o P exceda de 0.385 SE, se aplicarán las fórmulas dadas en el Apéndice del Código, 1-2. 		

Figura 4.6: Esfuerzos en el casco cilíndrico, formulas.

Datos del recipiente:

- ✓ Presión: $P = 0,22 \text{ [kgf/cm}^2\text{]}$
- ✓ Material: acero inoxidable AISI 304L
- ✓ Radio: $R = 175 \text{ [mm]}$
- ✓ Esfuerzo máximo permitido: $S = 1321 \text{ [kg/cm}^2\text{]}$
- ✓ $E = 0,7$ coeficiente de soldadura: sin radiografiar.

$$t = \frac{P \cdot R}{S \cdot E - 0,6 \cdot P} = \frac{0,22 \text{ [kg/cm}^2\text{]} \cdot 17,5 \text{ [cm]}}{1321 \text{ [kg/cm}^2\text{]} \cdot 0,7 - 0,6 \cdot 0,22 \text{ [kgf/cm}^2\text{]}}$$

$$t = 0,00416 \text{ [mm]}$$

El espesor mínimo necesario es muy chico, lógicamente, porque la presión interna “P” también lo es.

El cilindro se fabricará a partir de una chapa rolada de espesor igual a 2[mm].

4.5. Fondos del recipiente.

Los cabezales o fondos son las tapas que cierran la carcasa. Normalmente son bombeados, existiendo una gran diversidad de tipos entre ellos, y como excepción existen los fondos cónicos y planos, de muy reducida utilización.

Todos estos fondos se realizan a partir de chapa, a la que mediante estampación se le da la forma deseada, salvo el caso de fondos cónicos y planos. En todos los fondos se realiza la transición de una figura bombeada a una cilíndrica, esta línea de transición, denominada justamente línea de tangencia, está sometida a grandes tensiones axiales que se traducen en fuertes tensiones locales, y éste es el punto más débil del recipiente, por esta razón no es aconsejable realizar la soldadura de unión

cabezal-cubierta a lo largo de esta línea. Para evitar esta coincidencia, los cabezales bombeados se construyen con una parte cilíndrica, denominada pestaña o faldilla, cuya altura mínima h varía según la Norma o Código de cálculo empleado.

Las características principales y usos de estas tapas son:

✓ Cabezal plano:

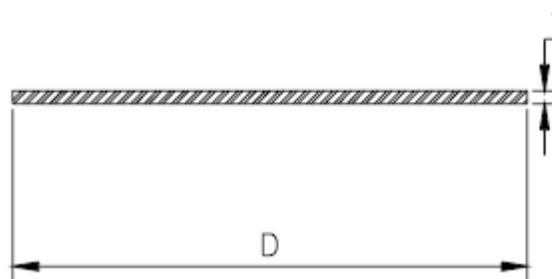


Figura 4.7: Cabezal plano – ilustración.

Se utilizan para “cerrar” recipientes sujetos a presión atmosférica generalmente, aunque en algunos casos se utilizan también para cerrar recipientes sujetos a presión. Su costo entre las tapas es el más bajo. Se utilizan también como fondos de tanques de almacenamiento de grandes dimensiones.

✓ Cabezal plano con ceja:

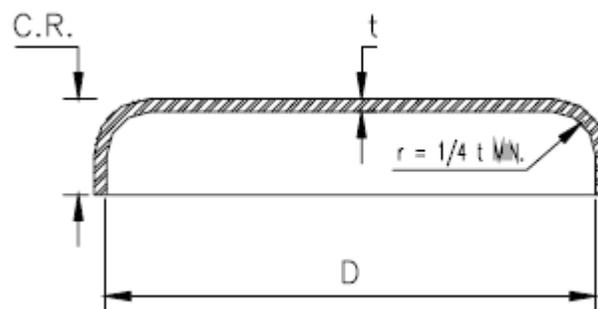


Figura 4.8: Cabezal plano con ceja – ilustración.

Al igual que las anteriores, se utilizan para presiones atmosféricas o muy bajas. En este caso el radio logra una mejor distribución de tensiones en la línea de tangencia.

✓ Cabezal cónico:

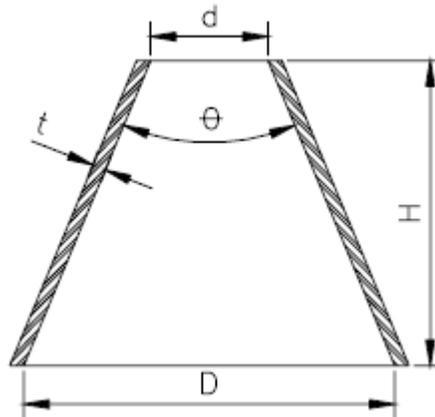


Figura 4.9: Cabezal cónico.

Se utilizan generalmente en fondos donde pudiese haber acumulación de sólidos y como transiciones en cambios de diámetro de recipientes cilíndricos. Su uso es muy común en torres fraccionadoras o de destilación, no hay límite en cuanto a dimensiones para su fabricación y su única limitación consiste en que el ángulo del vértice no deberá ser mayor de 60° . Las tapas cónicas con ángulo mayor de 60° en el vértice, deberán ser calculadas como tapas planas. Convendrá tener la precaución de reforzar las uniones cono-cilindro de acuerdo con el procedimiento.

✓ Cabezal toriesférico:

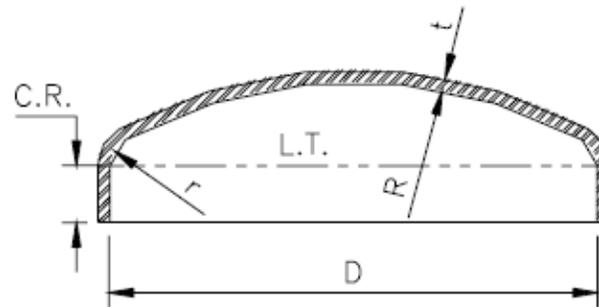


Figura 4.10: Cabezal toriesférico – ilustración.

Son los que mayor uso tienen en la industria debido a su bajo costo y a que soportan grandes presiones manométricas. Se pueden fabricar en diámetros desde 0,3 hasta 6 metros.

En su diseño posee dos radios. Donde se cumple lo siguiente:

1. El radio mayor "L", es siempre igual al diámetro interno del recipiente "D".
2. El radio menor "r":

$$ASME\ 10\% \rightarrow r = 0,1 * D$$

$$ASME\ 6\% \rightarrow r = 0,06 * D$$

✓ Cabezal semiolímpico 2:1.

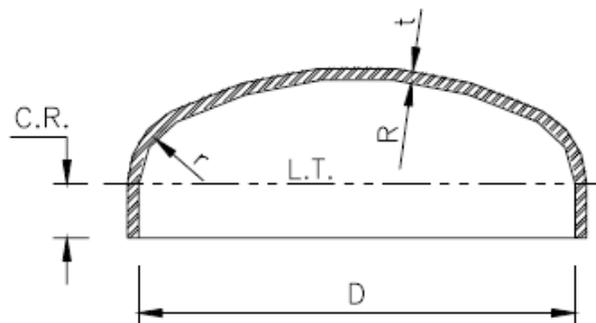


Figura 4.11: Cabezal semiolímpico 2:1 – ilustración.

Son empleados cuando el espesor del cabezal toriesférico calculado es relativamente alto, ya que los cabezales semielípticos soportan presiones mayores que los toriesféricos (bajo las mismas condiciones y dimensiones). Su silueta describe una elipse 2:1 (de ahí deriva su nombre).

✓ Cabezal semiesférico.

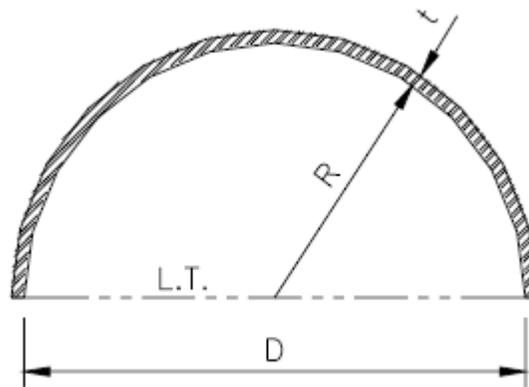


Figura 4.12: Cabezal semiesférico – ilustración.

Como el nombre lo indica, su silueta describe una media circunferencia perfecta. Usados generalmente para soportar presiones críticas, ya que poseen la mejor eficiencia de todos los cabezales. Su fabricación es la más costosa.

Se suelen usar en recipientes donde la presión de operación sea elevada y operativamente se necesite el menor material (menor peso), por ejemplo, en camiones que transportan combustibles. Estos fondos tienen cierta complejidad en su fabricación, sobre todo para diámetros grandes, siendo así, su costo es el más elevado.

4.5.1. Cabezal toriesférico.

Este cabezal se pensó por su bajo costo, facilidad de fabricación y como la presión de operación es baja, debería arrojar un espesor pequeño, acorde con el del casco cilíndrico.

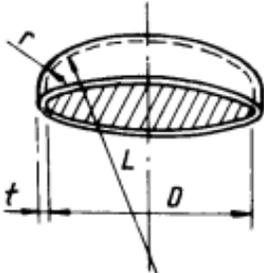
E		CABEZA ASME BRIDADA Y ALABEADA (CABEZA TORISFERICA)															
		Cuando $L/r = 16 \frac{2}{3}$															
		$t = \frac{0.885PL}{SE - 0.1P}$							$P = \frac{SEt}{0.885L + 0.1t}$								
		Cuando L/r menor de $16 \frac{2}{3}$															
		$t = \frac{PLM}{2SE - 0.2P}$							$P = \frac{2SEt}{LM + 0.2t}$								
		VALORES DEL FACTOR "M"															
L/r	1.00	1.25	1.50	1.75	2.00	2.25	2.50	2.75	3.00	3.25	3.50	4.00	4.50	5.00	5.50	6.00	6.50
M	1.00	1.03	1.06	1.08	1.10	1.13	1.15	1.17	1.18	1.20	1.22	1.25	1.28	1.31	1.34	1.36	1.39
L/r	7.00	7.50	8.00	8.50	9.00	9.50	10.0	10.5	11.0	11.5	12.0	13.0	14.0	15.0	16.0	16 $\frac{2}{3}$	*
M	1.41	1.44	1.46	1.48	1.50	1.52	1.54	1.56	1.58	1.60	1.62	1.65	1.69	1.72	1.75	1.77	
* LA MAXIMA RAZON PERMITIDA ES: $L = D + 2t$ (véase la nota 2 de la página opuesta)																	

Figura 4.13: Cabezal toriesférico.

En este caso se optó por ASME 10%, siendo:

$$r = 0,1 * D = 0,1 * 350[mm] = 35[mm]$$

El factor de forma M, viene dado por la siguiente formula:

$$M = \frac{1}{4} \cdot (3 + \sqrt{L/r})$$

De igual manera se encuentra tabulada en la Figura 4.9.

$$\frac{L}{r} = \frac{350[mm]}{35[mm]} = 10$$

Por lo tanto, el factor de forma será: $M = 1,54$

El espesor necesario para un cabezal toriesférico será entonces:

$$t = \frac{P \cdot L \cdot M}{2 \cdot S \cdot E - 0,2 \cdot P}$$

$$t = \frac{0,22[kg/cm^2] \cdot 35[cm] \cdot 1,54}{2 \cdot 1321[kg/cm^2] \cdot 0,7 - 0,2 \cdot 0,22[kg/cm^2]}$$

$$t = 0,0064[cm] = 0,064[mm]$$

El espesor requerido es pequeño, de igual manera que lo es el del cilindro.

Si bien pareciera ser la mejor opción, su elaboración es inviable debido a su reducido espesor. Stocco, un fabricante con bastante trayectoria los realiza en diámetros desde 340 a 6.000[mm] y espesores de 3 a 32[mm].

Como su espesor mínimo de realización es aproximadamente 3[mm], es muy probable que sea conveniente optar por un cabezal plano.

Por lo tanto, este diseño queda descartado.

4.5.2. Cabezal plano.

Se pensó en el cabezal plano como segunda opción, debido al bajo espesor requerido para el casco y el cabezal toriesférico. De antemano, se sabe que el cabezal plano arrojará un espesor mínimo requerido notablemente mayor al toriesférico, por la mala distribución de tensiones que se logra con esta geometría.

La Figura 4.14 fue extraída de la norma ASME, donde muestra algunos ejemplos típicos de cabezales planos y su respectiva fórmula.

Siendo:

- ✓ t_r = espesor mínimo requerido, por presión, del casco.
- ✓ t_s = espesor real del casco.
- ✓ t_h = espesor real del cabezal.

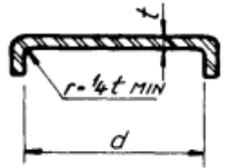
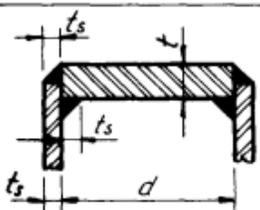
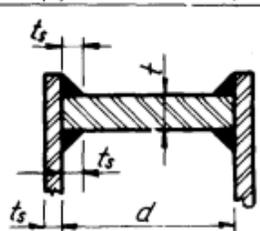
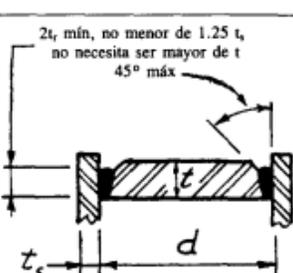
CABEZAS CIRCULARES PLANAS	
<p>A</p> 	$t = d \sqrt{0.13 P/SE}$ <p>Esta fórmula se aplicará cuando:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. d no exceda de 24 pulgadas 2. t_h/d no sea menor de 0.05 ni mayor de 0.25 3. El espesor de la cabeza, t_h, no sea menor que el espesor del casco, t_s
<p>B</p> 	$t = d \times \sqrt{CP/SE}$ $C = 0.33 \times \frac{t_r}{t_s}$ <p>C MIN. = 0.20</p> <p>Si para calcular t se usa un valor de t_r/t_s menor de 1, el espesor del casco, t_s, debe mantenerse por una distancia hacia adentro desde la cara interior de la cabecera igual a por lo menos $2\sqrt{dt_r}$</p>
<p>C</p> 	
<p>D</p> 	

Figura 4.14: Fondos planos, fórmulas.

Reemplazando valores:

$$C = 0,33 * \frac{t_r}{t_s} = 0,33 * \frac{0,0053[mm]}{2[mm]} = 0,0087$$

Por lo tanto, se usará: $C = 0,20$.

$$t = d * \sqrt{\frac{C.P}{S.E}} = 350[mm] * \sqrt{\frac{0,2 * 0,22[kg/cm^2]}{1321[kg/cm^2] * 0,7}}$$

$$t = 2,41[mm]$$

El espesor mínimo requerido es de 2,41[mm]. Se fabricarán los dos fondos del recipiente con geometría plana, con espesor de 3[mm].

4.6. Colector.

Se trata de un recipiente rectangular, sometido a presión hidrostática interior. Se encontrará inclinado a 50° respecto del plano horizontal y tendrá 10 agujeros longitudinalmente en dos de sus caras, donde irán insertos los tubos captadores de energía solar térmica, figura 4.15.

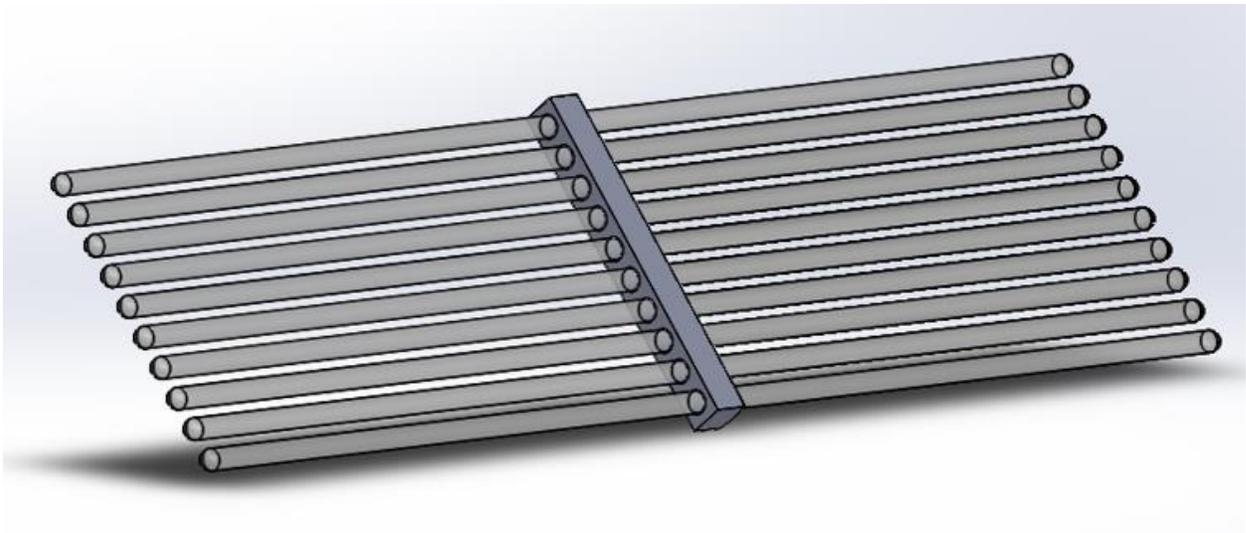


Figura 4.15: Colector y tubos captadores de energía.

Para calcular el espesor de chapa mínimo requerido, se utilizará la máxima altura de columna de agua posible, es decir, $h = 3[m]$ definido en el inciso 4.1. Esta suposición se hace para no tener en cuenta la variación de la presión de agua conforme aumenta la altura “ h ”.

El espesor mínimo requerido viene dado por la siguiente fórmula:

$$t = 2,45 \cdot L \cdot \sqrt{\frac{\alpha \cdot h \cdot \rho}{S}}$$

Donde:

L : Largo del rectángulo.

H : Altura del rectángulo.

h : Altura de la columna del líquido.

α : factor que depende de la relación de la longitud y la altura del recipiente.

ρ : Peso específico del líquido.

S : Esfuerzo máximo permitido del material.

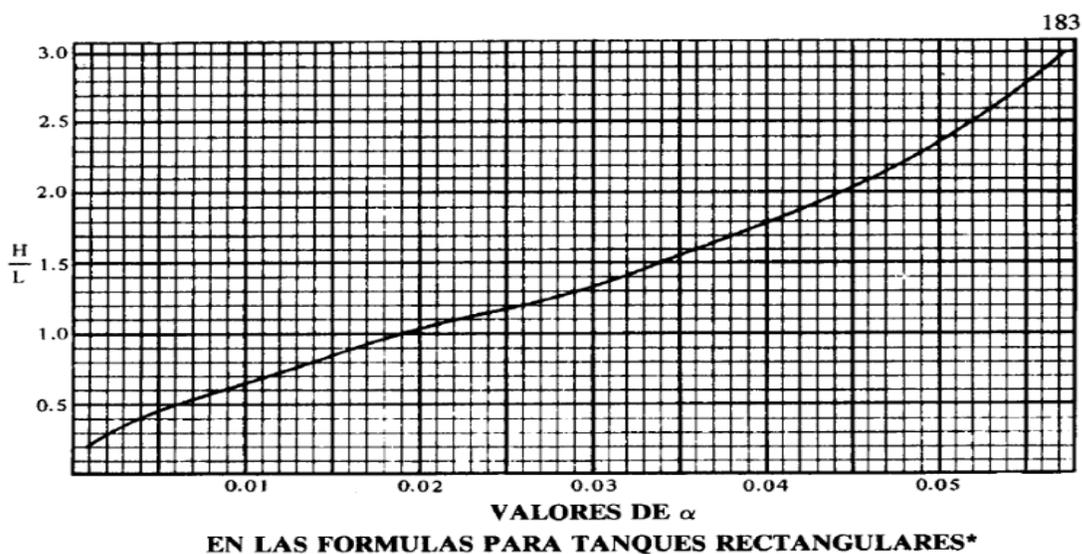


Figura 4.16: α vs H/L

Para calcular el factor α , se hace uso de la figura 4.16. Se puede observar que el cociente H/L no “corta” a la curva, ya que, está por debajo de su valor mínimo, se adoptó para el cálculo el menor valor de α , es decir:

$$\alpha = f\left(\frac{H}{L}\right) \rightarrow \frac{H}{L} = \frac{100}{937} = 0,106 \rightarrow \alpha = 0,001$$

$$L = 937[mm]$$

$$h = 3[m]$$

$$\rho = 1000 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

$$S = 1321 \left[\frac{kg}{cm^2} \right]$$

Reemplazando en la formula, nos queda:

$$t = 2,45 \cdot 937[mm] \cdot \sqrt{\frac{0,001 \cdot 300[cm] \cdot 1000 \left[\frac{kg}{m^3} \right] \cdot \frac{1[m^3]}{10^6[cm^3]}}{1321 \left[\frac{kg}{cm^2} \right]}}$$

$$\mathbf{t = 1,094[mm]}$$

El espesor mínimo requerido es de 1,1[mm] aproximadamente.

