



Facultad Regional Concepción del Uruguay

INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

**PROYECTO FINAL DE CARRERA
(P F C)**

**ESTUDIO DE CLIMATIZACIÓN EN COMPLEJO
RECREATIVO**

Sistema de refrigeración y calefacción con aporte de energía
solar

Proyecto N°: PFC 1506A

Autor: Liebrez, Alexander Adrián

Tutor: Ing. Martín, Matías

**Dirección de Proyectos:
Ing. Puente, Gustavo
Ing. De Marco, Luis
Ing. De Carli, Anibal**

AÑO 2016

Agradecimientos

Simplemente y de manera muy especial quiero agradecer a mis padres, por ser quienes me han acompañado durante todos estos años, por ser mi sostén a la distancia y por ser quienes a lo largo de toda mi vida han puesto en relevancia el valor de la educación y el trabajo arduo.



"An investment in knowledge pays the best interest."

B. Franklin

Abstract

Hoy en día las personas cada vez buscan más el confort al realizar sus actividades cotidianas y uno de los puntos destacados en este ámbito es la climatización. Pero, por otro lado, también se debe buscar cómo satisfacer este requerimiento cuidando lo mejor posible al medio ambiente. Es por ello que en este trabajo se conjugan estas dos características y se brinda una solución en la climatización de un complejo recreativo procurando la eficiencia energética y el uso de energías renovables.

Nuestra región, la provincia de Entre Ríos, tiene la particularidad de que presenta altas temperaturas en verano y relativamente bajas en invierno, es por ello que el primer objetivo planteado es la determinación de la carga térmica del complejo recreativo: la de refrigeración de los ambientes cerrados y la de climatización de las piscinas. El segundo objetivo involucra el diseño de los sistemas necesarios para abastecer de aire acondicionado y calefacción, pero con la particularidad de que los mismos deben funcionar con aporte de energía solar.

Para ello se recolectaron datos climáticos, se calculó la variación de la carga térmica durante el día para los distintos meses del año y se determinaron las condiciones más desfavorables de uso.

Como resultado se pudo lograr el diseño de un sistema de climatización dual que prioriza el uso de energía solar por sobre la eléctrica y en el cual se trató, en la medida de lo posible, utilizar técnicas y materiales que se puedan encontrar en el ámbito nacional.

Palabras claves:

- Refrigeración
- Calefacción
- Energía solar
- Absorción

ÍNDICE GENERAL

Contenido

1. Introducción y situación problemática.....	7
2. Objetivos y alcances.....	18
3. Ingeniería básica.....	19
4. Ingeniería de detalles.....	28
5. Memoria de cálculo.....	86

1. INTRODUCCIÓN AL CASO Y PROBLEMÁTICA

El complejo recreativo el cual es la base de este proyecto final de carrera se encontrará ubicado en la ciudad de Colón, Entre Ríos. El mismo tendrá una superficie total aproximada de 6900 m² de los cuales, cerca del 50% serán techados, mientras los demás se dividen en espacios al aire libre sin cobertura.

Dentro del área cubierta se encuentran un gimnasio, un salón de usos múltiples, la administración, los distintos vestuarios con área de duchas, dos canchas de fútbol 5, una de vóley, una cocina y 6 locales comerciales destinados a alquiler; mientras que en la zona libre se pueden enumerar un estacionamiento, un solárium y una pista de atletismo. Las dos piscinas con las que cuenta el complejo, una de ellas semiolímpica, tienen una cobertura removible que sólo es usada en los meses fríos del año.

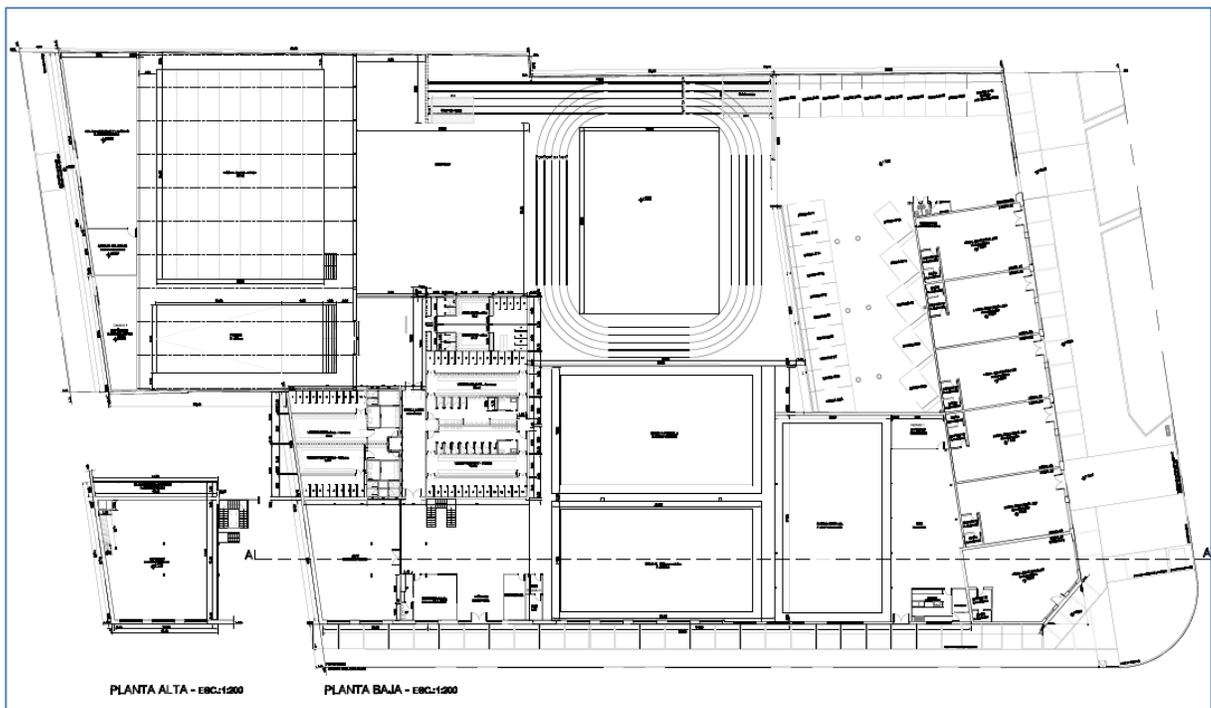


Ilustración 1 - Vista de planta del complejo recreativo.