Este “colector” tendrá 10 agujeros en dos de sus caras (20 en total), donde irán alojados los tubos captadores de energía, para lo cual, es necesario que cada agujero tenga un alojamiento para un O´ring. Cada O´ring necesita un alojamiento cilíndrico de 63[mm] de diámetro y 4[mm] de largo.

Se evaluaron diferentes diseños para lograr esta geometría en el colector, uno de ellos fue generar el alojamiento por separado, partiendo de una arandela de acero inoxidable de 4[mm] de espesor y diámetro interno menor a 63[mm] (figura 4.16). Con

la utilización de un torno, se pensó lograr el diámetro final requerido, quedando finalmente un “anillo” que finalmente se iría soldado al colector. Esta propuesta es factible, pero por una cuestión de costos elevados y poca practicidad se descartó.

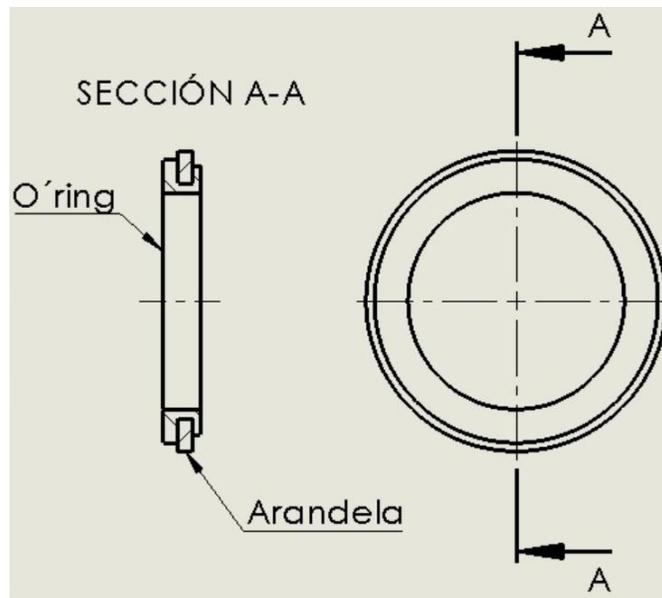


Figura 4.17: Arandela alojamiento.

El modelo que se llevará a cabo será un colector de 4[mm] de espesor, con 20 agujeros de 63[mm] de diámetro, siendo cada agujero el alojamiento para cada o´ring. Para formar el colector, se parte de dos chapas de 4[mm] de espesor, plegando cada una de ellas en forma de “C”. Luego se enfrentarán y se soldarán 2 cordones longitudinalmente (figura 4.17).

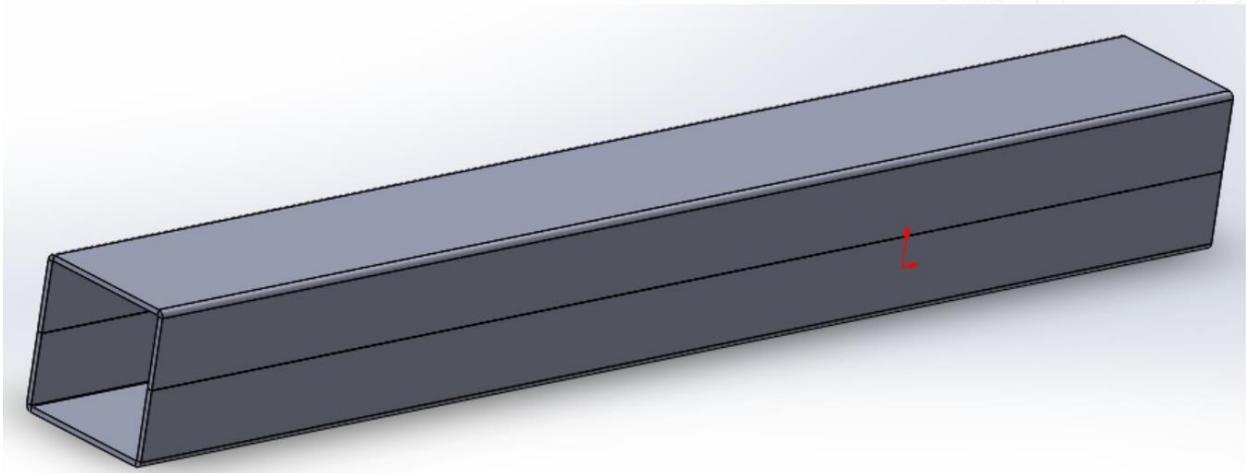


Figura 4.18: Doble "C" soldadas.

Luego, en dos de sus caras sin soldaduras, se realizarán 10 agujeros de 63[mm] de diámetro donde irán insertos los o´ring (figura 4.18),

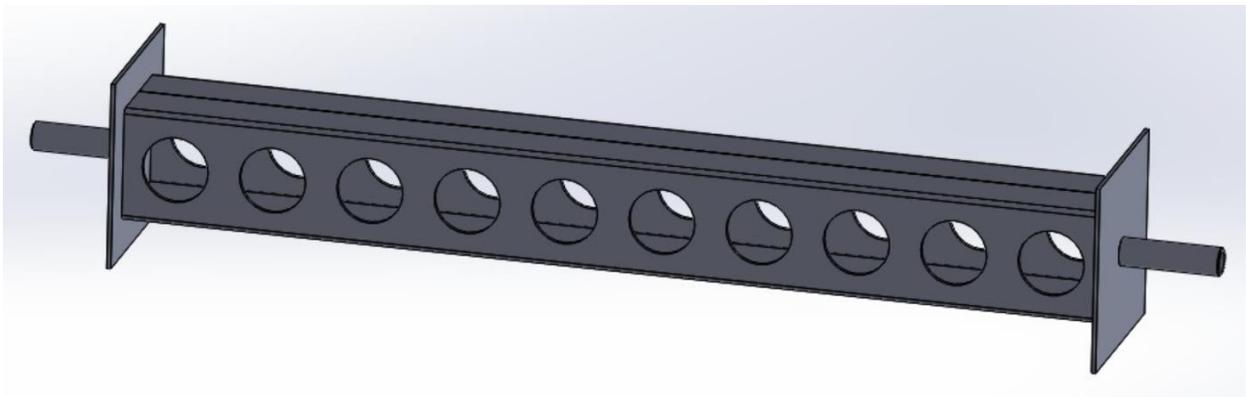


Figura 4.19: Colector.

En sus extremos se soldarán 2 fondos planos. Cada fondo plano, tendrá alojado un "medio niple", que serán la entrada y salida de agua al colector. Estos fondos tienen dimensiones mayores que cuerpo del colector, para que la presión transmitida al poliuretano sea menor. Esto se estudiará en el siguiente capítulo.

4.7. Diseño de las silletas.

El recipiente interior se encontrará sostenido por dos silletas. Como se trata de un recipiente de pared delgada, la norma aconseja que las silletas se encuentren próximas a los extremos (cabezales) para aprovechar su efecto atezador.

A continuación, se verificará el espesor de la placa del alma, basándose en la figura 4.19 extraída de la norma ASME.

Datos:

- ✓ Diámetro del recipiente: $D = 350[mm]$
- ✓ $R/3 = 175/3 [mm]$
- ✓ Material de la silleta: AISI 316L
- ✓ Angulo de contacto: $\theta = 180^\circ$
- ✓ $Q = 78[Kg]$
- ✓ $K_{11} = 0,318 \rightarrow \theta = 120^\circ$
- ✓ Espesor de la placa del alma: $2[mm]$

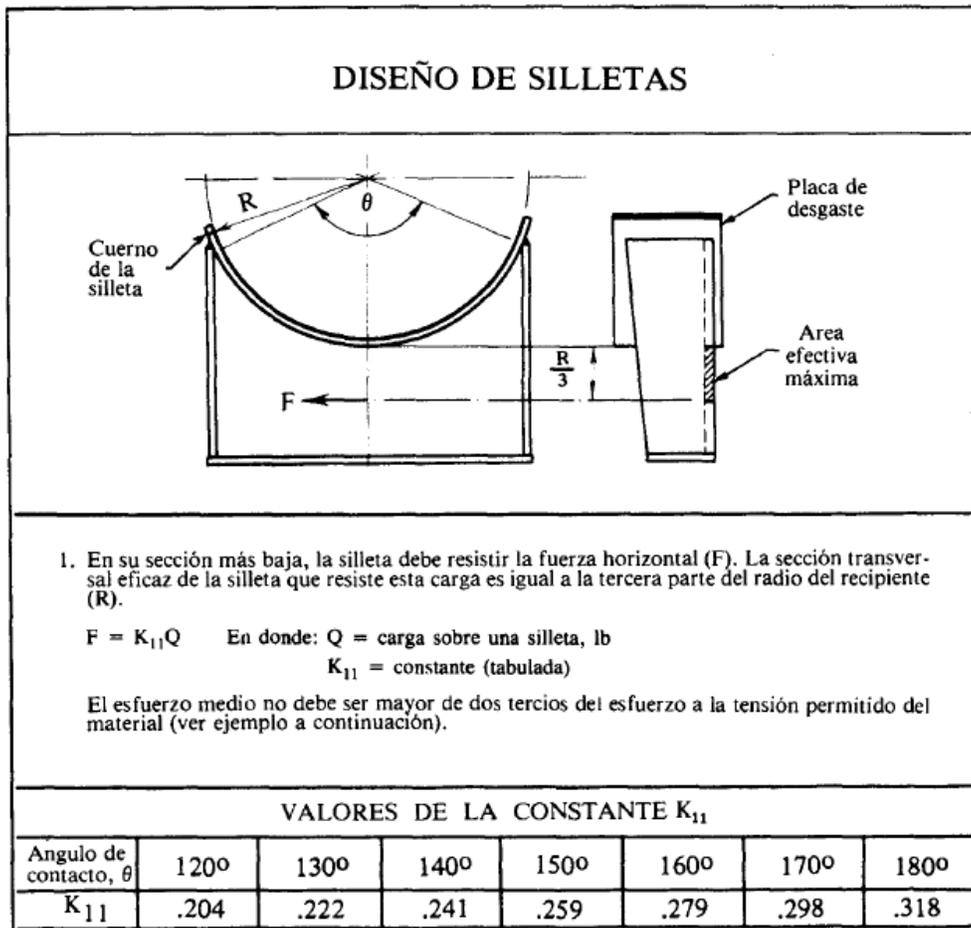


Figura 4.20: Diseño de silletas.

Reemplazando valores:

$$F = K_{11} \cdot Q = 0,318 \cdot 78[kg]$$

$$F = 24,8[kg]$$

Área efectiva máxima:

$$A = \frac{R}{3} \cdot \text{Espesor de la placa del alma}$$

$$A = \frac{175}{3} [mm] \cdot 2[mm]$$

$$A = 58,3[mm^2] = 0,583[cm^2]$$

Se debe cumplir lo siguiente:

$$\frac{F}{A} < \frac{2 \cdot S}{3}$$

$$\frac{24,8[kg]}{0,583[cm^2]} < \frac{2}{3} \cdot 1321 [kg/cm^2]$$

$$42,5 < 880 \rightarrow \text{VERIFICA.}$$

4.8 Simulación de los recipientes.

Para corroborar el comportamiento del recipiente y la ubicación de las tensiones máximas, se hará una simulación de la realidad con la ayuda del programa SolidWorks Simulación, que utiliza el análisis de elementos finitos para predecir el comportamiento físico real del modelo CAD.

Además, se debe tener en cuenta que las hipótesis que se hicieron para realizar los cálculos pueden significar un corrimiento de la realidad, siendo el análisis con el software, un método de verificación. Por ejemplo, para el colector, no se tuvieron en cuenta los 20 agujeros que se realizarán para la inserción de los tubos.

4.8.1. Simulación casco cilíndrico, fondos planos y silletas.

Para la simulación, se dispuso el cilindro sobre las silletas directamente. No siendo así en el diseño final, ya que, entre ambos estará el poliuretano. Esta salvedad arrojará resultados que no serán inferiores a los reales, por lo tanto, se considera válido.

Se determino como geometría fija a la base de las silletas, solicitando con presión interna al cilindro y fondos, con una intensidad de: $P = 0,22 [kgf/cm^2] = 21575[Pa]$

A continuación, se muestran las tensiones y deformaciones, resultantes del ensayo estático en SolidWorks.

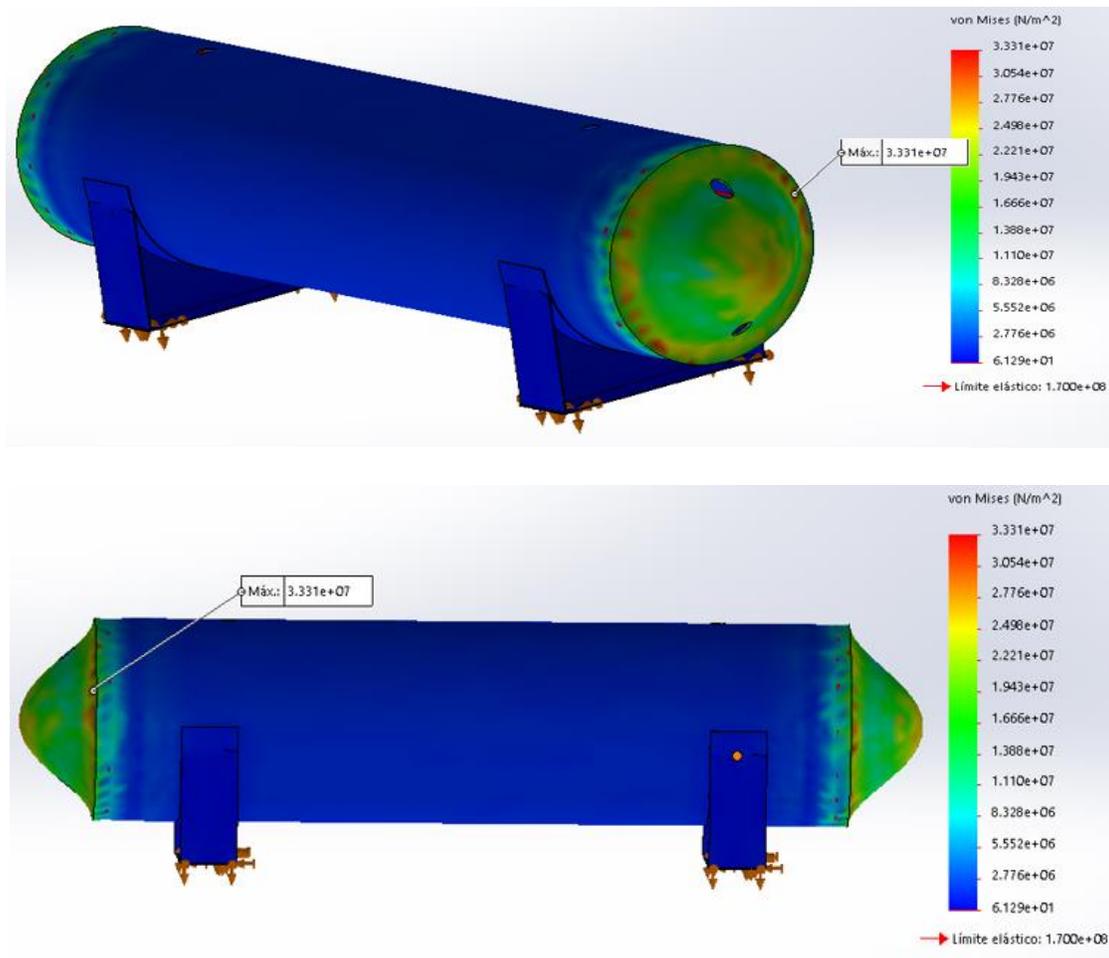


Figura 4.21: Simulación recipiente cilíndrico, fondos planos y silletas - esfuerzos.

Límite elástico > Tensión máxima de ensayo

$$1,3 \times 10^8 [Pa] > 8,091 \times 10^7 [Pa] \rightarrow \text{VERIFICA.}$$

Efectivamente, las tensiones máximas se encuentran en el lugar supuesto, en la unión del cabezal con el cilindro (línea tangente).

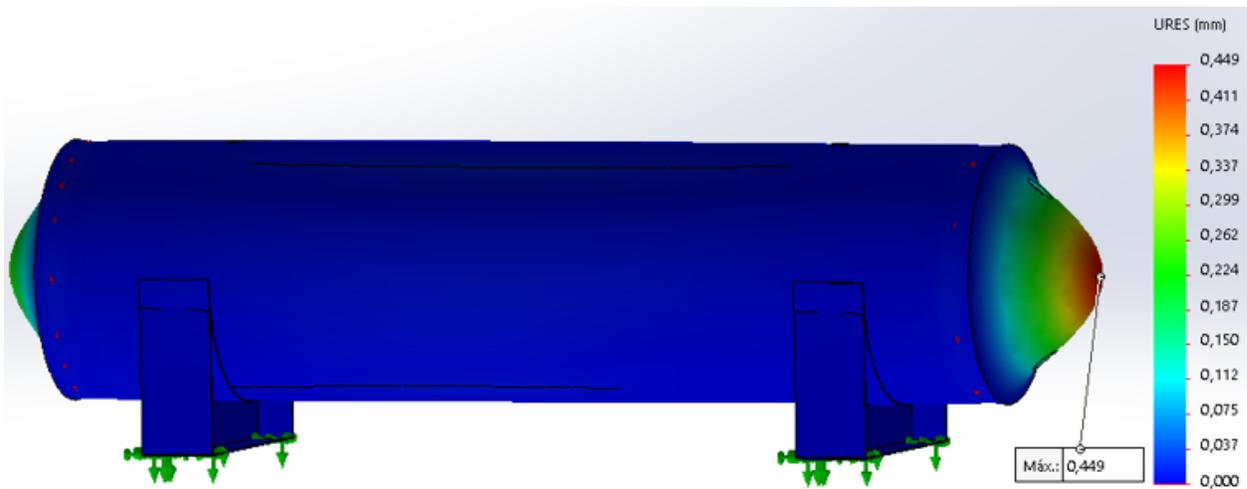


Figura 4.22: Simulación recipiente cilíndrico, fondos planos y silletas - deformación.

La deformación máxima del cilindro y cascos es de 0,45[mm]. La ubicación del valor máximo es el casquete plano. Se considera aceptable ese valor para la función que cumple.

4.8.2. Simulación del colector.

A continuación, se simulará en SolidWorks el colector rectangular sometido a presión hidrostática. $P = 0,33 \text{ [kgf/cm}^2\text{]} = 32362 \text{ [Pa]}$.