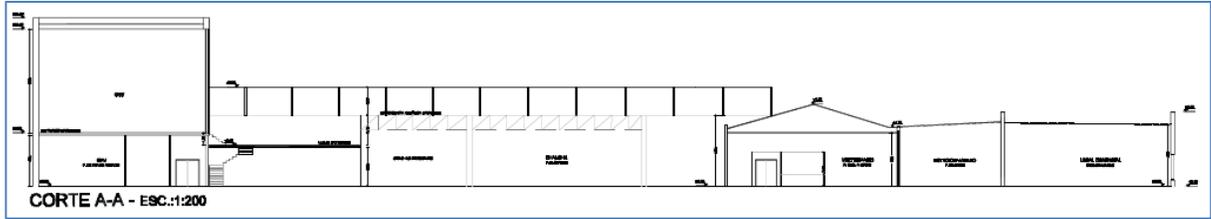


Ilustración 2 - Corte lateral del complejo recreativo.

a. Situación problemática

A causa de las diferentes temperaturas que se producen durante las distintas estaciones del año, es necesario, para mejorar la atención de quienes utilizan los distintos servicios del complejo, mantener los valores de la misma dentro de ciertos valores considerados de confort. Es por ello, que se hace necesaria la climatización del natatorio y las piscinas en los meses más fríos del año, y la refrigeración de los ambientes cerrados en los meses más cálidos.

Con esto se logra por un lado mejorar la calidad de los servicios brindados y por el otro para extender el uso de ciertos sectores como el de las piscinas a todas las estaciones del año.

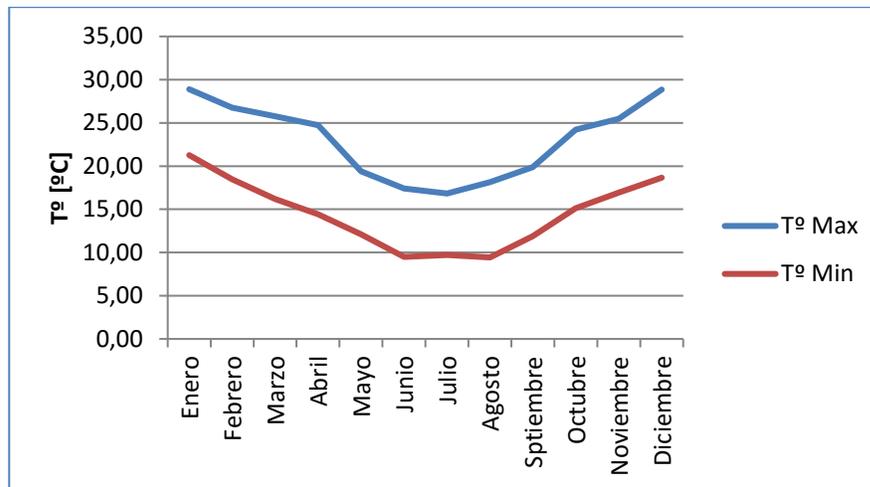


Ilustración 3 - Temperaturas máximas y mínimas en el año.

b. Descripción del complejoCroquis general proyectado

Ilustración 4 – Vista isométrica del complejo.

El complejo recreativo contará con espacios para la práctica de deportes y el esparcimiento, como así también con un área comercial. Las zonas consideradas para el estudio son: los locales comerciales, el salón de usos múltiples, la cocina, el gimnasio, la administración y las piscinas.

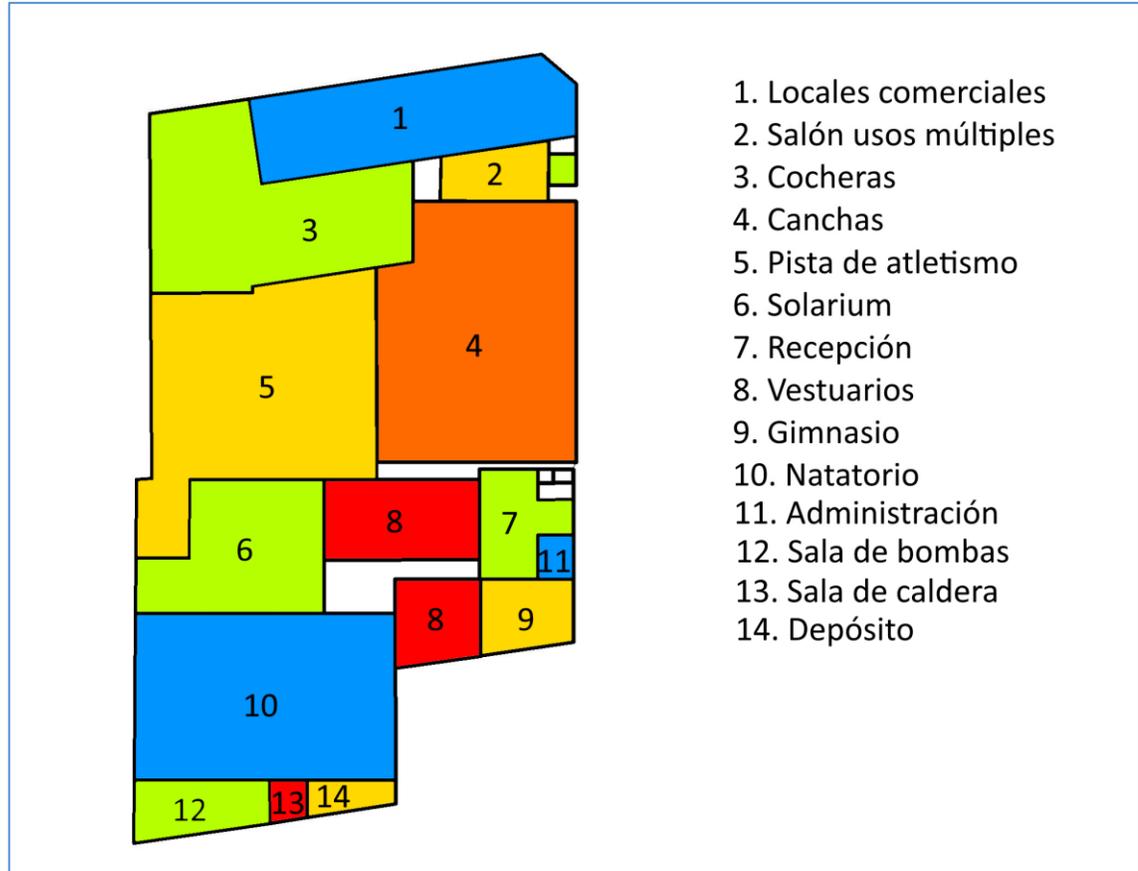


Ilustración 5 – Esquema de planta del complejo.