Ensayo de tensiones:

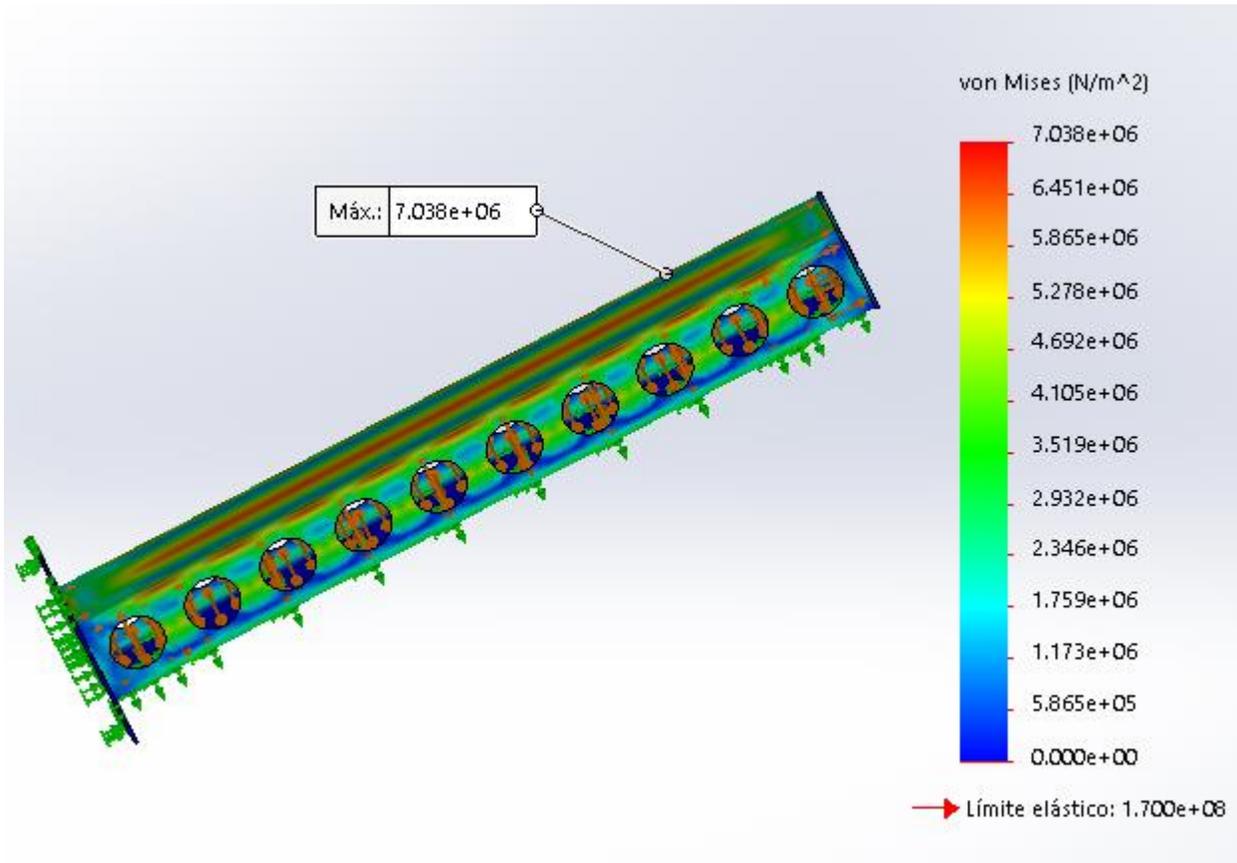


Figura 4.23: Tensiones en colector rectangular.

Límite elástico > Tensión máxima de ensayo

$$1,3 \times 10^8 [Pa] > 7 \times 10^6 [Pa] \rightarrow VERIFICA.$$

Ensayo de deformación:

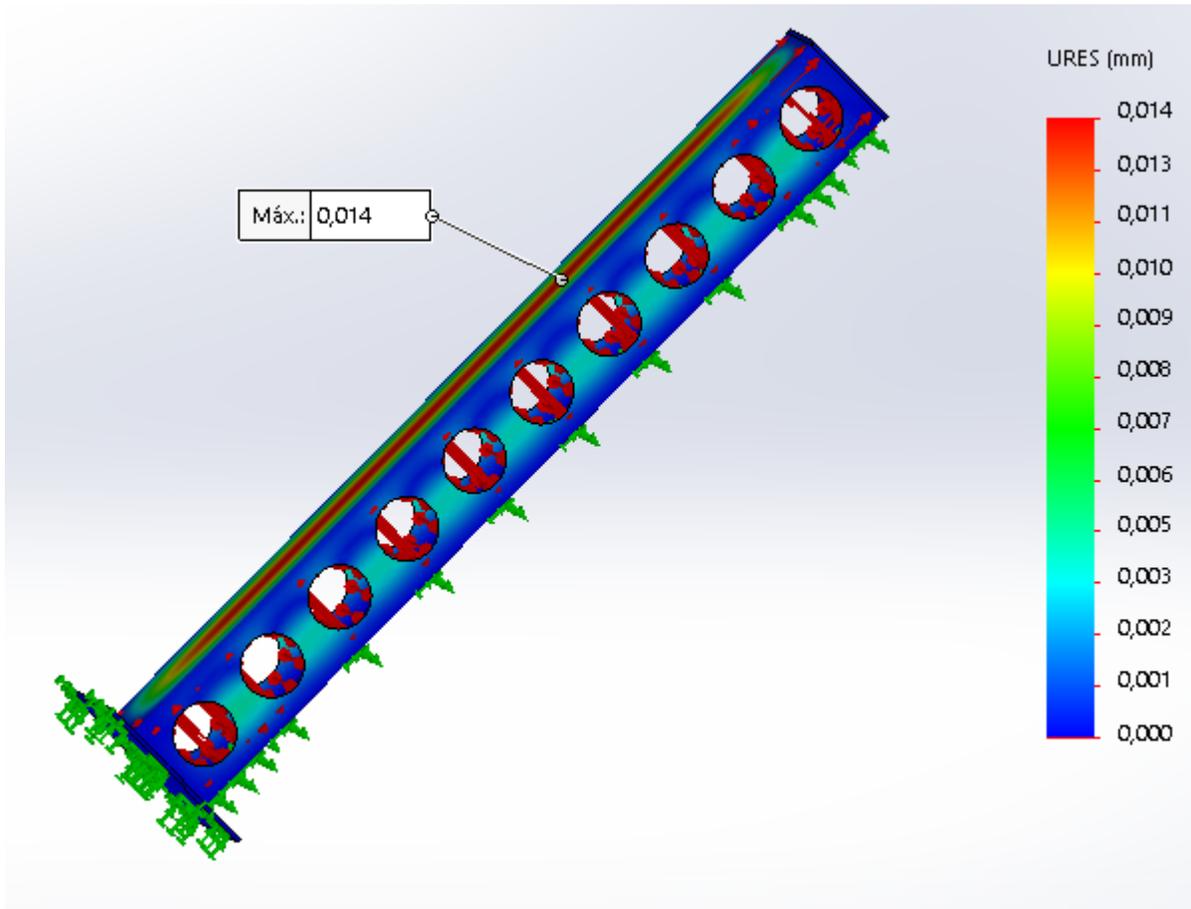


Figura 4.24: Deformación en colector rectangular.

Respecto a la deformación admisible del colector no hay un límite máximo especificado. Sin embargo, para la función que cumple, se considera aceptable 0,014[mm] de corrimiento.

Capítulo 5: Aislación

5.1. Elección del material aislante.

El material elegido debe tener como característica predominante un coeficiente de conductividad térmica bajo, para minimizar la pérdida de temperatura del agua. El material elegido fue espuma rígida de poliuretano y las razones son las siguientes:

- ✓ La figura 5.1 ilustra las conductividades térmicas de algunos aislantes térmicos conocidos industrialmente. Se observa que el poliuretano rígido, tiene uno de los valores de conductividad más bajos,
$$\lambda_{poliuretano} \approx 0,24[W/m.K].$$
- ✓ La temperatura máxima de trabajo es de 150°C. Siendo la temperatura real máxima inferior a 100°C.
- ✓ Se fabrica en múltiples geometrías y densidades. Para este proyecto, se requerirá en forma de placa plana para aislar el colector y media caña para aislar el cilindro.
- ✓ Se puede aplicar “en sitio” de manera proyectada, para llenar volúmenes a aislar.
- ✓ Tiene muy buena resistencia mecánica a esfuerzos de compresión. Requisito necesario para soportar los pesos de los recipientes a aislar. Esta resistencia es función de la densidad.

Material		Densidad aparente (kg/m ³)	Conductividad térmica (W/m·K)
MATERIALES AISLANTES TÉRMICOS			
Lana de vidrio		8 – 10	0,045
		11 – 14	0,043
		15 – 18	0,040
		19 – 30	0,037
		31 – 45	0,034
		46 – 100	0,033
Lana mineral		30 – 50	0,042
		51 – 70	0,040
		71 – 150	0,038
Perlita	Suelta (granulado volcánico expandido)	30 a 130	0,054
		Mortero de perlita con yeso	400
	500		0,12
	600		0,14
	700		0,18
	Mortero de perlita con cemento	300	0,088
		400	0,093
		500	0,12
		600	0,14
	700	0,18	
Poliestireno expandido	En planchas	15	0,037
		20	0,035
		25	0,033
		30	0,032
Poliuretano (espumas rígidas)	Entre capas o placas que hacen de barrera de vapor, según el agente expansor utilizado	30 – 60	0,022 – 0,024
	Placas aislantes sin protección	30 – 60	0,027
	Proyectadas in situ, protegidas entre barreras de vapor	30 – 60	0,022
	Proyectadas in situ, protegidas entre frenos de vapor	30 – 60	0,024

Figura 5.1: conductividades térmicas de materiales aislantes.

5.2. Resistencia a la compresión del poliuretano.

Como se propuso anteriormente, los pesos de ambos recipientes deben ser soportados por el aislante térmico. Cada recipiente, tendrá una superficie de apoyo sobre el aislante, por donde se transfiere el peso, dando como resultante un esfuerzo axial de compresión.

La resistencia a la compresión del poliuretano es muy variable, pero depende fundamentalmente de su densidad, a mayor densidad, mayor resistencia a la compresión. A su vez, la densidad depende del factor de expansión. El poliuretano rígido se obtiene a partir de dos componentes que se mezclan en igual proporción para luego expandirse hasta su solidificación. El factor de expansión se calcula como la relación entre el volumen final y el volumen inicial de la mezcla.

Cabe aclarar que por debajo de los $30 [Kg/m^3]$ de densidad, el poliuretano forma celdas abiertas, no siendo apto como aislante, porque su coeficiente de transferencia es relativamente elevado. A partir de $30/35 [Kg/m^3]$ de densidad se obtiene un bajo coeficiente de transferencia de calor.

A continuación, se ilustra un ensayo típico de deformación unitaria vs tensión de compresión, para 5 probetas de poliuretano con densidades diferentes.

Identificación	Factor de expansión	Densidad (g/cm^3)	Densidad (kg/m^3)
P5	5	0,2	200
P10	10	0,1	100
P15	15	0,066	66
P20	20	0,05	50
P25	25	0,04	40

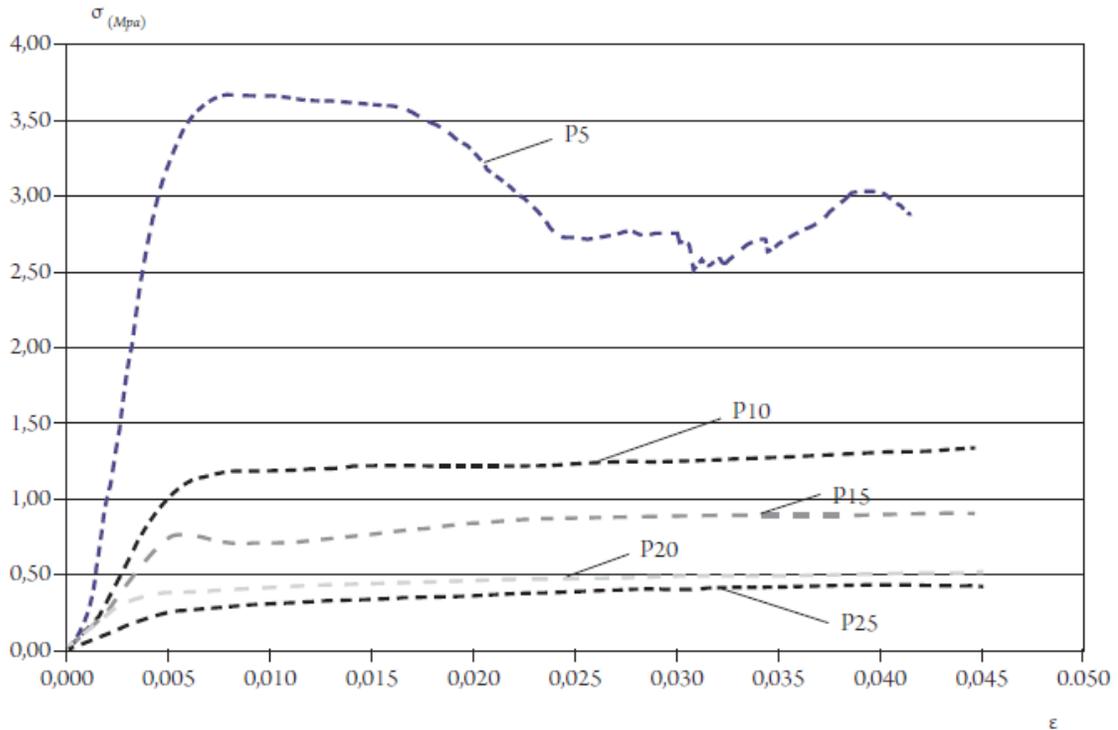


Figura 5.2: Diagrama deformación unitaria vs esfuerzo de compresión del poliuretano.

El siguiente cuadro resume el módulo de elasticidad de las probetas ensayadas:

Identificación	Densidad (Kg/m^3)	R compresión (MPa)
P25	40	0,19
P20	50	0,25
P15	66	0,54
P10	100	1
P5	200	3,5

Tabla 5.1: Resistencia a la compresión del poliuretano en función de la densidad

Se propone que las áreas de poliuretano que estén solicitadas por esfuerzos de compresión sean compradas en formas y dimensiones deseadas. Con esto, el fabricante asegura mediante ensayos, que el aislante posea las características requeridas, como, por ejemplo: densidad, resistencia a la compresión y deformación.

Las áreas/volúmenes que no estén solicitadas con esfuerzos axiales, se cubrirán con poliuretano expandido de $35 [Kg/m^3]$, vertiendo la mezcla base de polioles para su posterior expansión y solidificación. En el caso del colector, dicho llenado se realizará con los tubos captadores de energía insertos. Para que el poliuretano expandido no se adhiera a los mismos, se les coloca vaselina sobre su superficie exterior, de manera que puedan extraerse fácilmente. Su extracción es necesaria para el armado de la estructura, o por si alguno se daña, pueda ser reemplazado.

5.3. Esfuerzo de compresión en el poliuretano que aísla del cilindro.

El recipiente cilíndrico con disposición horizontal transmitirá su peso a través del poliuretano. Se propone que el conjunto armado: tanque interior, aislación de poliuretano y cobertor exterior estén soportados por 2 silletas exteriores a los mismos. Por lo tanto, todo el peso del conjunto lleno de agua estará dividido en estas 2 áreas de apoyo.

El peso para soportar por el poliuretano será: el peso del recipiente interior de acero inoxidable, más el peso del volumen de agua que contenga el recipiente (figura 5.3).

Peso del volumen de agua:

$$F_{agua} = volumen \times densidad. \quad (5.1)$$

$$F_{agua} = 0,128[m^3] \times 1000 \left[\frac{Kg}{m^3} \right] \times 9,81 [m/s^2]$$

$$F_{agua} = 1255[N]$$

Peso del recipiente de acero inoxidable:

$$F_{acero} = volumen \times densidad. \quad (5.2)$$

$$✓ \text{ Densidad del acero} = 7850 [kg/m^3]$$

✓ $Volumen\ acero = volumen\ cilindro + volumen\ tapas$

$Volumen\ acero = vol.\ del\ cilindro + vol.\ de\ 2\ tapas$

$$Volumen\ acero = \pi \cdot d \cdot L \cdot e + 2 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot e$$

$$Volumen\ acero = \pi \cdot 0,350(m) \cdot 1,33(m) \cdot 0,002(m) + 2 \cdot \frac{\pi \cdot [0,35(m)]^2}{4} \cdot 0,003(m)$$

$$Volumen\ acero = 0,00292[m^3] + 0,000577[m^3]$$

$$Volumen\ acero = 0,0035[m^3]$$

Reemplazando en la ecuación (5.2):

$$F_{acero} = 0,003497[m^3] \times 7850 [kg/m^3] \times 9,81 [m/s^2]$$

$$F_{acero} = 269[N]$$

La fuerza total sobre el poliuretano será la suma de ambas:

$$F_{total} = F_{agua} + F_{acero} = 1255[N] + 269[N]$$

$$F_{total} = 1524[N]$$

La suma de estas dos fuerzas estará soportada por el poliuretano y transmitida a dos silletas. La figura 5.3 ilustra el tanque de acumulación de agua simplemente apoyado sobre una media caña de poliuretano, y este se apoya finalmente en 2 silletas. La media caña de poliuretano se comercializa en diferentes diámetros y densidades según se requiera. Cabe aclarar que esta imagen es puramente esquemática y se obviaron elementos, como por ejemplo el cobertor exterior.

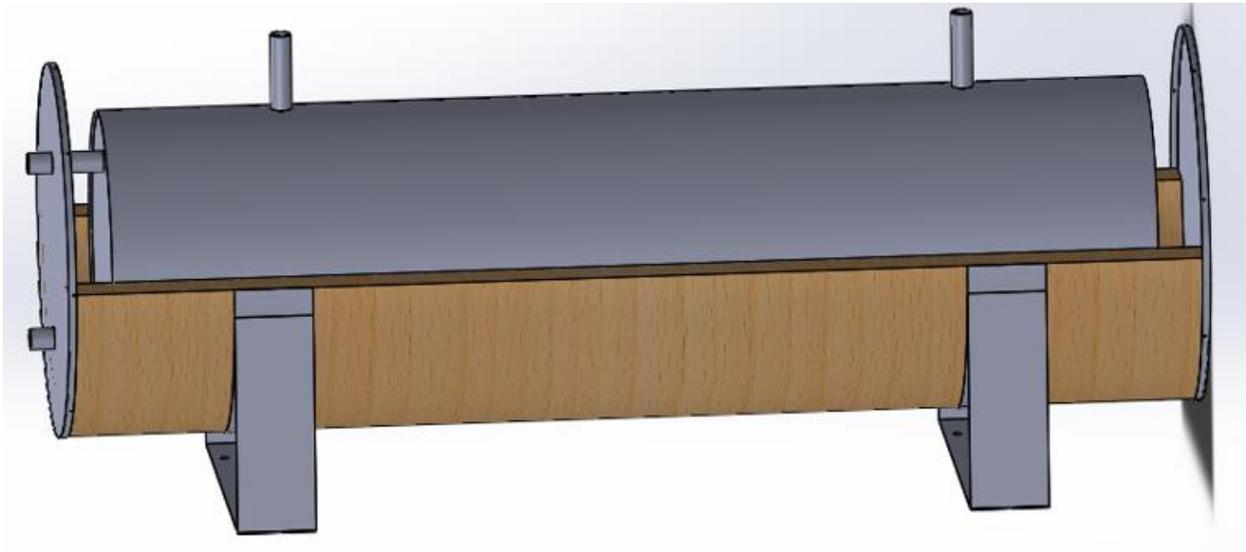


Figura 5.3: poliuretano media caña.

Si las silletas tienen un ángulo de contacto de 180° , la fuerza se transmitirá por toda esta área. Sin embargo, la distribución de la fuerza no es constante por toda el área de las silletas. La intensidad máxima estará en la parte inferior de la silleta, disminuyendo hasta hacer cero en el “cuerno” de la misma.

Para estimar el valor máximo, se tomó una sección del tanque de acumulación de agua y se la dividió en múltiples rectángulos verticales (figura 5.4). Si cada rectángulo se multiplica por el largo total del recipiente, representará un volumen, que se puede traducir en una pequeña porción del peso total. El rectángulo que se encuentre en el centro de gravedad será el que transmita el máximo peso y por lo tanto la máxima presión que se desea calcular.

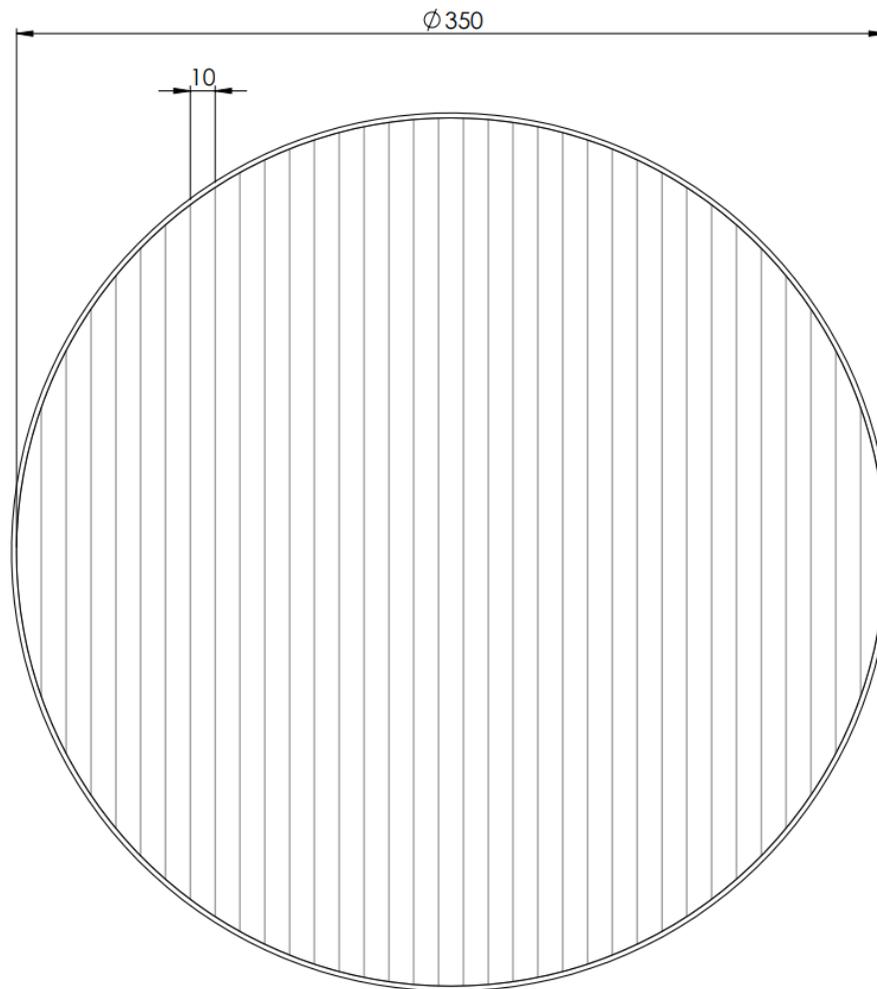


Figura 5.4: Estimación de la presión máxima en poliuretano media caña.

El rectángulo aproximado que pasa por el baricentro mide: $350 \times 10 [mm]$. Su longitud es la misma que el cilindro, es decir $1330 [mm]$. El volumen de este rectángulo es:

$$V = 0,35 \times 0,01 \times 1,33 [m^3] = 0,004655 [m^3]$$

El peso que representa se obtiene multiplicando el volumen por la densidad del agua:

$$F = V \cdot \text{densidad} = 0,004655 [m^3] \cdot 1000 [Kg/m^3] \cdot 9,8 [m/s^2]$$

$$F_{\text{agua}} = 45,6 [N]$$

De manera similar se puede obtener la fuerza del peso de la porción recipiente de acero, dando como resultado:

$$F_{acero} = 5,7[N]$$

La fuerza total será:

$$F_{total} = F_{acero} + F_{agua} = 51,3[N]$$

Esta porción del peso total estará soportada de manera análoga por una porción de cada silleta. Es la porción que se encuentre justo debajo del peso F_{total} recién calculado.

Se propone que las silletas se fabriquen con una superficie de contacto de $10[cm]=0,1[m]$ de ancho. Por lo tanto, el área donde estará aplicada la fuerza del rectángulo F_{total} será de:

$$A = \{0,1[m] \cdot 0,01[m]\} \cdot 2 \text{ silletas}$$

$$A = 0,002[m^2]$$

La presión máxima aplicada sobre el poliuretano en el “fondo” de la silleta será finalmente de:

$$P = \frac{F_{total}}{A} = \frac{51,3[N]}{0,002[m^2]}$$

$$P = 25,7[KPa]$$

Se optó por comprar poliuretano rígido con una densidad de $40 [kg/m^3]$ al proveedor ArgenPur.

Se requiere para el diseño, los siguientes elementos de poliuretano:

- ✓ para aislar el tanque de acumulación, una media caña de diámetro $354[mm]$, $1500 [mm]$ de largo y $60 [mm]$ espesor.

- ✓ Para aislar el colector se eligió una placa de 2000x1000x60[mm], que será cortada según se requiera.

La siguiente tabla muestra la resistencia a la compresión del mismo.

Muestra	Espuma rígida de poliuretano en 40 kg/m ³		
Probeta N°	Deformación en la carga máxima [mm]	Esfuerzo de compresión al 10% de la deformación [kPa]	E _c - Módulo de elasticidad en compresión al 10% de la deformación [kPa]
1	4,68	268,85	1820,69
2	3,29	271,68	1901,03
3	3,32	277,59	2015,59
4	3,13	280,70	2119,68
5	3,16	276,03	2025,68
Promedio	3,52	274,97	1976,51
Desviación estándar	0,66	4,72	116,64

Metodología: ASTM D1621-04a
Equipo: Instron 5982
Temperatura de acondicionamiento (°C): 23
Temperatura del laboratorio (°C): 24
Fecha de realización del ensayo: 10/11/2020

Cantidad de probetas ensayadas: 5
Acondicionamiento (h): >40
Humedad de acondicionamiento (%): 50
Humedad del laboratorio (%): 55

Tabla 5.2: Ensayo de compresión de espuma rígida de poliuretano.

Para interpretar los resultados, se recurrió a la Norma ASTM D1621, la cual expresa lo siguiente:

“Se deben ensayar como mínimo 5 especímenes. El espécimen de prueba debe ser cuadrado o circular con sección mínima de 25,8[cm²] y máximo de 232[cm²]. La altura mínima será de 25,4[mm](1 pulg.) y la altura máxima no debe ser mayor que el ancho o diámetro de la muestra (entre 15 y 17[cm] aprox.).

Aplique la carga al espécimen de tal manera que se distribuya lo más uniformemente posible sobre la superficie de la muestra.

La tasa de movimiento de la cruceta deberá ser de 2,5 ± 0,25[mm]/min por cada 25,4[mm](1 pulg.) de espesor de la muestra. Utilice el movimiento de la cruceta como

medida de la desviación. Continúe hasta que la muestra alcance un límite de elasticidad o se comprima a aproximadamente el 10% del espesor original, lo que ocurra primero.

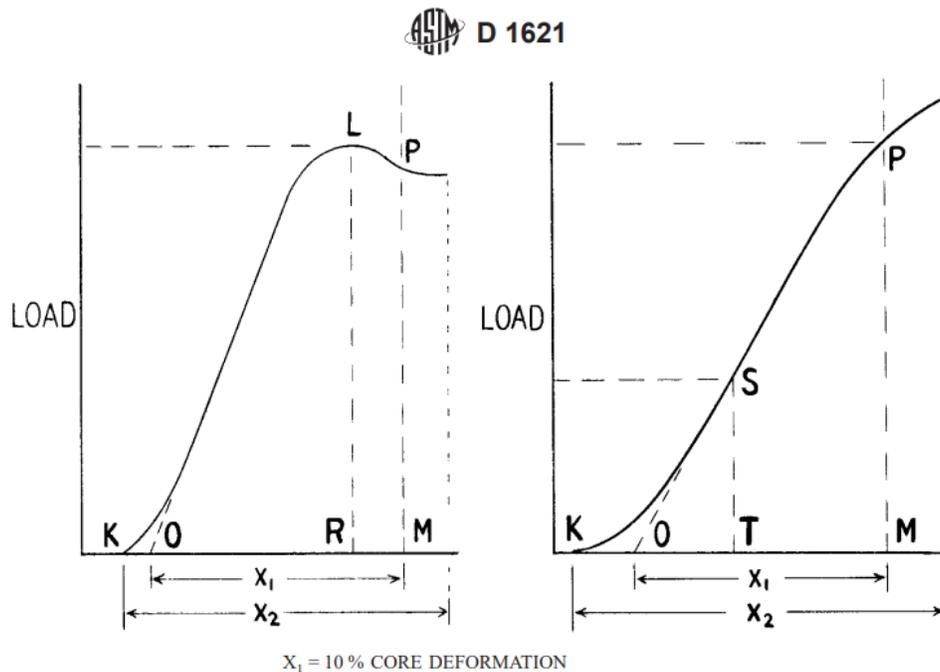


Figura 5.5: Grafico de carga vs deformación del poliuretano.

Usando una regla, extiende con cuidado la porción recta más empinada de la carga-deformación hasta alinear con la carga cero. Esto establece la “deformación cero” o punto de “deformación cero” (Punto O en la Figura 5.4). Medir todas las distancias para cálculos de deformación o tensión desde este punto.

Mida desde el punto O a lo largo de la línea de carga hasta la distancia que representa el 10 % de deformación. En ese punto (Punto M Figura 5.4) dibuje una línea vertical que corte la curva carga-deflexión o carga-deformación en el punto P.

Si no hay límite de fluencia antes del Punto P (como en la Figura 5.4 “derecha”), lea la carga en el punto P.”

Por lo tanto, los resultados de la Figura 5.4 indican que:

- ✓ 254[KPa] *corresponden al 10% de la deformación*
- ✓ $E_c = 1976[KPa]$ *Módulo de elasticidad a compresión. Pero no corresponde en este caso al 10% de la deformación. Solo está así citado por una convención de la norma ASTM 1621.*

Además, la probeta más grande no supera los 17[cm] de espesor, y el 10% de su deformación es 1,7[cm], muy inferior a 3,52[cm], lo que corrobora lo antes dicho.

Retomando el estudio, la presión a soportar por la placa de poliuretano elegida no debe superar su módulo de elasticidad:

$$P_{total} < \text{módulo de elasticidad.}$$

Se tomó el valor más bajo, para suponer la peor situación:

$$0,0257[MPa] < 1,97[MPa] \rightarrow \textit{Verifica.}$$

Inclusive se encuentra por debajo de la tensión correspondiente al 10% de la deformación:

$$0,0257[MPa] < 0,274[MPa]$$

Esto quiere decir que la deformación que tendrá será muy inferior al 10% de su espesor.

Para darle un valor, observando la Figura 5.5 “derecha”, se puede armar un triángulo rectángulo con los puntos O-M-P. Luego por equivalencia de triángulos se puede calcular el valor de la deformación unitaria para la P_{total} en estudio.

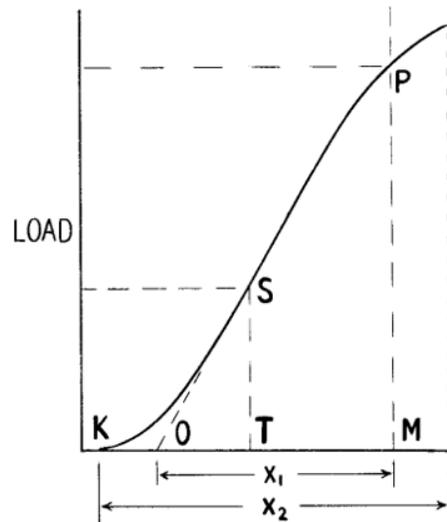


Figura 5.6: Análisis de deformación con triángulos equivalentes.

Aplicando la equivalencia de triángulos, se tiene:

$$O - M = 0,1$$

$$M - P = 274,97 \text{ [KPa]}$$

$$T - S = 25,7 \text{ [KPa]}$$

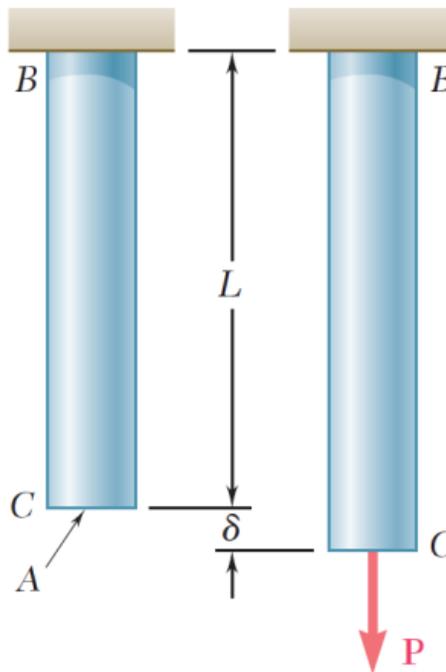
$$O - T = ?$$

$$\frac{O - M}{M - P} = \frac{O - T}{T - S}$$

$$O - T = \frac{0,1 \cdot 25,7}{274,97} = 0,0093$$

$$\varepsilon = O - T = 0,0093$$

$$\varepsilon = \frac{\delta}{L}$$



$$\delta = \varepsilon \cdot L = 0,0093 \cdot 60 [mm]$$

$$\delta = 0,56 [mm]$$

En este estudio se trata de un acortamiento, por ser el esfuerzo de compresión. Para el valor admisible, no hay un máximo especificado, sin embargo, se adopta como válido este corrimiento, porque el sistema puede admitir esta deformación sin afectar a su funcionalidad.

5.4. Esfuerzo de compresión en el poliuretano que aísla el colector.

El colector transmitirá su peso a través de 2 superficies, el fondo inferior de sección cuadrada y un lateral de sección rectangular (figura 5.7). La presión en cada superficie es la suma del peso del volumen de agua, más el peso del recipiente de acero vacío. El recipiente estará inclinado a 50° respecto de la horizontal, se deberá calcular como se reparten las cargas. Para ello se hace el siguiente diagrama de cuerpo libre:

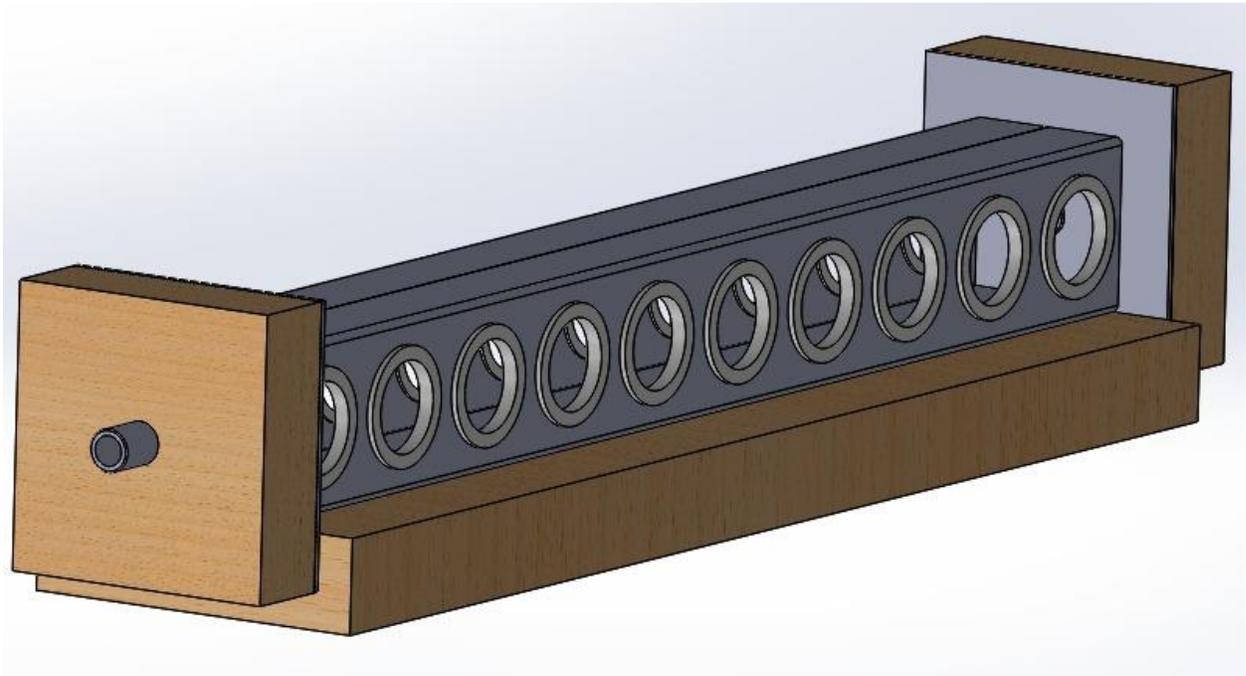
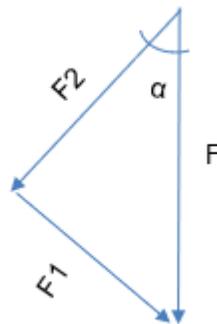


Figura 5.7: Placas de poliuretano del colector.

Diagrama de cuerpo libre:



F : Peso total del recipiente (acero + agua).

F_1 : Componente del peso del recipiente en la dirección perpendicular al lateral de sección rectangular.

F_2 : Componente del peso del recipiente en la dirección perpendicular al fondo inferior de sección cuadrada.

$\alpha = 40^\circ$. Ángulo formado entre los vectores F y F_2 .

$$F = F_{agua} + F_{acero}$$

Peso del agua:

$$F_{agua} = \text{vol. de agua} \times \text{densidad de agua} \times \text{gravedad} \quad (5.3)$$

El volumen de agua es la suma del volumen del colector más el de los tubos.

$$\text{vol. de agua colector} = 0,937[m] \cdot 0,1[m] \cdot 0,1[m] = 0.00937[m^3]$$

A su vez, cada tubo captador estará apoyado en uno de sus extremos en el colector.

Por lo tanto, transmitirá la mitad de su peso al colector y este al poliuretano, entonces se debe sumar el peso de la mitad de 20 tubos llenos de agua. Cada tubo tiene un volumen a llenar de agua de: $0.003122[m^3]$.

$$\text{vol. de agua tubos} = \frac{0.003122[m^3] \cdot 20}{2} = 0.03122[m^3]$$

$$\text{vol. de agua total} = 0.00937[m^3] + 0.03122[m^3] = 0.04059[m^3]$$

Reemplazando en la ecuación (5.3):

$$F_{agua} = 0.04059[m^3] \cdot 1000 [kg/m^3] \cdot 9,81 [m/s^2]$$

$$F_{agua} = 398,2[N]$$

Peso del acero:

$$F_{acero} = \text{vol. de acero} \times \text{densidad de acero} \times \text{gravedad} \quad (5.4)$$

El volumen de acero será la suma del caño cuadrado menos 20 agujeros, más dos fondos cuadrados de los extremos. Todo en espesor de 4[mm].

$$vol. de acero = vol. tubo cuadrado - vol. 20 agujeros + vol. 2 tapas \quad (5.5)$$

$$vol. tubo cuadrado = 0,004[m]. 0,1[m]. 0,937[m] = 0,001499[m^3]$$

$$vol. agujeros = \frac{\pi \cdot 0,63^2[m^2]}{4} \cdot 0,004[m]. 20 = 0,0002493[m^3]$$

$$vol. tapas = 0,1[m]. 0,1[m]. 0,004[m] + 0,18[m]. 0,18[m]. 0,004[m] = 0,0001696[m^3]$$

Reemplazando en (5.5):

$$vol. de acero = 0,001499[m^3] - 0,0002493[m^3] + 0,0001696[m^3]$$

$$vol. de acero = 0,0014193[m^3]$$

Reemplazando en (5.4), la fuerza resultante del acero será de:

$$F_{acero} = 0,0014193[m^3] \cdot 7850 [kg/m^3] \cdot 9,81 [m/s^2]$$

$$F_{acero} = 109,3[N]$$

La fuerza total será finalmente:

$$F = F_{agua} + F_{acero} = 398,2[N] + 109,3[N]$$

$$F = 507,5[N]$$

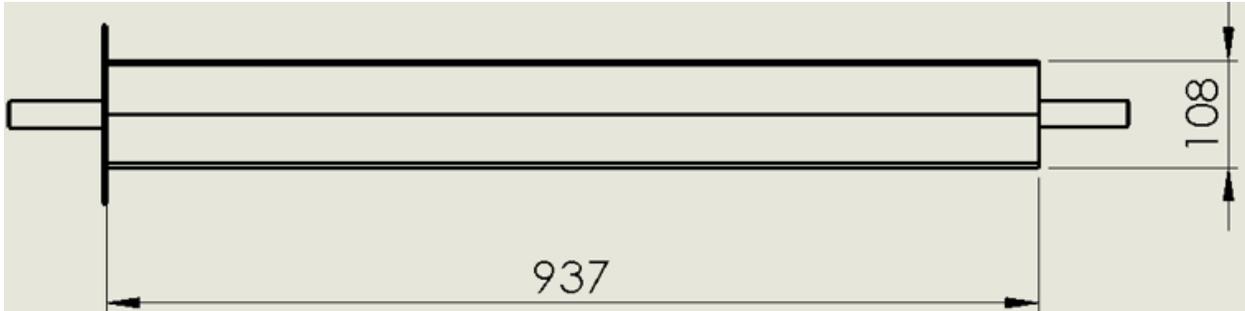
Las componentes en las direcciones de interés son las siguientes:

$$F_1 = F \cdot \sin \alpha = 507,5[N] \cdot \sin(40^\circ) = 326,2[N]$$

$$F_2 = F \cdot \cos \alpha = 507,5[N] \cdot \cos(40^\circ) = 388,7[N]$$

Las respectivas áreas donde se distribuirán las fuerzas son:

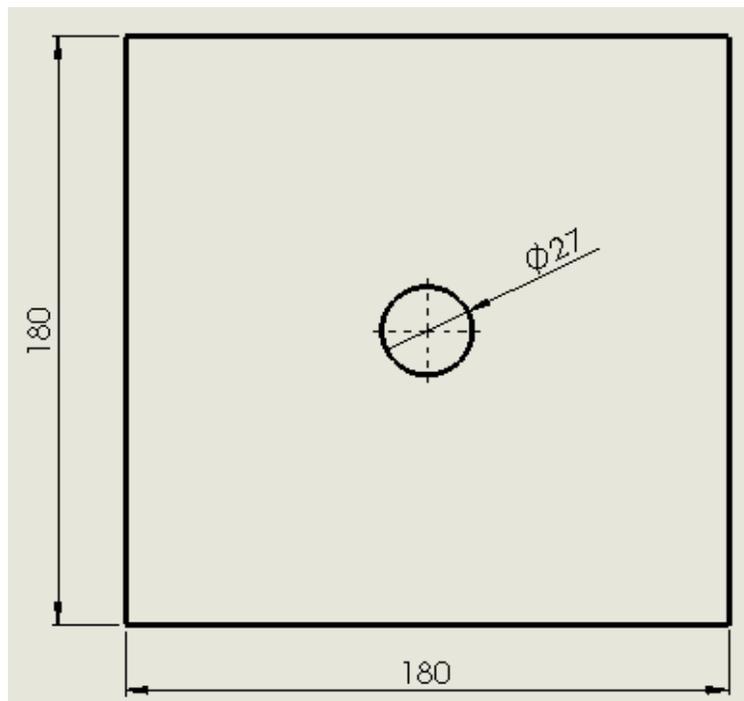
Área de apoyo de la fuerza F_1 :



$$A_1 = L \cdot h = 0,937[m] \cdot 0,108[m]$$

$$A_1 = 0,101[m^2]$$

Área de apoyo de la fuerza F_2 :



$$A_2 = b \cdot h = 0,18[m] \cdot 0,18[m] - \frac{\pi \cdot [0,027^2][m^2]}{4}$$

$$A_2 = 0,0318[m^2]$$

Las presiones relativas se calculan a continuación.