Áreas a climatizar

No se requiere realizar la refrigeración de todo el complejo, sino que solamente en parte de él. Las áreas comprendidas en el estudio de climatización son:

- Locales comerciales.
- Salón de usos múltiples y cocina.
- Administración.
- Gimnasios.
- Oficinas administrativas.

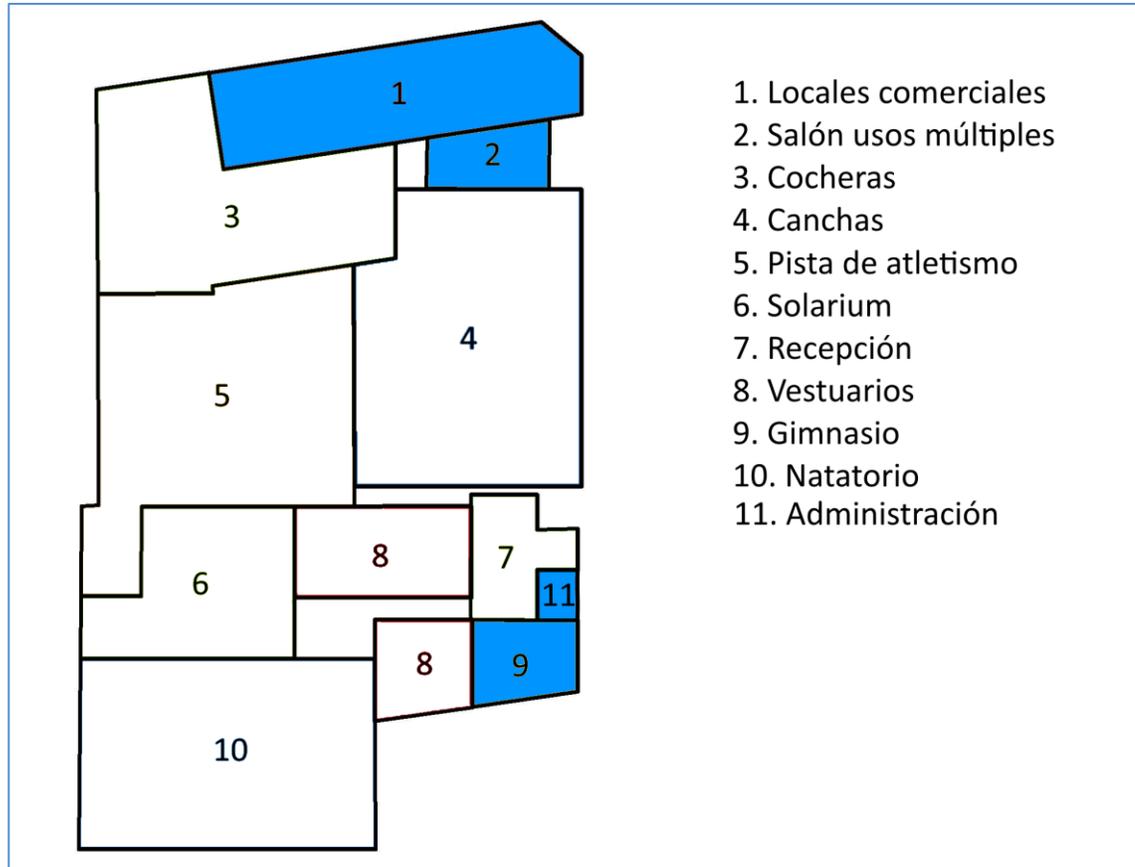


Ilustración 6 – Ambientes a refrigerar.

Descripción de los ambientes a refrigerar

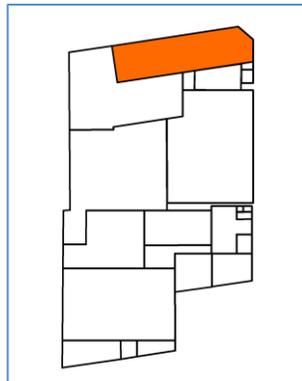
A continuación, se describen las características básicas de cada una de las áreas a climatizar.

- **Locales para alquiler**

- Local 1

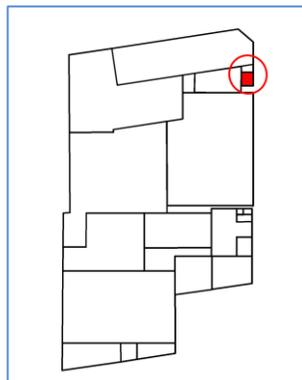
- Uso: Comercio o consultorio.
- Superficie: 115 m² (se incluyen el baño y depósito).
- Características de construcción:
 - Paredes: laterales y posterior de mampostería revocada, frente vidriado.
 - Techo: losa de hormigón armado.
 - Piso: cerámico.
 - Superficie vidriada: 16 m².

- Locales 2 al 6
 - Uso: Comercio o consultorio.
 - Superficie: 100 m² (se incluyen el baño y depósito).
 - Características de construcción:
 - Paredes: laterales y posterior de mampostería revocada, frente vidriado.
 - Techo: losa de hormigón armado.
 - Piso: cerámico.
 - Superficie vidriada: 13,45 m².