Presión en la dirección 1:

$$P_1 = \frac{F_1}{A_1} = \frac{326,2[N]}{0,101[m^2]} = 3586,1[Pa] = 3,58[KPa]$$

Presión en la dirección 2:

$$P_2 = \frac{F_2}{A_2} = \frac{388,7[N]}{0,0318[m^2]} = 12212,7[Pa] = 12,2[KPa]$$

De igual manera que con el cilindro, se verifica la resistencia a la compresión y la deformación. Se usará solo la P_2 por ser la mayor de ambas.

$$P_2 < \text{modulo de elasticidad a compresión del poliuretano}$$

$$0,01221[MPa] < 1,97[MPa] \rightarrow \text{Verifica.}$$

Haciendo el mismo análisis con la Figura 5.6, se calcula la deformación:

$$O - M = 0,1$$

$$M - P = 274,97 [KPa]$$

$$T - S = 12,21 [KPa]$$

$$O - T = ?$$

$$\frac{O - M}{M - P} = \frac{O - T}{T - S}$$

$$O - T = \frac{0,1 \cdot 12,21}{274,97} = 0,00444$$

$$\varepsilon = O - T = 0,00444$$

$$\varepsilon = \frac{\delta}{L}$$

$$\delta = \varepsilon \cdot L = 0,00444 \cdot 60[mm]$$

$$\delta = 0,266[mm] \approx 0,3[mm]$$

El extremo inferior tendrá un acortamiento, debido al esfuerzo axial de compresión, de aproximadamente 0,3[mm]. Se admite como válida esta deformación, ya que, no afectará el funcionamiento del sistema.

5.5. Cálculo del espesor de aislación.

5.5.1 Hipótesis:

1. Supongo dos recipientes herméticos, de acero, de espesor 1[mm]. En el interior de ambos hay agua caliente a igual temperatura.
2. El agua está estanca, su velocidad es cero. Por lo tanto, la transferencia por convección de ésta, la supongo despreciable.
3. El calor cedido será: el acero y el poliuretano por conducción únicamente. Del poliuretano al exterior, por convección. Se desprecia la radiación.
4. La transferencia entre el diámetro mayor (o superficie exterior para el colector), y el medio ambiente será por convección del aire/viento. El α se calculará por correlaciones, ya que el error que puedo tener no será significativo, porque la resistencia limitante será la del aislante (poliuretano).
5. Se estudiará como un sistema, donde parto de una determinada temperatura de agua y deseo perder un $\Delta T_{temperatura}$ máxima en "x" cantidad de tiempo. Esta es la situación "de noche", donde no tengo calor ganado, y tengo que conservar el agua caliente hasta el otro día.

6. El calor cedido no es constante. Al principio, cuando ΔT temperatura entre el agua y el ambiente exterior sea máximo, el Q cedido también lo será. Luego a medida que ΔT se hace menor, también será menor el Q cedido.
7. Propongo que en una noche fría (ΔT mayor), la temperatura perdida, no supere los 8~9°C, en un lapso de 15 horas, que es el tiempo que dura la noche en Junio aproximadamente.

5.5.2. Tránsito de calor:

✓ Calor máximo a perder: $Q_p = \frac{M}{t} \cdot c_p \cdot \Delta T = \frac{200 \text{ kg}}{15 \text{ h}} \cdot 1 \frac{\text{kCal}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \cdot 9^\circ\text{C}$

$$Q_p = 120 \frac{\text{KCal}}{\text{Kg}}$$

- ✓ Como el calor transferido no es constante, no lo puedo calcular directamente con la siguiente formula: $Q = U \cdot A \cdot \Delta TML$

Nuestro sistema es el análogo al intercambiador de calor tipo Batch. El mismo responde a la siguiente ecuación:

$$\ln \frac{T_k - T_1}{T_k + T_2} = \frac{U \cdot A \cdot t}{M \cdot C_p} \quad (5.6)$$

Despejando " T_2 ", la ecuación (5.1) quedará de la siguiente forma.

$$T_2 = T_k - \frac{T_k - T_1}{e^z} \quad (5.7)$$

Dónde: $z = \frac{U \cdot A \cdot t}{M \cdot C_p}$

Las demás variables se pueden calcular.

Luego tomando intervalos de tiempo "t", y reemplazando en la formula (5.7), se verá la variación de la temperatura vs tiempo.

Los datos que tengo son:

$$C_p = 1 \frac{\text{KCal}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \quad ; \quad t = 1 \text{ hora} \quad ; \quad T_k = 6^\circ\text{C} \quad ; \quad T_1 = 70^\circ\text{C}$$

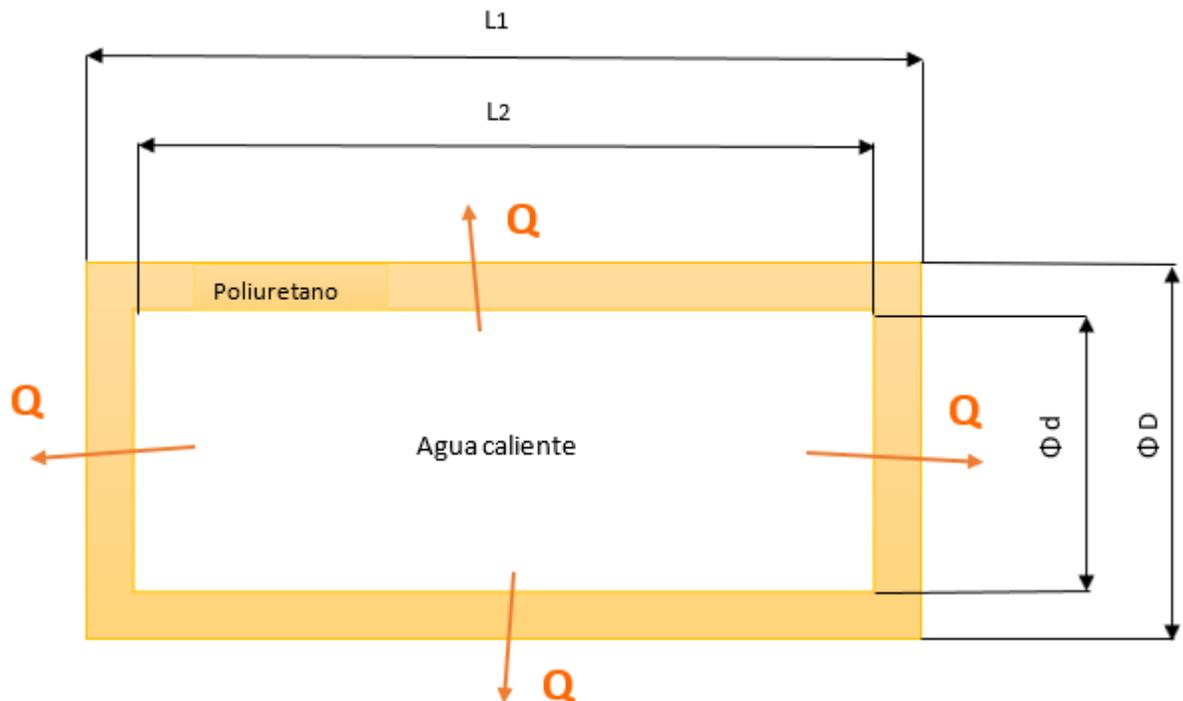


Figura 5.8: material aislante - transferencia de calor.

El intervalo de tiempo “t”, adopté una hora, ya que considero tendré una buena aproximación.

Las temperaturas del medio ambiente y el agua también fueron adoptadas, con el criterio de una noche fría, siendo Junio el mes más frío, con una mínima promedio de 6°C , y una temperatura residual del agua (70°C), bastante elevada. De esta forma el calor cedido será máximo, y la exigencia del aislante también lo será, debiéndose cumplir la hipótesis 7.

Restan calcular “U” y “A”.

Como se tienen dos recipientes (tanque y colector) con diferentes geometrías, el análisis debería hacerse por separado. Pero, analizando la fórmula de transferencia, se pueden integrar en un mismo cálculo, por los siguientes motivos:

- ✓ Ambos recipientes se fabricarán con el mismo material y espesores casi iguales, cuya diferencia no tiene relevancia para el factor de conducción térmica.
- ✓ Ambos recipientes tendrán el mismo aislante y con el mismo espesor de pared.
- ✓ Como se demostrará más adelante, el resultado de “U”, dependerá casi en su totalidad del tipo de aislante y su espesor de pared. Por lo tanto, poco importa la conducción a través del acero y el coeficiente de convección con el aire.

Por estas razones, se puede estimar un coeficiente de transferencia global “U” de igual valor para ambos recipientes, con gran aproximación.

Luego el área de transferencia “A” será la suma total de ambos recipientes.

5.5.3. Coeficiente global de transferencia de calor, “U”.

$$U = \frac{1}{\frac{e_{acero}}{\lambda_{acero}} + \frac{e_{poliuretano}}{\lambda_{poliuretano}} + \frac{1}{\alpha_{viento}}} \quad (5.8)$$

$$e_{acero} = 1mm = 0,001m$$

$$\lambda_{acero} = 39 \frac{W}{m \cdot ^\circ C} = 33,53 \frac{kCal}{h \cdot m \cdot ^\circ C}$$

$$e_{poliuretano} = 60mm = 0,06m$$

$$\lambda_{poliuretano} = 0,028 \frac{W}{m \cdot ^\circ C} = 0,024 \frac{kCal}{h \cdot m \cdot ^\circ C}$$

α_{viento} = coeficiente de convección exterior con el aire.

Correlación para coeficiente de convección exterior con el aire. El régimen de circulación viene dado por el parámetro $v \cdot D$.

Dónde:

v : velocidad del viento (m/s)

D : diámetro exterior del cilindro (m).

Si $v \cdot D \leq 0,00855 \left[\frac{m^2}{s} \right]$ régimen laminar:

$$\alpha_{viento} = \frac{0,0081}{D} + 3,14 \cdot \sqrt{\frac{v}{D}}$$

Si $v \cdot D > 0,00855 \left[\frac{m^2}{s} \right]$ régimen turbulento:

$$\alpha_{viento} = 8,9 \cdot \frac{v^{0,9}}{D^{0,1}}$$

Aplicado al sistema en estudio, se tiene:

$$v \cdot D = 6 \left[\frac{m}{s} \right] \cdot 0,35 \left[m \right] = 2,1 \left[\frac{m^2}{s} \right] \rightarrow \text{turbulento.}$$

$$\alpha_{viento} = 8,9 \cdot \frac{\left[\frac{6 \text{ m}}{s} \right]^{0,9}}{\left[0,35 \text{ m} \right]^{0,1}} = 49,6 \left[\frac{W}{m \cdot ^\circ C} \right] = 41,39 \left[\frac{kCal}{h \cdot m \cdot ^\circ C} \right]$$

Reemplazando los valores en la ecuación (5.8):

$$U = \frac{1}{\frac{0,001}{33,53} + \frac{0,06}{0,024} + \frac{1}{41,39}} = 0,396 \left[\frac{kCal}{h \cdot m \cdot ^\circ C} \right]$$

Como conclusión de este cálculo, se puede decir que el “U” es casi igual a:

$$\frac{\lambda_{poliuretano}}{e_{poliuretano}} = \frac{0,024}{0,06} = 0,4$$

$$\frac{\lambda_{poliuretano}}{e_{poliuretano}} \cong U$$

Esto quiere decir que el poliuretano es el factor controlante, o resistencia controlante.

Los otros dos factores dan resultados muy alejados respecto al global:

$$\frac{\lambda_{acero}}{e_{acero}} = \frac{33,53}{0,001} = 33530 \left[\frac{kCal}{h.m.^{\circ}C} \right]$$

5.5.4. Área de transferencia de calor, “A”:

El área de transferencia se tomará como la suma de dos áreas de transferencia, la del termotanque y la del colector. El calor cedido/perdido por los tubos captadores de energía, se restó cuando se calculó el calor ganado por éstos mismos, en el inciso 3.7, por esto, ahora no se los tiene en cuenta.

Área de transferencia del termotanque:

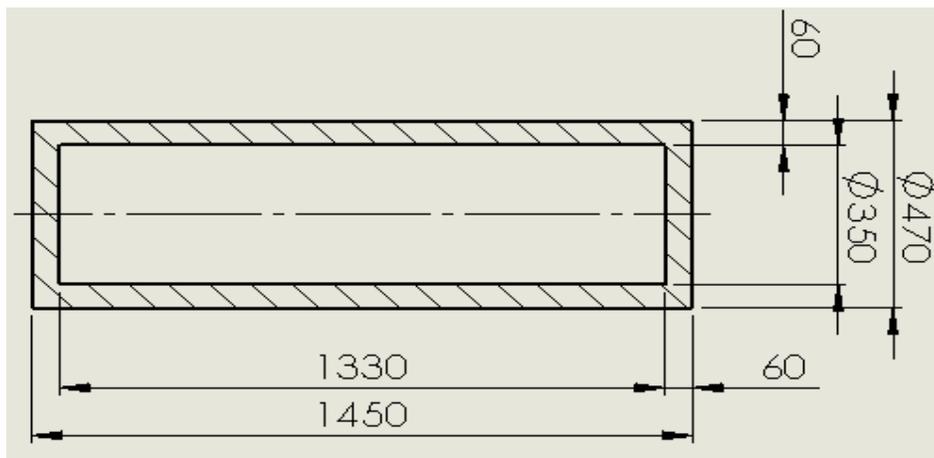


Figura 5.9: Vista en corte del poliuretano que aísla el termotanque cilíndrico (medidas en milímetros).

$$A = \left[\frac{\pi \cdot d^2}{4} \right] \cdot 2 + \pi \cdot d \cdot L$$

Dónde:

$$L = 1330[mm] + 2 \cdot 60[mm] = 1,45[m]$$

$$d = 350[mm] + 2 \cdot 60[mm] = 0,470[m]$$

Reemplazando:

$$A = \left[\frac{\pi \cdot (0,470[m])^2}{4} \right] \cdot 2 + \pi \cdot 0,470[m] \cdot 1,45[m]$$

$$A_{termotanque} = 2,49[m^2]$$

Área de transferencia del colector:

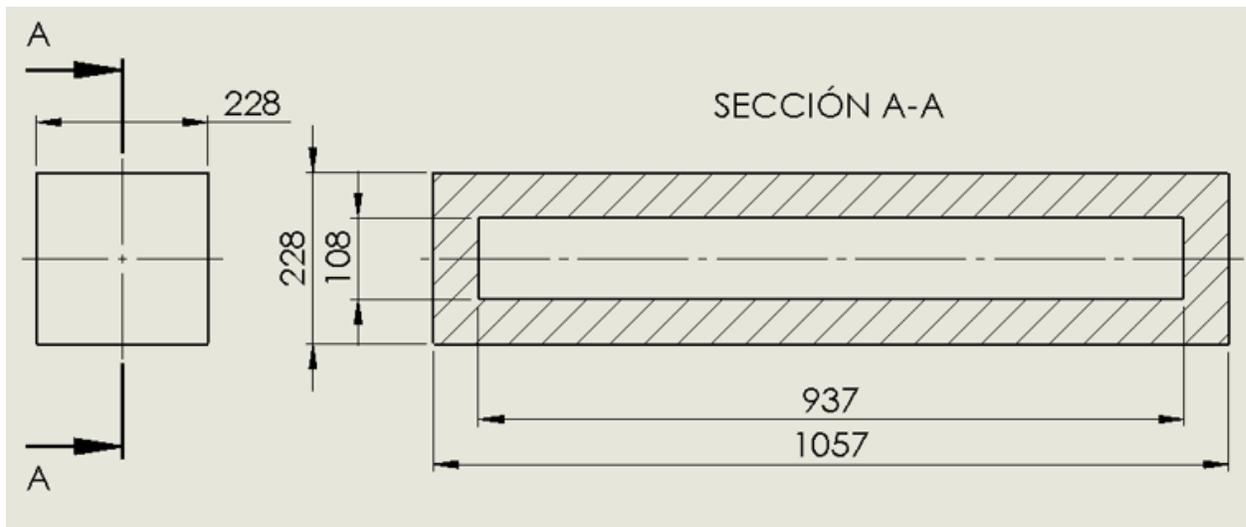


Figura 5.10: Vista en corte del poliuretano que aísla el colector (medidas en milímetros).

Donde:

$$L = 937[mm] + 2 \cdot 60[mm] = 1,057[m].$$

$$h = a = 100[mm] + 2 \cdot 60[mm] = 0,22[m].$$

$$Area_{colector} = Area_{laterales} + Area_{fondos}$$

Áreas laterales:

$$Area_{laterales} = 4. [L. h]$$

$$Area_{laterales} = 4. [1,057[m].0,22[m]] = \mathbf{0,93[m]^2}$$

Áreas de fondos:

$$Area_{fondos} = 2. [a. h]$$

$$Area_{fondos} = 2. [0,22[m].0,22[m]] = \mathbf{0,0968[m]^2}$$

Área de transferencia de calor del colector:

$$Area_{colector} = Area_{lados} + Area_{fondos} = 0,93[m]^2 + 0,0968[m]^2$$

$$\mathbf{Area_{colector} = 1,03[m]^2}$$

Área total de transferencia de calor:

$$Area_{trasferencia} = A_{termotanque} + Area_{colector} = 2,49[m^2] + 1,03[m]^2$$

$$\mathbf{Area_{trasferencia} = 3.51 [m]^2}$$

5.5.5. Pérdidas de temperatura por la noche.

Teniendo todos los valores, resta reemplazar en la ecuación (5.2) y ver cómo se comporta:

$$Z = \frac{U. A. t}{M. C_p} = \frac{0,396 \left[\frac{kCal}{h.m.^{\circ}C} \right] . 3,51[m^2] . 1[h]}{200kg . 1 \left[\frac{kCal}{kg.^{\circ}C} \right]} = 0,0069498$$

$$e^Z = 1,006974006$$

$$T_2 = 6[{}^{\circ}C] - \frac{6[{}^{\circ}C] - 70[{}^{\circ}C]}{e^Z} = 69,6[{}^{\circ}C]$$

Esta es la temperatura al cabo de 1 hora. Luego la T_2 antes calculada, pasará a ser la nueva T_1 , y así sucesivamente hasta alcanzar las 15 horas. Para simplificar los cálculos, se resolvió este método iterativo en un Excel, los resultados se muestran a continuación.