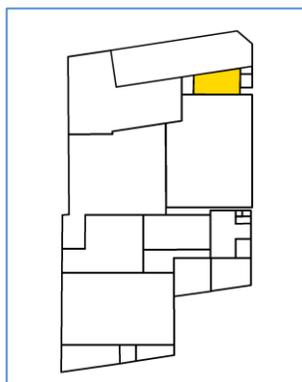
- **Cocina**

- Uso: Preparación y venta de comidas rápidas.
- Superficie: 19 m².
- Características de construcción:
 - Paredes: mampostería revocada.
 - Techo: Cielorraso y chapa de zinc.
 - Piso: cerámico.
 - Superficie vidriada: 3,3 m²



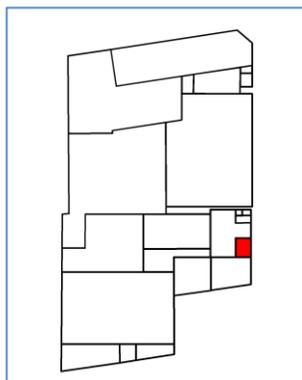
- **Salón de usos múltiples**

- Uso: realización de eventos sociales y patio de comida.
- Superficie: 144,5 m².
- Características de construcción:
 - Paredes: mampostería revocada.
 - Techo: cielorraso y chapa de zinc.
 - Piso: Alisado.
 - Superficie vidriada: 4,4 m²



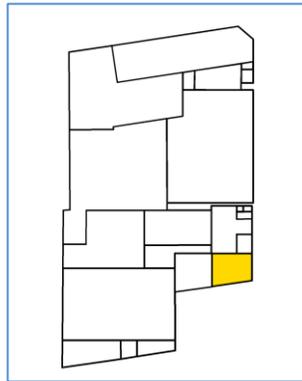
- **Administración**

- Uso: trámites administrativos.
- Superficie: 36 m² (se incluyen el baño y depósito).
- Características de construcción:
 - Paredes: mampostería revocada.
 - Techo: placas de yeso y chapa de zinc.
 - Piso: cerámico.
 - Superficie vidriada: 3 m².



- **Gimnasio planta baja**
 - Superficie: 147 m².
 - Características de construcción:
 - Paredes: mampostería revocada.
 - Techo: losa de H°A°.
 - Piso: alisado.
 - Superficie vidriada: 6 m².

- **Gimnasio primer piso**
 - Superficie: 190 m².
 - Características de construcción:
 - Paredes: mampostería revocada.
 - Techo: losa de H°A°.
 - Piso: alisado.
 - Superficie vidriada: 8,9 m².



Áreas a calefaccionar

El área que se considera para el cálculo de calefacción es la correspondiente al natatorio y abarca no solo la calefacción del aire del recinto cerrado sino también la del agua de las piscinas para que las mismas puedan ser utilizadas en los meses de invierno para prácticas deportivas y de recreación.

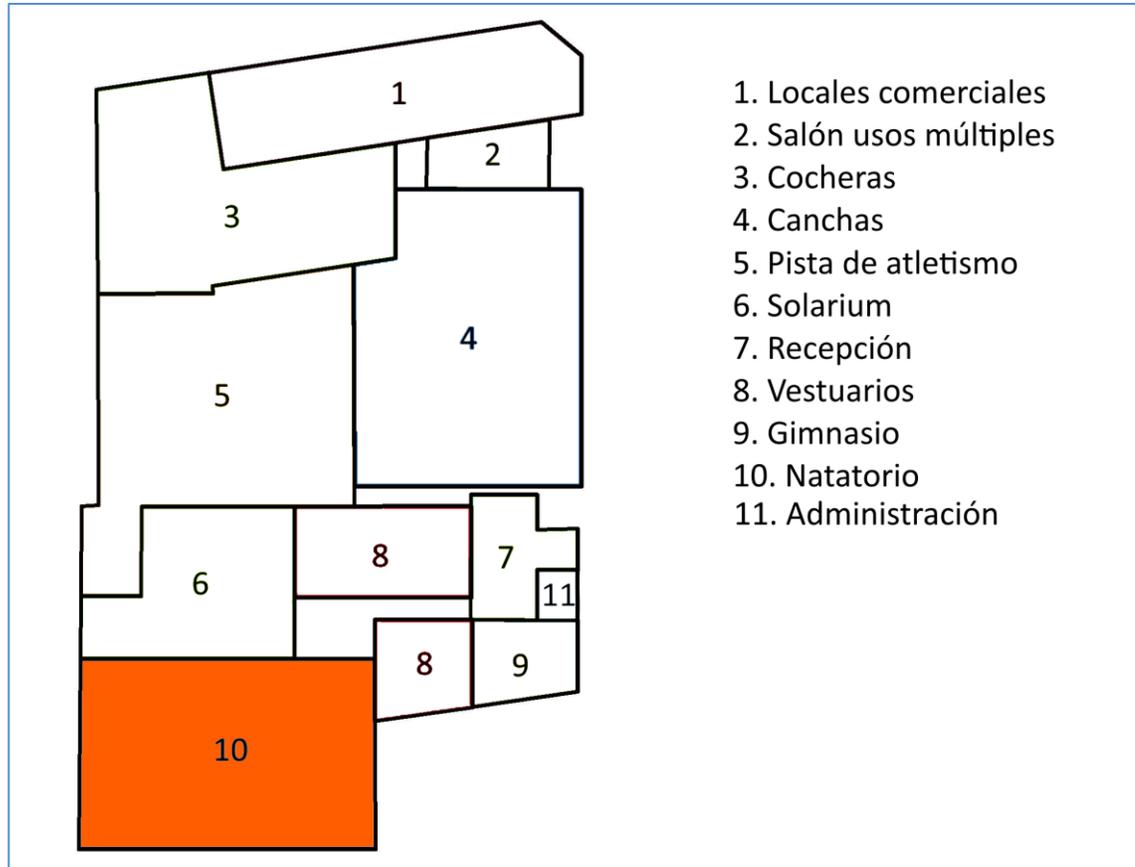


Ilustración 7 - Local a calefaccionar.

Descripción del ambiente a calefaccionar

Las características básicas del natatorio y de las dos piscinas se ven a continuación.

- **Natatorio**
 - Uso: práctica de deportes acuáticos y recreación.
 - Superficie: 1025 m².
 - Superficie piscina 1: 500 m².
 - Superficie piscina 2: 160 m².
 - Características de construcción:
 - Paredes: de mampostería y removibles usadas solo en invierno.
 - Techo: removible, usado sólo en invierno.
 - Piso: cerámico.