Junio ($T_k=6^\circ\text{C}$)		
t (h)	$T_1(^\circ\text{C})$	$T_2(^\circ\text{C})$
0	70	70
1	70,0	69,6
2	69,6	69,1
3	69,1	68,7
4	68,7	68,3
5	68,3	67,8
6	67,8	67,4
7	67,4	67,0
8	67,0	66,6
9	66,6	66,2
10	66,2	65,8
11	65,8	65,3
12	65,3	64,9
13	64,9	64,5
14	64,5	64,1
15	64,1	63,7

Tabla 5.3: perdidas de temperatura “por la noche” - simplificada.

El descenso de temperatura será de:

$$\Delta T_{p.aislación} = 70[^\circ\text{C}] - 63,7[^\circ\text{C}] = 6,3[^\circ\text{C}]$$

Como en realidad no se trata de un recipiente hermético, sino que tiene tuberías de entrada y salida de agua, conexiones entre termotanque y captador, orificios de inserción de tubos, etc., las perdidas serán mayores a las calculadas. Estas pérdidas adicionales, no son sencillas de cuantificar.

Por ello, se adopta un incremento del 50% en la transferencia de calor calculada a través de la aislación.

$$\Delta T_{p.Total} = 6,3[{}^{\circ}C]. 1,5 = 9,4[{}^{\circ}C]$$

La temperatura final real del termo tanque será de:

$$T_{2.real} = 60,61[{}^{\circ}C]$$

A continuación, se resumen todos los valores en un cuadro. También se graficó la variación de la temperatura del agua vs tiempo.

Junio (Tk=6°C)						
t (h)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	ΔT _{p. aisl.} (°C)	ΔT _{p.Total} (°C)	T ₁ real(°C)	T ₂ real(°C)
0	70	70	0	0,000	70	70
1	70,0	69,6	0,438	0,656	70,00	69,34
2	69,6	69,1	0,435	0,652	69,34	68,69
3	69,1	68,7	0,432	0,647	68,69	68,04
4	68,7	68,3	0,429	0,643	68,04	67,40
5	68,3	67,8	0,426	0,639	67,40	66,76
6	67,8	67,4	0,423	0,634	66,76	66,13
7	67,4	67,0	0,420	0,630	66,13	65,50
8	67,0	66,6	0,417	0,626	65,50	64,87
9	66,6	66,2	0,414	0,621	64,87	64,25
10	66,2	65,8	0,411	0,617	64,25	63,64
11	65,8	65,3	0,409	0,613	63,64	63,02
12	65,3	64,9	0,406	0,609	63,02	62,41
13	64,9	64,5	0,403	0,604	62,41	61,81
14	64,5	64,1	0,400	0,600	61,81	61,21
15	64,1	63,7	0,397	0,596	61,21	60,61
Total pérdidas			6,258	9,387		

Tabla 5.4: perdidas de temperatura “por la noche” - completa.

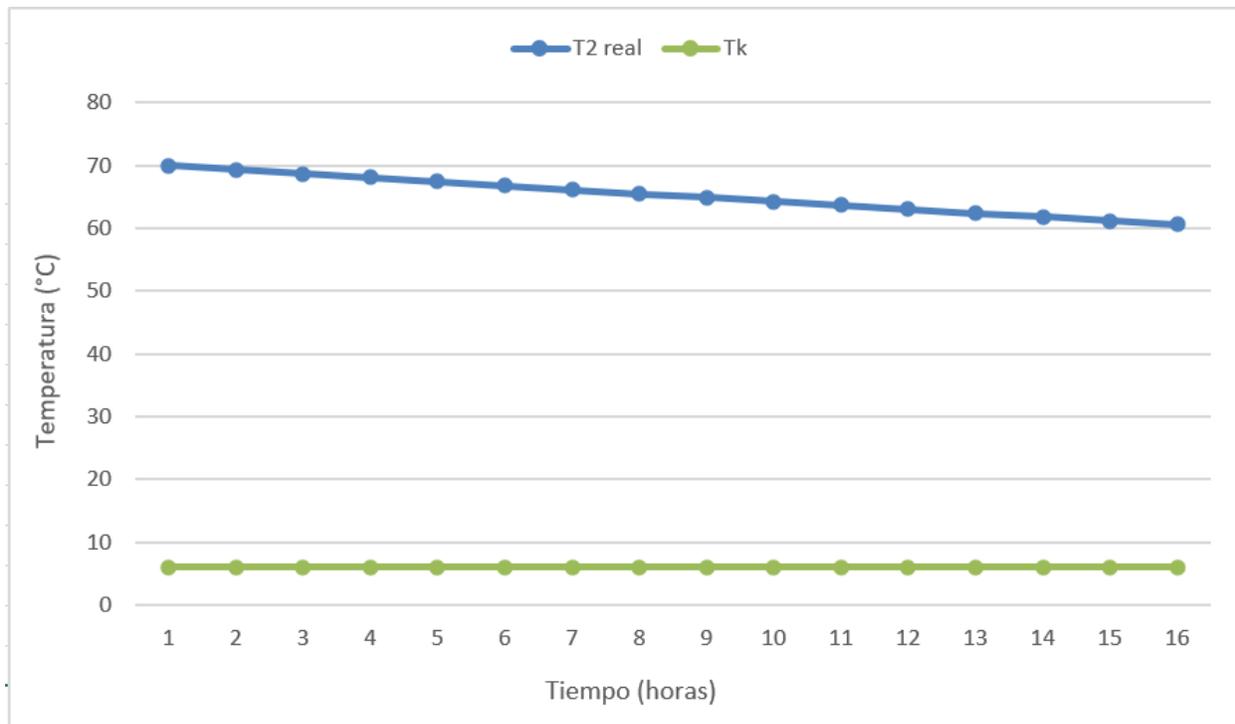


Figura 5.11: Perfil de pérdidas de temperatura del sistema.

Además, para tener una noción completa, se evaluaron las pérdidas de temperatura (T_{perdida}) que tendría el termotanque por la noche, con diferentes espesores del aislante térmico elegido. Los resultados se ilustran en la siguiente tabla:

e (cm)	A	U	T perdida (°C)	ΔT (°C)
1	2,24	2,27	30,4	
2	2,47	1,17	18,6	11,8
3	2,70	0,78	14,1	4,5
4	2,95	0,59	11,7	2,4
5	3,20	0,47	10,3	1,4
6	3,46	0,40	9,3	1
7	3,73	0,34	8,7	0,6
8	4,01	0,30	8,2	0,5
9	4,30	0,26	7,9	0,3
10	4,60	0,24	7,6	0,3

Tabla 5.5: Espesor de aislación vs pérdida de temperatura

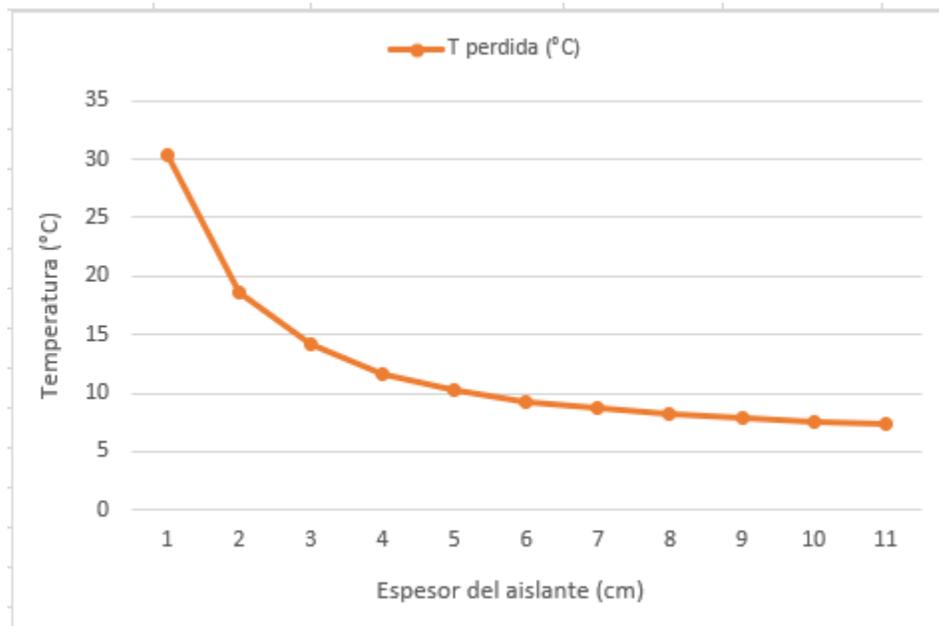


Figura 5.12: Espesor de aislación vs pérdida de temperatura.

Conforme aumenta el espesor de aislación, también aumenta la superficie de transferencia de calor “A”, lo contrario sucede con el coeficiente de transferencia “U”, es decir, disminuye.

Las pérdidas de temperatura (T perdida) disminuyen a medida que se aumenta el espesor, pero su diferencia con el valor anterior (ΔT) se va haciendo cada vez más chica, hasta llegar a su valor mínimo, $\Delta T = 0,3[^\circ C]$, correspondiente al espesor de pared del aislante de 9[cm].

También se observa que, con la aislación planteada (poliuretano), las pérdidas de temperatura tienen un límite aproximado de 7[°C], por más que se aumente el espesor por encima de 10[cm], no podremos disminuir dicho valor de pérdida.

Conclusión: se eligió el espesor de pared del aislante de 6[cm], porque hasta dicho valor las pérdidas de temperaturas disminuyen significativamente, no siendo así luego del mismo. A partir de 6[cm] de espesor de pared, la curva en la figura 5.12 se “aplana”.

5.5.6. Pérdidas de calor durante el día.

De manera similar se pueden calcular las pérdidas durante el día. Para no involucrar muchas variables se toma el siguiente ejemplo.

El termotanque se llena con agua a temperatura ambiente (fría), a la mañana temprano. Durante éste primer día no se realizarán consumos, por lo que tendrá un volumen totalmente estaco de agua, que irá incrementando su temperatura conforme pase el tiempo.

Para conocer la temperatura final del agua una vez haya terminado el día, a esta temperatura ganada, debemos restarle las pérdidas.

En el minuto cero de llenado, las pérdidas serán nulas, ya que no existe un ΔT entre el agua del termotanque y el medio ambiente exterior. Conforme el agua vaya aumentando su temperatura, las pérdidas serán mayores.

Se continúa con el mes Junio para los cálculos. Se puede ver en la tabla 3.5 el calor ganado en un día típico de este mes. Se discrimina el calor ganado por radiación difusa y directa.

Se adoptará el siguiente criterio para los cálculos: el calor ganado por radiación difusa, se dividirá uniformemente desde la salida hasta la puesta del sol. En cuanto al ganado por radiación directa, se considerará que es absorbido solo en las horas circunstantes al medio día. Lo que se desea obtener son los grados de temperatura por hora que aumenta el agua en el termotanque.

Los datos conocidos son:

$$Q_{bu} = m \cdot cp \cdot \Delta T = 1888,4[W] = 1623,7[Kcal/h]$$

$$Q_{du} = m \cdot cp \cdot \Delta T = 523,7[W] = 450,3[Kcal/h]$$

$$Tiempo\ solar = 9,97\ horas$$

$$Heliofania = 4\ horas$$

Despejando ΔT :

$$\Delta T_d = \frac{450,3[Kcal/h]}{200 [Kg] \cdot 1 [KCal/Kg \cdot ^\circ C]} = 2,25 \left[\frac{^\circ C}{h} \right]; \text{Durante } 9,97\ horas$$

$$\Delta T_b = \frac{1623,7[Kcal/h]}{200 [Kg] \cdot 1 [KCal/Kg \cdot ^\circ C]} = 8,17 \left[\frac{^\circ C}{h} \right]; \text{Durante } 4\ horas$$

Se adopta una temperatura para el agua fría de $T_K = 12[^\circ C]$. Ésta es la temperatura media de este mes.

La duración del día solar se dividirá en períodos de una hora. Entonces al cabo de la primera hora, el agua se habrá calentado debido a la radiación difusa solamente, un valor de:

$$T_K + \Delta T_d = 12^\circ C + 2,13^\circ C = 14,13[^\circ C]$$

A este valor le debemos restar las pérdidas que tuvo durante esa hora.

$$Z = \frac{U \cdot A \cdot t}{M \cdot C_p} = \frac{0,396 \left[\frac{kCal}{h \cdot m \cdot ^\circ C} \right] \cdot 3,45[m^2] \cdot 1[h]}{200kg \cdot 1 \left[\frac{kCal}{kg \cdot ^\circ C} \right]} = 0,0068601$$

$$e^Z = 1,00688368$$

$$T_2 = 12^\circ C - \frac{12^\circ C - 14,13^\circ C}{e^Z} = 14,11[^\circ C]$$

Esta T_2 es la temperatura final final luego de una hora. Se realiza este mismo razonamiento hasta llegar al final del día solar. El resultado se muestra en la siguiente tabla, realizada en Excel:

Junio (Tk=12°C)							
ΔT_{ganada} (°C)	t (h)	T_1 (°C)	T_2 (°C)	$\Delta T_{p. aisl.}$ (°C)	$\Delta T_{p. Total}$ (°C)	T_1 real(°C)	T_2 real(°C)
	0	12	12	0	0	12	12
2,13	1	14,1	14,1	0,015	0,022	14,1	14,1
2,13	2	16,2	16,2	0,029	0,044	16,2	16,2
2,13	3	18,3	18,3	0,043	0,065	18,3	18,3
9,83	4	28,1	28,0	0,110	0,165	28,1	27,9
9,83	5	37,9	37,7	0,177	0,265	37,8	37,5
9,83	6	47,5	47,3	0,243	0,364	47,3	47,0
9,83	7	57,1	56,8	0,308	0,462	56,8	56,3
2,13	8	58,9	58,6	0,321	0,481	58,5	58,0
2,13	9	60,7	60,4	0,333	0,500	60,1	59,6
2,13	9,97	62,5	62,2	0,345	0,518	61,7	61,2
Perdidas totales				1,924	2,886		

Tabla 5.6: pérdidas de temperatura durante el día.

La temperatura al final del día será de 61,2(°C), y las pérdidas suman un valor de 2,88[°C].

Capítulo 6: Cobertores exteriores.

Los dos recipientes, colector y tanque de acumulación, estarán rodeados con aislante térmico y finalmente una lámina de acero inoxidable cubrirá todo el conjunto armado. Esla lámina (cobertor exterior) será de acero inoxidable AISI 430 de espesor igual a 1[mm] y cumplirá la función de proteger el aislante de posibles daños, de la humedad, rayos solares, etc.

Además, las áreas de poliuretano que estén sometidas a esfuerzos axiales de compresión, teniendo el cobertor de por medio, distribuirán más uniformemente las

fuerzas por toda el área de contacto, evitando fuerzas puntuales indeseadas, que puedan causar aplastamientos sobre el aislante.

6.1 Cobertor exterior del colector.

Tendrá forma de “caja” rectangular, con 10 agujeros en sus 2 laterales por donde pasarán los tubos captadores de energía (figura 6.1-a).

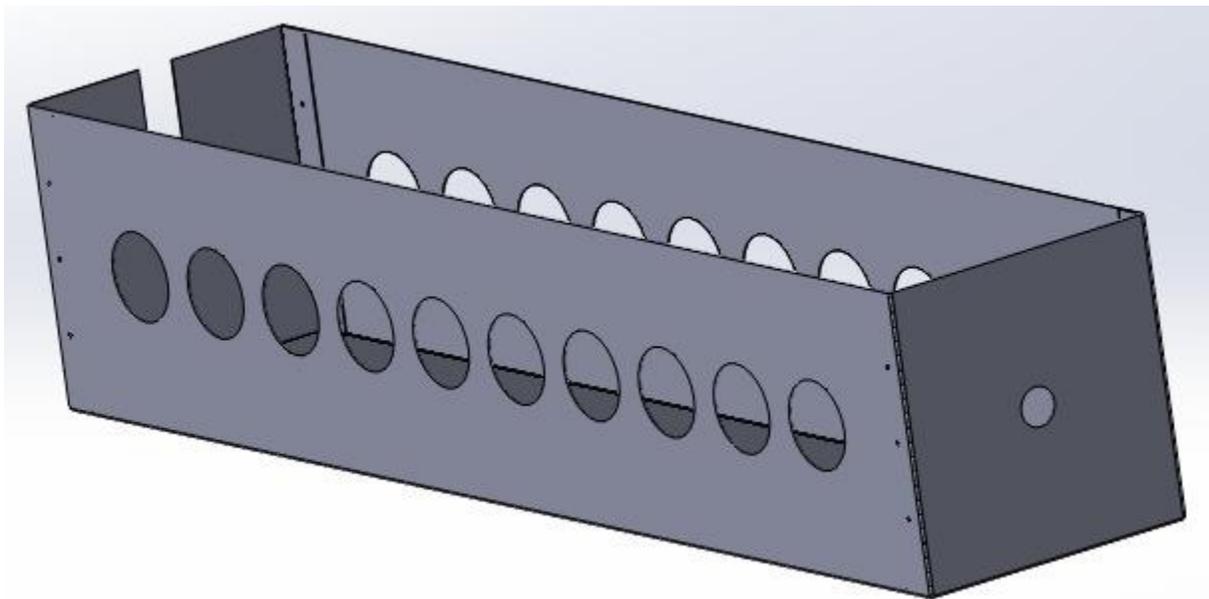


Figura 6.1-a: Cuerpo cobertor del colector.

En cada cara de los extremos, deberán pasar los medios niples de la entrada y salida de agua al colector. En un extremo se realizó un orificio y en el otro una ranura. La ranura se hace para poder armarlo, y que el colector con los medios niples soldados pueda entrar sin interferencias. Esta ranura se tatará con el diseño de la tapa que se mostrará más adelante.

En su base, tendrá 4 agujeros donde se alojarán en cada uno, un bulón que lo fijará a la estructura donde irá montado (figura 6.1-b).

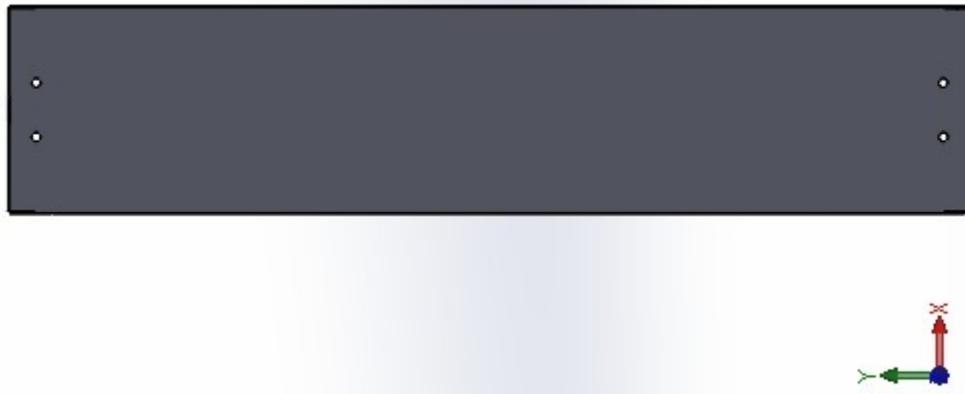


Figura 6.1-b: Cuerpo cobertor del colector.

Se aclara, que estos 4 bulones lo fijarán a la estructura, pero no será su función impedir el movimiento en el eje "Y". Para impedir este movimiento, se montarán en la estructura dos perfiles "L", cumpliendo la función de topes (figura 6.1-c).