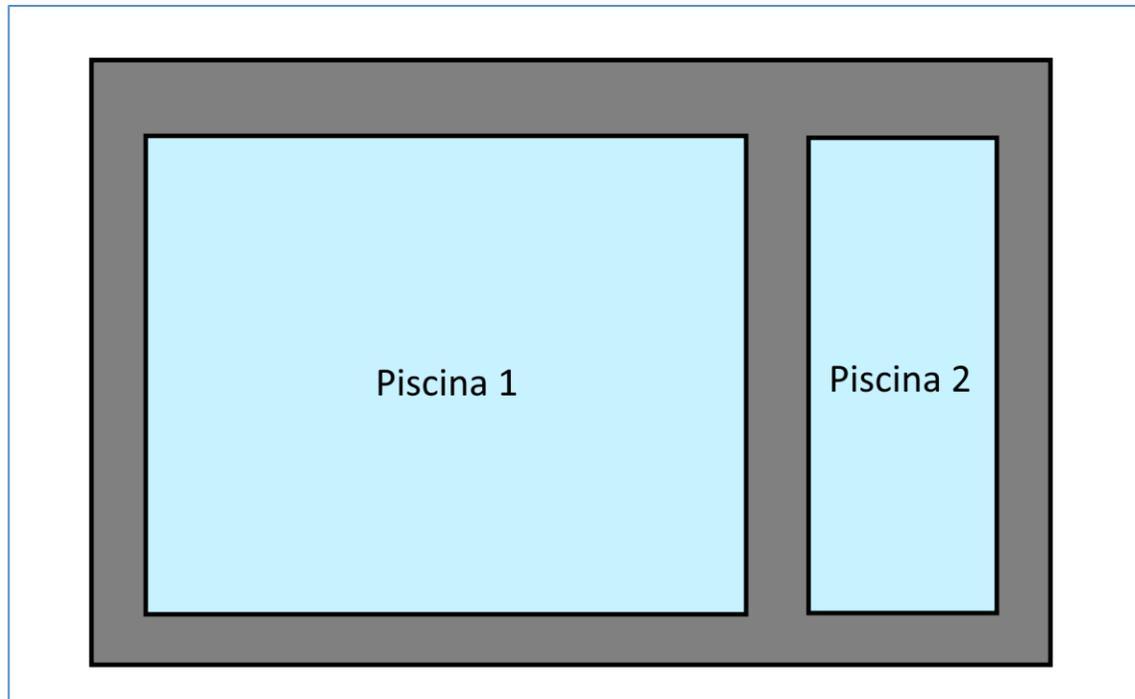


Ilustración 8 – Esquema de planta de natatorio.

Área útil para la colocación de colectores solares

No toda la superficie del complejo puede ser utilizada para la colocación de colectores solares, en primer lugar porque no todos los espacios son techados y en segundo lugar porque existen zonas cubiertas que no son aptas para la colocación de equipos sobre ellas.

Por lo tanto, el área realmente utilizable para la instalación de los equipos solares necesarios es de 3380m².

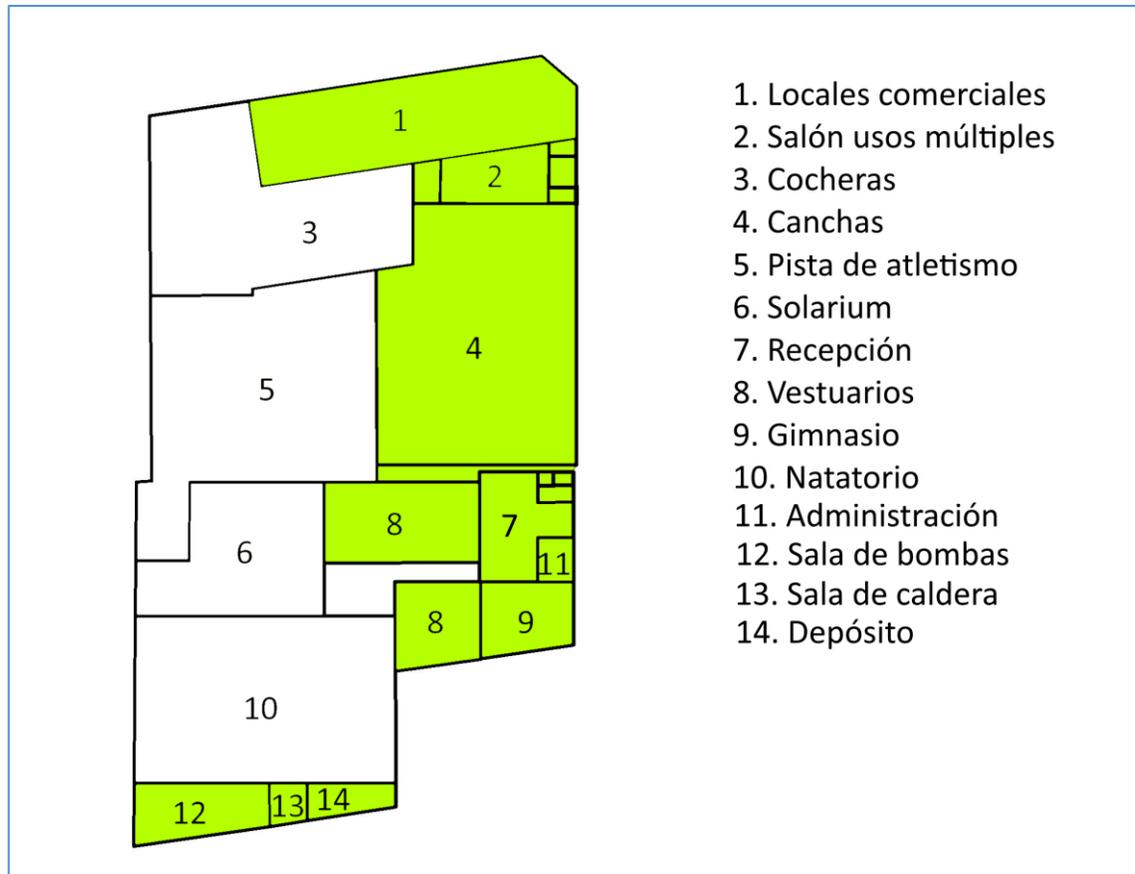


Ilustración 9 - Área apta para colocación de colectores solares.

2. OBJETIVOS Y ALCANCES

Objetivos:

1. Determinación de la carga térmica de climatización de áreas determinadas del complejo recreativo y
2. Diseño de los sistemas de refrigeración y calefacción necesarios con la particularidad de que deberán funcionar mediante el uso de energía solar.

Alcances:

- Cálculo de la carga de refrigeración de los locales comerciales, salón de usos múltiples, administración y gimnasio, y de la carga de calefacción para la piscina.
- La superficie considerada aprovechable para la colocación de colectores solares será la de techos y terrazas, no comprenderá áreas fuera del complejo.
- La ingeniería de detalle del sistema de climatización solar incluye:
 - o Desarrollo de los circuitos térmicos y mecánicos del sistema de refrigeración por absorción y calefacción.
 - o Selección de equipos y componentes.

3. INGENIERÍA BÁSICA

Contenido

1. Circuito de Refrigeración	21
a. Sistema de refrigeración	21
b. Diagrama del sistema	21
c. Colectores	21
d. Tanque de almacenamiento	22
e. Máquina de absorción	22
f. Condensador	22
g. Evaporador	22
h. Bombas	23
i. Tubos y accesorios	23
j. Tanques de expansión	23
k. Aislaciones	23
l. Sistema de distribución y control.	23
m. Sistema de respaldo	24
2. Circuito de Calefacción	24
a. Sistema de calefacción	24
b. Diagrama del circuito	24
c. Colectores	24
d. Tanque de almacenamiento	25
e. Sistema de ACS	25
f. Piscinas	25
g. Intercambiadores de calor	25
h. Bombas	25
i. Tubos y accesorios	25
j. Tanques de expansión	26
k. Aislación	26
l. Sistemas de control	26

m. Sistema de respaldo26

1. Circuito de Refrigeración

a. Sistema de refrigeración

La carga de refrigeración se abastecerá mediante dos sistemas que funcionan en paralelo, por un lado, un sistema de refrigeración convencional a compresión, el cual no es de incumbencia en este trabajo, y por el otro lado un sistema de refrigeración que utiliza energía solar. El sistema adoptado es una máquina de absorción. Esta tecnología puede funcionar con energía solar térmica, la cual es captada por colectores solares y luego pasa a la máquina de absorción para poner en marcha el ciclo de refrigeración.

b. Diagrama del sistema

El esquema básico de funcionamiento con sus partes principales se puede ver a continuación.

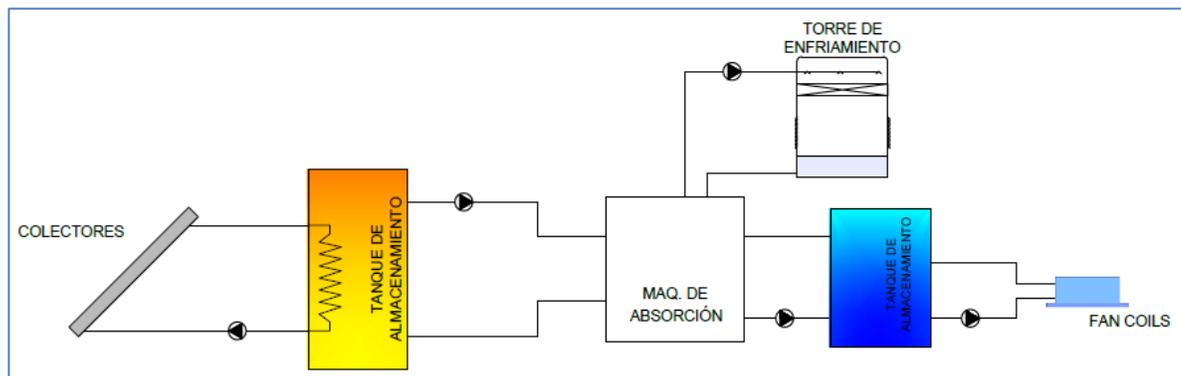


Ilustración 1 - Diagrama del sistema de aire acondicionado.

c. Colectores

Los colectores son una parte fundamental del sistema, ya que son los encargados de recibir la radiación solar y transformarla en energía térmica. Para la aplicación que se les quiere dar, es necesario que los colectores sean capaces de elevar la temperatura del fluido a valores de aproximadamente 95°C. Es por ello, que los colectores que se utilizan son los de tubo al vacío.

Para el mayor aprovechamiento de la energía solar los colectores serán orientados al norte. A su vez los soportes de sustentación brindarán la posibilidad de modificar el ángulo de inclinación de manera manual, con lo cual se logra que la radiación solar incida casi perpendicular sobre el sistema. Si bien lo ideal es corregir el ángulo de inclinación casi cada día, en este caso, se lo realizará en dos ocasiones dividiendo el año en meses invernales (junio, julio y agosto) y resto del año.

d. Tanque de almacenamiento

Estos equipos tienen la función de acumular energía para poder sobrellevar fluctuaciones que se produzcan en la radiación solar o picos en la demanda y así asegurar el funcionamiento continuo del sistema durante cierto periodo de tiempo en el cual la radiación solar es insuficiente.

En este caso se usan tanques metálicos aislados para disminuir las pérdidas de calor. Se instalarán tanques de almacenamiento de agua fría y agua caliente, priorizando la acumulación de la primera ya que se obtienen pérdidas de calor menores al ambiente.

Los tanques que almacenarán agua caliente tendrán integrado en su interior intercambiadores de calor, a través de los cuales se le aporta energía, para mantener separados los circuitos de los colectores solares y alimentación de los generadores de absorción.

e. Máquina de absorción

La máquina de absorción que forma parte del sistema de refrigeración es del tipo BrLi/Agua (Bromuro de Litio/Agua), ésta debe ser alimentada con fluido a temperaturas de entre 70 y 95°C para de esta forma entregar en el circuito de salida un flujo de agua refrigerada a aproximadamente 7°C.

Se selecciona este tipo de tecnología ya que presenta algunas ventajas frente a otras como ser su funcionamiento con fuente de calor a temperaturas relativamente bajas, el uso de agua como refrigerante ya que esta tiene alto calor de vaporización, y por su carácter no tóxico ni inflamable.

f. Condensador

Para el funcionamiento del sistema de refrigeración es necesario contar con un condensador, el cual debe evacuar calor de la máquina de absorción. Para ello se utilizan torres de enfriamiento evaporativo, las cuales reciben agua a 35°C y debe devolverla a 31°C o menos.

g. Evaporador

El evaporador es el punto final del sistema, es el encargado de extraer el calor del ambiente a climatizar. Para este caso se usan bocas tipo fan coils alimentadas por agua fría a 7°C. Con este sistema se evitan las grandes tuberías para la distribución de aire frío y se debe instalar simplemente tubos para la circulación de agua fría. Además, brinda un mayor control de la temperatura para el usuario.

h. Bombas

Tanto el circuito de refrigeración como el de calefacción de las piscinas necesitan para su funcionamiento bombas para poder desplazar caudales de fluido a los distintos componentes que los conforman, para esto se usarán bombas centrífugas.