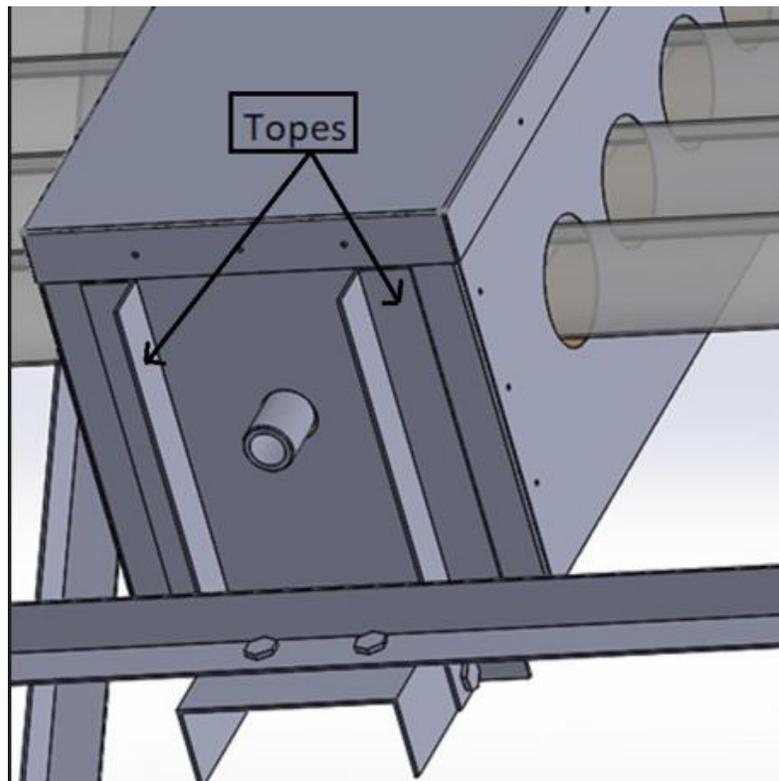


Figura 6.1-c: Cobertor del colector.

Para armar el cuerpo del colector, se partirá de una chapa metálica, de 1[mm] de espesor, para luego plegarla hasta su diseño final. Los pliegues serán unidos con remaches de acero inoxidable de $\varnothing 3 \times 6$ dispuestos a una distancia entre sí de 10[cm]. La tapa del cobertor (figura 6.2), será del mismo material y espesor que el cuerpo y se unirán entre sí, con remaches también.

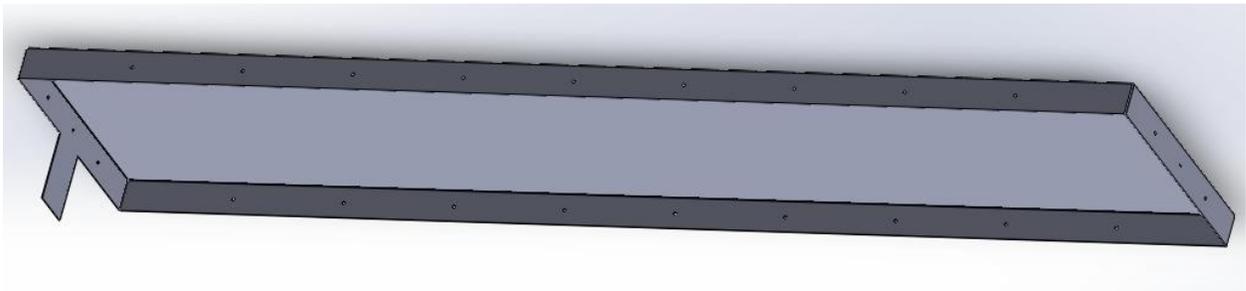


Figura 6.2: Tapa cobertor del colector.

Una vez armada se presentarán las placas de poliuretano rígido y el colector interno armado con sus fondos planos y o´ring colocados. En este punto, es importante centrar perfectamente todos los componentes: colector, placas de poliuretano y cobertor exterior. Una vez lograda esta alineación, se proyectará poliuretano líquido en los espacios vacíos, para que cubra todo el volumen restante a aislar.

6.2 Cobertor exterior del tanque de acumulación.

De igual manera que para el colector, se usará chapa de acero inoxidable AISI 430 de espesor 1[mm]. Para cubrir el contorno cilíndrico se rolará, dejando un solape de 20[mm] para unir con remaches rápidos (POP) de acero inoxidable $\varnothing 3 \times 6$. (figura 6.3).



Figura 6.3: Cobertor cilíndrico.

Los dos fondos, serán planos con un rebordeado (pestañado) de 10[mm], que se usará para unir al cilindro, también mediante remaches (figura 6.4). Uno será ciego y el otro fondo tendrá dos agujeros por donde pasarán los medios niples de entrada y salida de agua al tanque de acumulación.

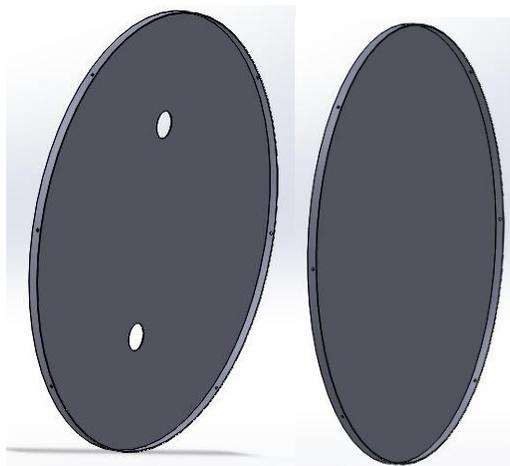


Figura 6.4: Tapas del cobertor cilíndrico.

Capítulo 7: Consumos y ahorro.

En este capítulo, se estimará el ahorro de energía convencional (gas, electricidad, etc), producto de la utilización de un termotanque solar.

El cálculo es estimado, ya que hay tres factores que son variables.

1. El primero es el clima, de él dependerá la captación de calor.
2. El segundo, es la temperatura a la cual se consume el agua caliente.
3. El tercero, los hábitos de consumo.

Las variaciones del primero y tercero, tienen MUCHA influencia en el ahorro de energía. El segundo factor, tiene variación mucho más predecible que los otros dos, porque la temperatura de consumo de agua caliente sanitaria está ligada a la temperatura corporal del ser humano, alrededor de 38°C aproximadamente. Siendo no tolerable por encima de los 41°C.

Con respecto a los hábitos, se hace referencia a los momentos del día donde se realiza cada consumo. Este factor, depende únicamente del usuario, pudiendo variar notablemente. Se supondrá una cantidad fija de litros de agua caliente consumidos por día, y se estudiará el ahorro, poniendo como variable el horario del día donde se realiza cada subconsumo. De esta forma, se encontrará el máximo ahorro, y el usuario tendrá la información suficiente para, si lo desea, modificar algún hábito de la manera correcta.

Se dividirán los consumos de agua caliente en dos principalmente, el lavado de vajillas y las duchas. A continuación, la Figura 7.1 ayuda a tener una idea de los consumos de agua y a la concientización. La misma fue publicada por Aguas Santafesinas.

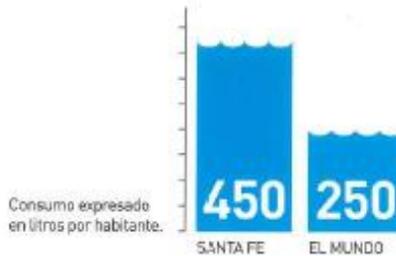
EL AGUA VALE

180 millones de litros por día se bombean desde la Planta Pctabilizadora de la Ciudad de Santa Fe.

765 Km de cañerías conforman la red de distribución que lleva el agua potable a todos los usuarios.

NUESTRO CONSUMO

En la Ciudad de Santa Fe se bombea diariamente un promedio de 450 litros de agua potable por habitante: casi el doble de lo que se consume en promedio a nivel mundial.



CUÁNTA AGUA USAMOS PARA...

un baño de 5 minutos	40/70 litros
un baño de inmersión	150 litros
lavarnos las manos	1,5 a 3 litros
el lavarropas (por ciclo)	100/200 litros
lavar vajilla de 4 personas	100 litros
lavar el auto con manguera	500 litros
lavar el auto con balde	50 litros
cada descarga de tanque de inodoro	15/20 litros

TOMANDO MEDIDAS

El agua potable es esencial para tener una vida sana y saludable. Pero no es infinita y cada vez somos más quienes la necesitamos. Por ello es importante que todos cuidemos el agua.



USO DE LA MANGUERA

Una manguera abierta desperdicia en 2 horas el agua que toda una familia necesita por día.

Podés utilizar un balde para limpiar veredas o regar las plantas y así consumir sólo el agua necesaria.



GOTEO DE CANILLAS Y LLAVES DE PASO

Una canilla que gotea pierde 4 litros por hora.

Podés ahorrar mucha agua si mantenés las canillas, las llaves de paso y los depósitos de inodoros en buenas condiciones.



CANILLAS ABIERTAS

Cuando dejás una canilla abierta, el agua que una persona necesita por día se desperdicia en 30 minutos.

No olvidés cerrarla cuando no la utilices.



PILETAS Y PILETINES

No es necesario cambiar el agua de piletas y piletines diariamente.

Podés mantenerlos limpios agregando lavandina o cloro y cubriéndolos con una lona.

La siguiente tabla te indica la cantidad de lavandina a diluir por día de acuerdo al tamaño de la pileta:

TAMAÑO DE LA PILETA	CAPACIDAD	LAVANDINA
2 x 1,40 x 0,50	hasta 1400 lts	6 tapitas
2,60 x 1,60 x 0,60	hasta 2500 lts	10 tapitas
3 x 1,80 x 0,65	hasta 3500 lts	14 tapitas

Figura 7.1: Consumos estimados en la ciudad de Santa Fe.

En base a la encuesta realizada en el Capítulo 2, a los datos de la Figura 7.1 y a datos experimentales, los valores adoptados para el cálculo serán los siguientes.

Lavado de vajillas: 100 litros. Pero, se considerarán 60 litros de agua caliente y 40 de agua fría. Se tomó este valor teniendo en cuenta que la mayoría de los encuestados respondieron que usan agua caliente “solo cuando necesitan desengrasar”.

Ducha: su consumo depende de dos factores, el tiempo de duración y el caudal. Un caudal bueno, se midió y fue de un litro cada ocho segundos. En cuanto a la duración, la encuesta arrojó que la mayoría tarda de 10 a 15 minutos. Una realidad es que, casi todos los encuestados respondieron sin cronometrarse, por lo que la idea de tiempo es una apreciación personal.

Para usar datos reales, se cronometraron varias duchas, en diferentes días, arrojando un promedio de 10 minutos.

El consumo será:

$$\text{Consumo} = \text{caudal} \cdot \text{tiempo}$$

$$\text{Consumo} = \frac{1L}{8s} \cdot \frac{60s}{1 \text{ minuto}} \cdot 10 \text{ minutos} = \mathbf{75 \text{ Litros}}$$

Con respecto a las temperaturas de consumo, se sabe que ronda alrededor de la temperatura corporal, y depende de cada persona. El estudio se hará suponiendo un rango de temperaturas aceptables para el consumo.

7.1. Reposición por niveles vs reposición continua.

Respecto al funcionamiento del equipo, con la idea de maximizar el ahorro, se plantearon dos alternativas para la reposición de “agua fría” al termotanque, a medida que se extraiga agua caliente del mismo:

- a) Reposición por niveles: la reposición se hará una vez consumido un determinado volumen o alcanzado cierto nivel.

- b) Reposición continua: se repondrá continuamente agua fría a medida que se consuma agua caliente.

La primera pregunta que surge es, si se realiza un determinado consumo de agua caliente, la temperatura final de mezcla dentro del termo tanque, ¿será la misma haciendo llenado continuo, o por niveles? ¿La temperatura en el punto de consumo cómo será?

La primera conclusión sacada fue una ventaja para la opción a) “reposición por niveles”, debido a que la temperatura del agua en el punto de consumo será siempre la misma una vez hecha la regulación por el usuario. Lo contrario sucede si hacemos una “reposición continua”, porque la temperatura del agua dentro del termotanque irá descendiendo y lo mismo sucederá en el punto de consumo. Esto puede implicar en consumos grandes, por ejemplo, una ducha, hacer más de una regulación por parte del usuario.

Por otra parte, se analizarán las temperaturas finales obtenidas dentro del termo tanque. Se supone para los cálculos una situación de invierno, con valores aproximados, ya que es solo a modo de ejemplo.

Datos:

- ✓ Temperatura del agua de reposición: $T_1 = 10^{\circ}\text{C}$
- ✓ Temperatura del agua dentro del termo tanque: $T_2 = 60^{\circ}\text{C}$
- ✓ Capacidad del termo tanque = 200 litros
- ✓ Volumen de agua a extraer = 100 litros

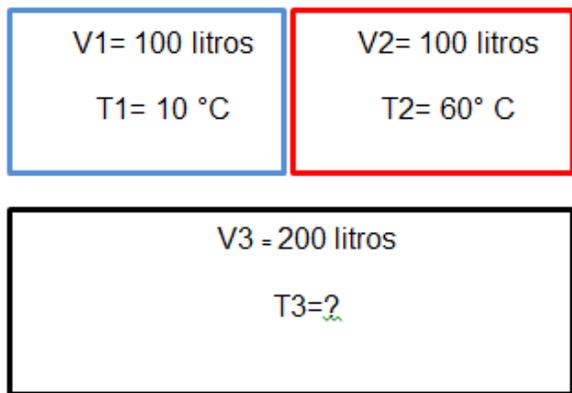
Caso a: reposición por niveles. haciendo un balance de masa y energía.

$$-Q_1 = Q_2$$

$$-m_1 \cdot cp_1 \cdot \Delta T_1 = m_2 \cdot cp_2 \cdot \Delta T_2$$

Además, tenemos que: $cp_1 = cp_2$ y $m_1 = m_2$

Entonces: $-\Delta T_1 = \Delta T_2$ ó $-(T_3 - T_1) = T_3 - T_2$



Despejando T3, nos queda:

$$T_3 = \frac{T_1 + T_2}{2}$$

$$T_3 = \frac{60^\circ C + 10^\circ C}{2} = 35^\circ C$$

Caso b: reposición continua. No se puede usar el método anterior. Este caso se puede interpretar de la siguiente forma, a medida que sale una unidad muy pequeña de líquido, otra ingresa. Se puede lograr una representación muy aproximada a la realidad con una función en Excel (más adelante se hará). Para este ejemplo, se supone que cada 1 litro que sale, entra otro litro, entonces haciendo 100 iteraciones llegaremos a la temperatura final aproximada. Cuanto más chico sea el volumen de control, y más iteraciones se realicen, más se acercará a un modelo real.

Planteamos lo siguiente:

$$m_1 \cdot T_1 + m_2 \cdot T_2 = m_3 \cdot T_3$$

Donde:

$$m_1 = 1 \text{ litros} = \text{constante.}$$

$$T_1 = 10^\circ\text{C} = \text{constante.}$$

$$m_2 = 199 \text{ litros} = \text{constante.}$$

$$T_2 = 60^\circ\text{C} = \text{solo al principio, despues varia con el llenado.}$$

$$T_3 = \text{variable.}$$

Despejando T_3 , se llega a lo siguiente:

$$T_3 = \frac{m_1 \cdot T_1 + m_2 \cdot T_2}{m_3} = \frac{m_1 \cdot T_1}{m_3} + \frac{m_2 \cdot T_2}{m_3}$$

Supongo, como se dijo antes, que voy reponiendo cada 1 litros consumido, por lo que reemplazando tenemos:

$$T_3 = \frac{1[L] \cdot 1[^\circ\text{C}]}{200[L]} + \frac{199[L] \cdot 60[^\circ\text{C}]}{200[L]} = 59,75[^\circ\text{C}]$$

Luego esta temperatura T_3 , pasará a ser la próxima T_2 .

$$T_3 = \frac{1[L] \cdot 1[^\circ\text{C}]}{200[L]} + \frac{199[L] \cdot 59,75[^\circ\text{C}]}{200[L]} = 59,50125[^\circ\text{C}]$$

De esta forma, iterando 100 veces, se llega a que la temperatura final de:

$$T_3 = 40,13[^\circ\text{C}]$$

Conclusión:

Se observa que la temperatura final de mezcla en el termotanque es mayor cuando hacemos un llenado continuo.

Con los valores numéricos que se tomaron, la diferencia fue de 5°C aproximadamente.

Es una diferencia muy grande, ya que, en invierno el tiempo que tardaría el termo en

recuperar esos 5°C es de más o menos una hora. Sumado a que en un día hay varios consumos, la pérdida irá incrementando con los mismos.

Por estas razones, no se tendrá en cuenta el modelo: a) reposición por niveles. Se utilizará reposición continua.

7.2 Calculo de la demanda cubierta por el termotanque solar.

Se estimará la demanda total de agua caliente sanitaria y la demanda cubierta por el termotanque solar.

La lógica es la siguiente, el usuario regula la temperatura, mezclando agua fría y caliente. Con el paso de los minutos, la temperatura de mezcla descenderá. Puede que se necesite realizar una segunda regulación, o tal vez no, eso dependerá del balance de temperaturas y masas, frías y calientes.

El rango apto para el consumo adoptado es:

$$T_{max} = 38^{\circ}C \text{ y } T_{min} = 34^{\circ}C.$$

Pasando en limpio, los consumos y temperaturas en un día, serán:

Consumos de agua caliente en un día				
	Cantidad por día	Consumo unitario	Consumo total	Temperaturas
Duchas	4	75 litros	420 litros	$T_{max} = 38^{\circ}C$ $T_{min} = 34^{\circ}C$
Lavado vajillas	2	60 litros		

Tabla 7.1: Consumos y temperaturas estimadas por día.

Para estimar el ahorro, resta fijar en que momentos del día se realizaran dichos consumos. Este es un dato de mucha influencia. Se plantearán diferentes casos posibles, y se buscará el que logre el mayor ahorro.

7.2.1. Consideraciones previas:

- ✓ Se considerarán tres momentos del día donde es posible el consumo de agua caliente: a la mañana temprano, al medio día y a la noche.
- ✓ Las temperaturas de ambiente mínimas del día se considerarán a la madrugada, justo antes de la salida del sol.
- ✓ Las temperaturas de ambiente máximas se darán alrededor del mediodía.
- ✓ Para los demás momentos del día (media mañana y tarde), se supondrá la temperatura media de ese mes.
- ✓ Para normalizar el estudio, se supondrá el inicio de cada planteo de la siguiente manera; el termo tanque se llenará con agua fría, y se lo dejará hasta el día siguiente sin consumos. De tal forma recibirá la captación solar de todo un día, y arrancará con una determinada temperatura residual.
- ✓ Se estudiarán las cuatro estaciones características del año, verano, invierno, otoño y primavera.

7.2.2. Planteo de ecuaciones

El usuario en el punto de consumo regulará la temperatura del agua, mezclando fría con caliente. Entonces planteamos lo siguiente:

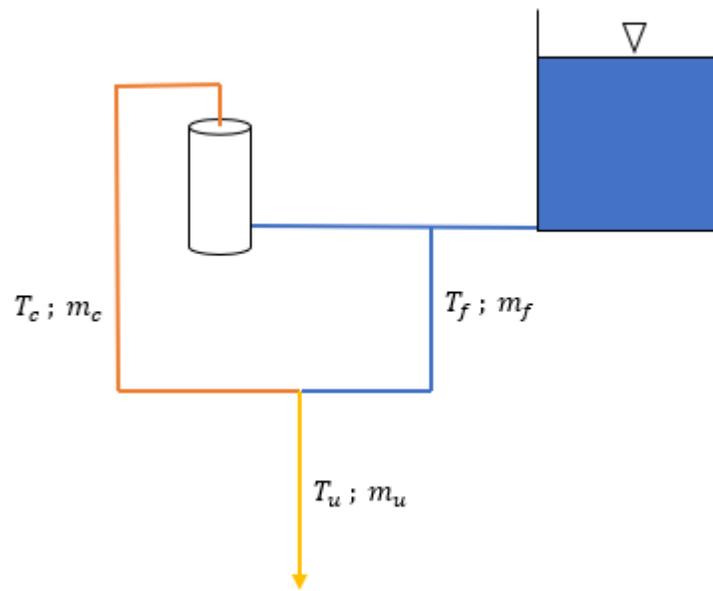


Figura 7.2: Balance de masas y energía.

$$\text{Balance de masas: } m_u = m_c + m_f \quad (7.1)$$

$$\text{Balance de energía: } T_u \cdot m_u \cdot cp_u = T_c \cdot m_c \cdot cp_c + T_f \cdot m_f \cdot cp_f \quad (7.2)$$

Donde:

Sub índice “u”= características del fluido en el punto de consumo del usuario.

Sub índice “c”= fluido caliente, que proviene del termo tanque solar.

Sub índice “f”= fluido frio, el agua de reposición.

Reemplazando (7.1) en (7.2):

$$T_u \cdot m_u = (m_u - m_c) \cdot T_f + T_c \cdot m_c$$

$$T_u \cdot m_u = T_f \cdot m_u + m_c \cdot (T_c - T_f)$$

$$m_u \cdot (T_u - T_f) = m_c \cdot (T_c - T_f)$$

$$m_c = m_u \cdot \frac{(T_u - T_f)}{(T_c - T_f)} \quad ; \quad X = \frac{(T_u - T_f)}{(T_c - T_f)}$$

$$m_c = m_u \cdot X \quad (5.3)$$

Las temperaturas siempre serán datos para los cálculos. Con ellas se calcula la fracción “X”, que indica el porcentaje de agua caliente a emplear en la mezcla, para obtener la temperatura de consumo deseada.