En todos los casos se contará con una bomba principal y una de respaldo que entra en funcionamiento en casos de realizarse mantenimientos o existir desperfectos en la primera.

i. Tubos y accesorios

No es necesario tener recaudos especiales respecto al material de las tuberías, ya que por ellas no circulan elementos tóxicos o que las puedan degradar. Es por ello que todos los circuitos se utilizarán tubos de material plástico PPR fusionadas, ya que estos además cuentan con la ventaja de proporcionar por si solos cierta aislación frente al ambiente, lo cual hace que las pérdidas sean menores y por ende los espesores de aislación menores.

j. Tanques de expansión

Para compensar variaciones de volumen del fluido que circula por los colectores solares a causa de los cambios de temperatura y presión en el sistema se utilizarán tanques de expansión de membrana.

k. Aislaciones

Los tubos que correspondan se aislarán con material tipo Armaflex. Este material es de fácil colocación y es apto para usos tanto de tuberías que transporten fluidos calientes o fríos.

l. Sistema de distribución y control.

La climatización de los locales se realizará utilizando fan coils de agua refrigerada. Estas son terminales que se alimentan con agua fría, la cual pasa a través de un intercambiador agua-aire. La ventaja de utilizar este sistema reside en que no se debe realizar una distribución de aire por tuberías, la cual es costosa y con altas pérdidas de energía, sino que se monta un circuito de agua refrigerada.

Cada ambiente a refrigerar contará con unidades fan coils independientes lo cual permitirá una regulación precisa de la temperatura a través del sistema de control que tienen incorporadas.

En tanto que las máquinas de absorción tienen un sistema de control automático incorporado de tipo on-off el cual regulará el funcionamiento en medida de la demanda de agua fría.

El campo de colectores solares será controlado a través de un PLC central, el cual recibe las señales de temperatura de los distintos circuitos y controla el accionamiento de válvulas y

bombas. El mismo cuenta con una pantalla HMI para que el operario de mantenimiento pueda tener mejor control sobre el sistema.

m. Sistema de respaldo

Como sistema de respaldo se usará un ciclo de refrigeración convencional a compresión.

2. Circuito de Calefacción

a. Sistema de calefacción

La calefacción para mantener las condiciones de confort del natatorio durante los meses fríos funcionará como un sistema dual, el cual en primer lugar intentará solventar las necesidades de calor utilizando un sistema de energía solar térmica y cuando el aporte de éste no sea suficiente se activará una caldera que aportará el calor restante necesario. El principal punto por el cual el sistema debe tener dos fuentes de energía es que no es posible confiar solamente en la energía solar, ya que el aporte del sol varía según las condiciones meteorológicas del lugar.

Las cargas térmicas que deberá abastecer el sistema son las necesarias para mantener la temperatura del agua en las piscinas y suministrar agua caliente sanitaria (ACS).

b. Diagrama del circuito

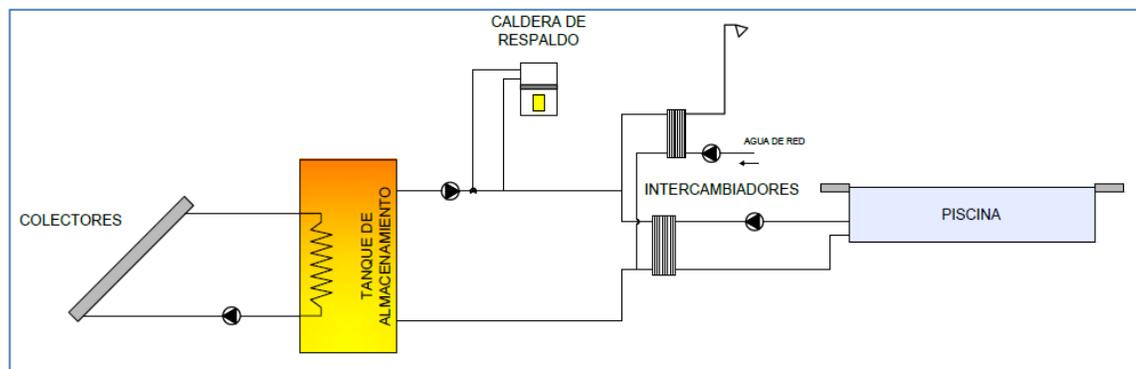


Ilustración 2 - Diagrama del sistema de calefacción.

c. Colectores

El complejo recreativo requiere de climatización y refrigeración, como estas necesidades en general se dan en distintas épocas del año, los colectores a utilizar en el circuito de calefacción serán los mismos que se usarán en el circuito de refrigeración.

Por lo tanto, los colectores serán de tubo de vacío y estarán orientados hacia el norte con un ángulo de inclinación distinto al de los meses de verano para así aprovechar mejor la radiación solar de los meses invernales.

d. Tanque de almacenamiento

Los tanques serán de material metálico con aislación exterior y contarán con intercambiadores de calor integrados en su interior. Serán los mismos tanques que los usados en el circuito de refrigeración.

e. Sistema de ACS

El ACS es un consumo se dará en una serie de 5 duchas que serán utilizadas por los bañistas.

f. Piscinas

El natatorio contará con dos piscinas, una de ellas semiolímpica de 20 m de ancho por 25 m de largo y la otra de menores dimensiones, 8 m de ancho por 20 m de largo. Ambas estarán construidas con materiales de mampostería y en ellas se deberán mantener las condiciones de confort del agua como también así las de salubridad.

g. Intercambiadores de calor

Para mantener al agua de las piletas a la temperatura deseada se usarán intercambiadores de calor de placas, los cuales serán alimentados desde los tanques de almacenamiento en su lado caliente, y por el lado frío circula agua proveniente de las piscinas. Se utilizarán este tipo de intercambiadores ya que son compactos y tienen alto coeficiente de transferencia.

h. Bombas

Las bombas necesarias se pueden dividir en 3 circuitos:

- Las del circuito de colectores.
- Las bombas del lado caliente de los intercambiadores de calor.
- Las del lado frío de los intercambiadores de calor de las piscinas.