Se calculará siempre “X” con la $T_{u,maxima} = 38^\circ C$. Esta “X” se mantendrá constante, y T_u irá descendiendo. Si se llega hasta su valor mínimo $T_{u,minimo} = 34^\circ C$, será necesario realizar otra regulación, y por ende otro “X”.

Esto sucede, porque el termotanque solar irá reponiendo agua a temperatura ambiente, a medida que se extraiga agua caliente de él. Por lo tanto, la T_c también descenderá.

Reemplazando (7.1) en (7.2), y despejando T_c :

$$T_u \cdot m_u = (m_u - m_c) \cdot T_f + T_c \cdot m_c$$

$$T_c = \frac{m_u}{m_c} \cdot (T_u - T_f) + T_f$$

$$T_c = \frac{(T_u - T_f)}{X} + T_f \quad (7.4)$$

Si en esta ecuación utilizamos $T_{u,minimo} = 34^\circ C$, obtendremos el valor de T_c mínimo también.

Entonces la lógica será; con las temperaturas iniciales, se calcula “X”. Con ella podremos saber los litros que se van a extraer al termo tanque en el consumo. Luego de extraerlos, el agua caliente del termo habrá descendido. Si la temperatura final del

termotanque, es igual o superior a la calculada con la ecuación (7.4), quiere decir, que bastó con una regulación, y habrá finalizado ése consumo.

En el momento que se realice un consumo, se le extraerá agua caliente al termo tanque y simultáneamente se irá reponiendo con agua fría. Para calcular la temperatura final del termo, una vez finalizado el consumo, el razonamiento será el planteado en el inciso 7.1. “Reposición por niveles vs reposición continua”. La única diferencia es que ahora, para simular un modelo lo más cercano al real, el volumen de control se achicará muchísimo, y aumentarán las iteraciones. Con ayuda de una función en Excel, que permite un cálculo iterativo, se redujo el volumen de control a 0,001 litro.

7.2.3. Planteo de consumos.

Opción 1	Mañana	Medio día	Noche	Ahorro
Duchas	-	-	4	?
Lavado de vajillas	-	1	1	

Opción 2	Mañana	Medio día	Noche	Ahorro
Duchas	2	-	2	?
Lavado de vajillas	-	1	1	

Opción 3	Mañana	Medio día	Noche	Ahorro
Duchas	1	1	2	?
Lavado de vajillas	-	1	1	

Se evaluará para el mes de Junio, por ser el más crítico del año. Las temperaturas medias de este mes son:

	Temp. medias del mes (°C)	Momento del día
Máxima	18	medio día
Media	12,7	resto del día
Mínima	6,7	madrugada

Opción 1, cálculos:

Primero hay que averiguar a que temperatura se encuentra el agua al medio día. Como estamos en el inicio del planteo, se supone que estuvo el día anterior calentándose sin consumos. Se debe calcular el calor ganado, y restarle las perdidas.

El mes de junio se tomó como ejemplo para el cálculo de la aislación, en el capítulo (5).

El razonamiento es el mismo. Luego de un día de captación de calor, tendremos el agua a 61,2°C.

Junio (Tk=12°C)							
ΔT_{ganada} (°C)	t (h)	T_1 (°C)	T_2 (°C)	$\Delta T_{p. aisl.}$ (°C)	$\Delta T_{p. Total}$ (°C)	T_1 real(°C)	T_2 real(°C)
	0	12	12	0	0	12	12
2,13	1	14,1	14,1	0,015	0,022	14,1	14,1
2,13	2	16,2	16,2	0,029	0,044	16,2	16,2
2,13	3	18,3	18,3	0,044	0,066	18,3	18,3
9,83	4	28,1	28,0	0,111	0,167	28,1	27,9
9,83	5	37,9	37,7	0,179	0,268	37,8	37,5
9,83	6	47,5	47,3	0,245	0,368	47,3	46,9
9,83	7	57,1	56,8	0,311	0,467	56,8	56,3
2,13	8	58,9	58,6	0,324	0,486	58,4	58,0
2,13	9	60,7	60,4	0,336	0,505	60,1	59,6
2,13	9,97	62,5	62,2	0,349	0,523	61,7	61,2
Perdidas totales				1,943	2,915		

Luego, durante la noche, descenderá su temperatura a los siguientes valores.

Junio (Tk=6°C)						
t (h)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	ΔTp. aisl.(°C)	ΔTp. Total(°C)	T ₁ real(°C)	T ₂ real(°C)
0	61,2	61,2	0	0,000	61,2	61,2
1	61,2	60,8	0,381	0,572	61,20	60,63
2	60,8	60,4	0,379	0,568	60,63	60,06
3	60,4	60,1	0,376	0,564	60,06	59,50
4	60,1	59,7	0,373	0,560	59,50	58,94
5	59,7	59,3	0,371	0,556	58,94	58,38
6	59,3	59,0	0,368	0,552	58,38	57,83
7	59,0	58,6	0,366	0,549	57,83	57,28
8	58,6	58,2	0,363	0,545	57,28	56,73
9	58,2	57,9	0,361	0,541	56,73	56,19
10	57,9	57,5	0,358	0,537	56,19	55,66
11	57,5	57,1	0,356	0,534	55,66	55,12
12	57,1	56,8	0,353	0,530	55,12	54,59
13	56,8	56,4	0,351	0,526	54,59	54,07
14	56,4	56,1	0,348	0,523	54,07	53,54
15	56,1	55,8	0,346	0,519	53,54	53,03
Total pérdidas			5,450	8,175		

Las pérdidas calculadas fueron de 8,644°C. Entonces a la mañana estará a una temperatura de 53,03[°C].

Hasta el mediodía, que es donde estará el primer consumo, el agua se calentará nuevamente.

Junio (Tk=12°C)							
ΔTganada (°C)	t (h)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	ΔTp. aisl.(°C)	ΔTp. Total(°C)	T ₁ real(°C)	T ₂ real(°C)
	0	53	53	0	0	53	53
2,13	1	55,13	54,832	0,298	0,447	55,1	54,7
2,13	2	56,962	56,652	0,311	0,466	56,8	56,3
2,13	3	58,782	58,459	0,323	0,485	58,5	58,0
9,83	4	68,289	67,900	0,389	0,583	67,8	67,2
9,83	5	77,730	77,276	0,454	0,681	77,1	76,4
Perdidas totales				1,774	2,661		

El agua estará a 76,4[°C].

Día 1, primer consumo, lavado de vajillas:

Primero se calcula la fracción "X":

$$X = \frac{(T_u - T_f)}{(T_c - T_f)}$$

$$X = \frac{(38 - 18)^\circ\text{C}}{(76,4 - 18)^\circ\text{C}} = 0,34$$

Luego, calculamos los litros de agua caliente a usar con esta regulación:

$$m_c = m_u \cdot X$$

$$m_c = 60(l) \cdot 0,34$$

$$m_c = 20.54 \text{ litros}$$

La temperatura caliente mínima admisible será:

$$T_c = \frac{(T_u - T_f)}{X} + T_f$$

$$T_c = \frac{(34 - 18)^\circ\text{C}}{0,34} + 18^\circ\text{C} = 65,00[^\circ\text{C}].$$

Por último, se calcula la temperatura final real, dentro del termo, luego de realizar el consumo. Para compararla con la T_c antes calculada. La real siempre debe ser mayor.

$$T_c \text{ final} = 70 [^\circ\text{C}].$$

Por lo tanto, se cumple la siguiente condición:

$$T_c \text{ final} \geq T_c \text{ final, mínima}$$

El primer consumo ha finalizado, y la temperatura final del termo tanque es de $70[^\circ\text{C}]$. A continuación, se resumen los valores calculados en un cuadro.

Masa agua fria (kg)	0,01	Tc.inicial (°C)	76,4
Masa agua caliente (kg)	199,99	Tu.maxima (°C)	38,0
Tf (°C)	18	Tu.minima(°C)	34,0
Tc (°C)	70	Fracción agua caliente (X)	0,3425
		Tc.final mínima (°C)	65
Tc. Final (°C)	70	Mu (kg)	60,00
		Mc (kg)	20,55

Hasta la noche, que es donde se realizarán los demás consumos del día, el agua se calentará.

Junio (Tk=12°C)							
ΔT_{ganada} (°C)	t (h)	T_1 (°C)	T_2 (°C)	$\Delta T_{p. aisl.}$ (°C)	$\Delta T_{p. Total}$ (°C)	T_1 real(°C)	T_2 real(°C)
	5	70	70	0	0	70	70
9,83	6	79,83	79,362	0,468	0,703	79,8	79,1
9,83	7	89,192	88,658	0,533	0,800	89,0	88,2
2,13	8	90,788	90,244	0,544	0,816	90,3	89,5
2,13	9	92,374	91,819	0,555	0,833	91,6	90,8
2,13	9,97	93,949	93,383	0,566	0,849	92,9	92,1
Perdidas totales				2,667	4,000		

La temperatura en éste punto es de 92.1[°C], es muy elevada y se debe a que prácticamente estuvo dos días completos sin consumos. Es común ver, sobre todo en verano, estos equipos con agua en ebullición cuando no tienen consumos. En estos casos se recomienda tapar parcial o totalmente la superficie de captación.

Dia 1, segundo consumo, lavado de vajillas:

Masa agua fria (kg)	0,01	Tc.inicial (°C)	92,0
Masa agua caliente (kg)	199,99	Tu.maxima (°C)	38,0
Tf (°C)	12	Tu.minima(°C)	34,0
Tc (°C)	85	Fracción agua caliente (X)	0,3250
		Tc.final mínima (°C)	80
Tc. Final (°C)	85	Mu (kg)	60,00
		Mc (kg)	19,50

Día 1, tercer consumo, ducha:

Masa agua fria (kg)	0,01		Tc.inicial (°C)	85,0
Masa agua caliente (kg)	199,99		Tu.maxima (°C)	38,0
Tf (°C)	12		Tu.minima(°C)	34,0
Tc (°C)	76		Fracción agua caliente (X)	0,3562
			Tc.final mínima (°C)	74
Tc. Final (°C)	76		Mu (kg)	75,00
			Mc (kg)	26,71

Día 1, cuarto consumo, ducha:

Masa agua fria (kg)	0,01		Tc.inicial (°C)	76,0
Masa agua caliente (kg)	199,99		Tu.maxima (°C)	38,0
Tf (°C)	12		Tu.minima(°C)	34,0
Tc (°C)	67		Fracción agua caliente (X)	0,4063
			Tc.final mínima (°C)	66
Tc. Final (°C)	67		Mu (kg)	75,00
			Mc (kg)	30,47

Día 1, quinto consumo, ducha:

Masa agua fria (kg)	0,01		Tc.inicial (°C)	67,0
Masa agua caliente (kg)	199,99		Tu.maxima (°C)	38,0
Tf (°C)	12		Tu.minima(°C)	34,0
Tc (°C)	58		Fracción agua caliente (X)	0,4727
			Tc.final mínima (°C)	59
Tc. Final (°C)	58		Mu (kg)	75,00
			Mc (kg)	35,45

No se cumple la condición:

$$T_{c. final} \geq T_{c. final, mínima}$$

Por lo tanto, se requiere una segunda regulación. Para ello planteamos la condición donde:

$$T_{c. final} \approx T_{c. final, mínima}$$

Y obtenemos los m_c consumidos hasta ese momento.

Masa agua fria (kg)	0,01		Tc.inicial (°C)	67,0
Masa agua caliente (kg)	199,99		Tu.maxima (°C)	38,0
Tf (°C)	12		Tu.minima(°C)	34,0
Tc (°C)	59		Fracción agua caliente (X)	0,4727
			Tc.final mínima (°C)	59
Tc. Final (°C)	59		Mu (kg)	70,00
			Mc (kg)	33,09

$$m_c = 30 \text{ litros} ; m_u = 70 \text{ litros}$$

Para terminar la ducha restan consumir $m_u = (75 - 70)\text{litros} = 5 \text{ litros}$

Masa agua fria (kg)	0,01		Tc.inicial (°C)	59,0
Masa agua caliente (kg)	199,99		Tu.maxima (°C)	38,0
Tf (°C)	12		Tu.minima(°C)	34,0
Tc (°C)	58		Fracción agua caliente (X)	0,5532
			Tc.final mínima (°C)	52
Tc. Final (°C)	58		Mu (kg)	5,00
			Mc (kg)	2,77

Día 1, sexto consumo, ducha:

Se sabe de antemano que se va a requerir más de una segunda regulación. Se plantea directamente la siguiente condición:

$$T_c \cdot final \approx T_c \cdot final, mínima$$

✓ Primera regulación:

Masa agua fria (kg)	0,01		Tc.inicial (°C)	58,0
Masa agua caliente (kg)	199,99		Tu.maxima (°C)	38,0
Tf (°C)	12		Tu.minima(°C)	34,0
Tc (°C)	51		Fracción agua caliente (X)	0,5652
			Tc.final mínima (°C)	51
Tc. Final (°C)	51		Mu (kg)	59,00
			Mc (kg)	33,35

✓ Segunda regulación:

Masa agua fría (kg)	0,01		Tc.inicial (°C)	51,0
Masa agua caliente (kg)	199,99		Tu.maxima (°C)	38,0
Tf (°C)	12		Tu.minima(°C)	34,0
Tc (°C)	49		Fracción agua caliente (X)	0,6667
			Tc.final mínima (°C)	45
Tc. Final (°C)	49		Mu (kg)	16,00
			Mc (kg)	10,67

De esta manera se finaliza el primer día de consumos y el termo queda con una temperatura residual de 49[°C].

Siguiendo con esta metodología, se calcularon los ahorros estimados para cada opción de consumos antes planteada.

7.3. Resultados y conclusión.

Opción 1	Mañana	Medio día	Noche	Ahorro
Duchas	-	-	4	66%
Lavado de vajillas	-	1	1	

Opción 2	Mañana	Medio día	Noche	Ahorro
Duchas	2	-	2	50%
Lavado de vajillas	-	1	1	

Opción 3	Mañana	Medio día	Noche	Ahorro
Duchas	-	2	2	80%
Lavado de vajillas	-	1	1	

El mayor ahorro se obtiene cuando se dividen los consumos, la mitad al medio día y la otra mitad a la noche.

A la mañana temprano, no conviene consumir, porque el agua de reposición es la más fría del día y la temperatura final de mezcla en el termo tanque termina siendo muy baja.

Capítulo 8: Aspecto económico.

Todos los precios están expresados en moneda Argentina. Al día 16/10/2022 el valor de 1 dólar es igual a \$159 pesos argentinos.

A continuación, en la tabla 8.1 se detallan los precios de los productos presupuestados para adquirir por proveedores.

Producto	Marca	Proveedor	Precio unitario (u\$s)	Cant.	Precio total
Tubo captador de energía	Enertik	Saving Energy	2152,8	20	43056
O´ring	Enertik	Saving Energy	174,9	20	3498
Sosten extremo de tubo	Enertik	Saving Energy	492,9	20	9858
Poliuretano media caña	ArgenPur	ArgenPur	10176	1	10176
Poliuretano placa	ArgenPur	ArgenPur	5088	1	5088
Perfil estructural "L"	Insuma Sur	Insuma Sur	1062,1	16	16993,6
Perfil estructural "U"	Insuma Sur	Insuma Sur	2365,9	2	4731,8
Remaches rápidos (POP)	TUBULON S.A	TUBULON S.A	38,9	50	1945
Bulonería	TUBULON S.A	TUBULON S.A		100	19465
Total					114811,4

Tabla 8.1: Costo de productos adquiridos.

La construcción de componentes que requieren cortes de precisión, plegado de chapas y soldadura de aceros inoxidable serán tercerizados. La tabla 8.2 detalla la cotización de los mismos.

Material / Mano de obra	Proovedor	Presupuesto (U\$S)
Cobertores exteriores (incluye material AISI 430)	R&V Steel	46.672,20
Colector soldado y corte con chorro de agua (incluye material AISI 304 y medios niples)	DESSOL	89.852,40
Cilindro y fondos planos soldados (incluye material AISI 304 y medios niples)	DESSOL	109.075,10
Silletas (incluye material AISI 304)	DESSOL	48.256,50
TOTAL		293856,2

Tabla 8.2: Costo elaboración tercerizada.

Para el armado final del equipo y elaboración de componentes sencillos, como el regulador de los tubos y base de apoyo de la estructura, se llevará a cabo en un taller metalúrgico de la ciudad de San Justo, Santa Fe que posee las herramientas necesarias. El costo es de \$25.000.

Presupuesto Final:

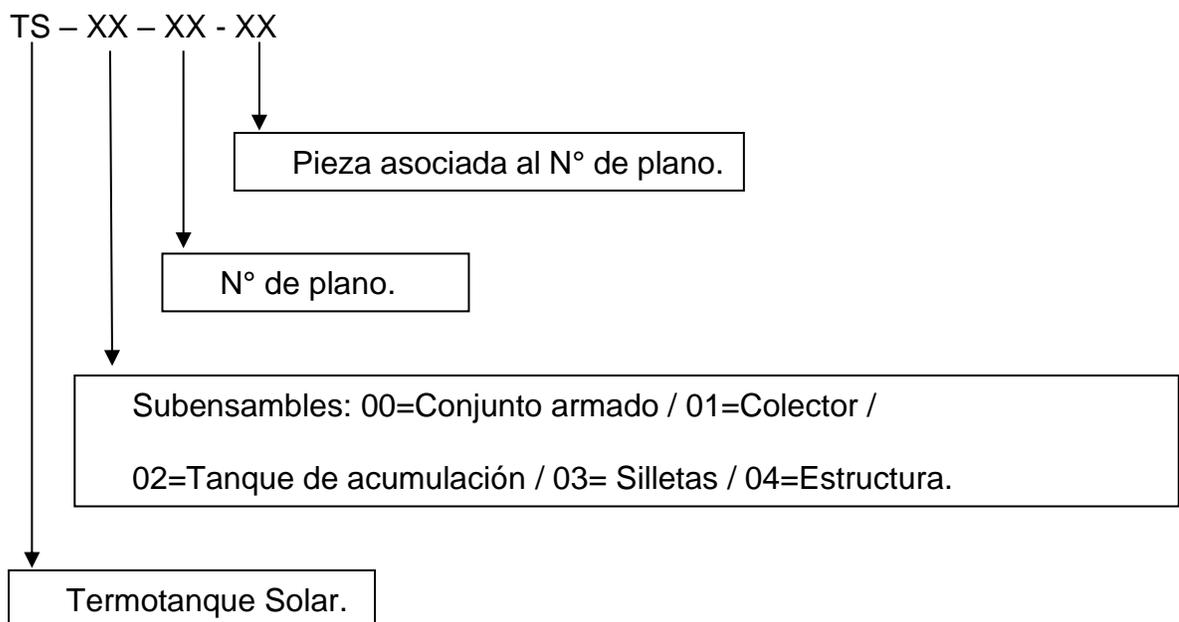
El presupuesto final estimado del equipo completo es de:

Costo mat. primas	114811,4
Costo tercerización	293856,2
Costo armado/taller	20000
TOTAL	428667,6

Tabla 8.3: Costo total del equipo.

CODIFICACIÓN DE PLANOS

Todos los componentes del equipo que deban ser fabricados cuentan con su respectivo plano, donde se detalla la información necesaria para su construcción. Estos se anexan al informe con una determinada codificación de tal manera que se pueda subdividirlos en diferentes subensamblajes dentro del equipo y así identificarlos rápidamente. La misma se detalla a continuación:



BIBLIOGRAFIA:

- ✓ Manual Técnico de Energía solar Térmica – Volumen I y II.
- ✓ Teoría de termomecánica y diseño de equipos térmicos, UTN FRSF.
- ✓ ASME – Sección VIII- Div I, II y III.
- ✓ Norma ASTM 1621 – Compresión de plásticos y elastómeros.
- ✓ Teoría de Mecánica de los Fluidos, UTN FRSF.
- ✓ Censo Nacional de Energía Solar Térmica – INTI.
- ✓ INTA – Boletín Agrometeorológico.
- ✓ Normas APA.
- ✓ Manual de normas IRAM de dibujo tecnológico.
- ✓ Norma IRAM 11601: Aislamiento térmico – métodos de cálculo.