En todos los casos los circuitos funcionarán con bombas centrífugas que entran en funcionamiento en caso de que una de ellas quede fuera de servicio.

i. Tubos y accesorios

Los tubos necesarios serán de material plástico con uniones fusionadas, ya que estos se adaptan perfectamente a los requerimientos del sistema. Además, con el uso de tubería plástica ya se cuenta con cierto nivel de aislación frente a las pérdidas de temperatura.

j. Tanques de expansión

Los mismos tanques usados en el circuito de refrigeración se utilizarán en este caso, ya que los mismos estarán conectados con el circuito de colectores, el cual será compartido tanto para la calefacción como para la refrigeración.

k. Aislación

De igual forma que los tubos del circuito de aire acondicionado, los del circuito de calefacción serán aislados con material tipo Armaflex.

l. Sistemas de control

Para regular la temperatura del agua de las piscinas se utiliza un sistema que trabajará sobre el circuito de intercambio de calor, sensando la temperatura de salida del lado frío y actuando sobre el caudal del lado caliente. El tipo de control será on/off, ya que por la inercia térmica de las piscinas no es necesario un sistema más sofisticado.

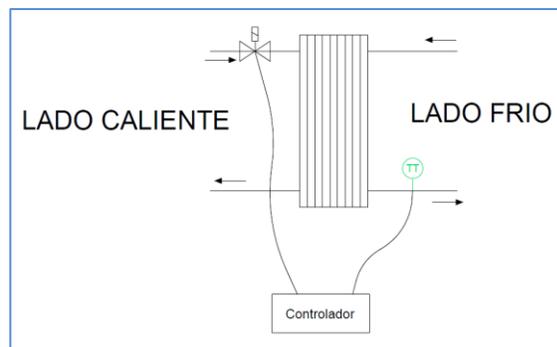


Ilustración 3 - Sistema de control de temperatura de las piscinas.

m. Sistema de respaldo

Como se comentó en el punto 2.a, el sistema de calefacción se alimenta de dos fuentes de energía, por un lado, los colectores solares y por el otro, una caldera de calentamiento de agua. Esta caldera no está incluida dentro de las incumbencias de este trabajo.

4. INGENIERÍA DE DETALLES

Contenido

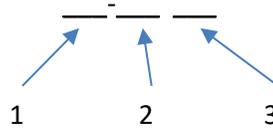
1. Codificación	30
a. Materiales	30
b. Planos	31
c. Anexos	32
2. Circuitos hidráulicos	33
a. Fan Coils (Cod. F)	33
b. Máquina frigorífica de absorción de BrLi/Agua (Cod. GEN).....	38
c. Torres de enfriamiento (Cod. T).....	39
d. Tanque de almacenamiento de agua caliente (Cod. Tk)	40
e. Tanques de almacenamiento de agua fría (Cod. Tf).....	41
f. Colectores (Cod. C)	41
g. Bombas (Cod. B).....	46
i. Circuitos de colectores (Cod. B-C).....	46
ii. Circuito tanque de almacenamiento – generador (Cod. B-G).....	49
iii. Circuito generador – torre de enfriamiento (Cod. B-T).....	51
iv. Circuito de agua fría generador – tanque de almacenamiento (Cod. B-AF).....	52
v. Circuitos de distribución de agua fría tanque de almacenamiento – fan coils (Cod. B-F)	53
vi. Circuitos de agua intercambiador 1 (Cod. B-I)	56
vii. Circuitos de agua intercambiador 2 (Cod. B-I)	58
viii. Circuito de interconexión de tanques de almacenamiento (Cod. B-INT)	60
ix. Recarga de agua de las torres de enfriamiento (Cod. B-RT).....	61
x. Recarga de agua de los tanques de almacenamiento (Cod. B-RT).....	63
h. Intercambiadores de calor (Cod. I)	64
i. Tuberías (Cod. Tu).....	66
j. Tanque de expansión (Cod. Te)	67
k. Aislación (Cod. A).....	68

3. Control y conexionado eléctrico	70
4. Cómputo de materiales y costo	80
a. Listados de materiales.....	80
b. Listado de precios	83
5. Factibilidad del proyecto	84

1. Codificación

a. Materiales

El código de identificación de los distintos elementos del proyecto se compone de 3 partes:



1. Código alfabético que indica el elemento del que se trata.
2. Código alfabético opcional que indica el lugar de colocación o instalación del elemento.
3. N° de elemento.

Ejemplos:

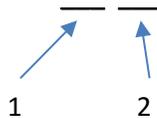
- a. Código: B-C1 → Bomba N°1 instalada en el circuito de colectores.
- b. Código: ST-I2 → Sensor de temperatura N°2 instalado en los intercambiadores.

Código	Elemento
AF	Circuito de agua fría entre el generador y el tanque.
ADM	Administración.
Ai	Aislante.
B	Bomba.
C	Circuito de colectores.
Cd	Caudalímetro.
COC	Cocina.
COL	Colectores solares.
CT	Control de temperatura.
EV	Electroválvula.
F	Fan coils.
G	Circuito de entrada de agua caliente al generador de absorción.
GEN	Generador de absorción.
GPA	Gimnasio planta alta.
GPB	Gimnasio planta baja.
HMI	Pantalla táctil.
I	Intercambiadores.
INT	Circuito de interconexión entre tanques de agua caliente.
L1	Local Comercial 1.
L2	Local Comercial 2.

L3	Local Comercial 3.
L4	Local Comercial 4.
L5	Local Comercial 5.
L6	Local Comercial 6.
PIR	Pranómetro.
PLC	PLC.
RT	Circuito de agua de recarga de torre de enfriamiento y tanques.
SN	Sensor de nivel.
ST	Sensor de temperatura.
SUM	Salón de usos múltiples.
T	Torre.
Te	Tanque de expansión.
Tf	Tanque de agua fría.
Tk	Tanque de agua caliente.
TT	Transmisor de temperatura.
Tu	Tubos.

b. Planos

El código de identificación de los planos del proyecto se compone de 2 partes:



1. Código alfabético que indica de qué tipo de planos se trata.
2. N° de plano.

Código	Descripción
C	Civiles.
H	Hidráulicos.
P	P&ID (Diagramas de tuberías e instrumentos).

Ejemplos:

- a. Código: H05 → Plano hidráulico n°5.

- Listado de planos

Código	Título
H01	Superficie útil para colocación de colectores.
H02	Disposición de los bancos de colectores.
H03	Circuitos de tuberías banco de colectores.
H04	Áreas a refrigerar.
H05	Áreas a calefaccionar.
H06	Red de distribución de agua fría.
H07	Red de distribución de agua caliente.
C01	Vista de planta del complejo.
C02	Corte A-A del complejo.
P00	Símbolos
P01	Circuito de colectores 1.
P02	Absorbedor 1 y torres de enfriamiento.
P03	Circuito de colectores 2.
P04	Absorbedor 2 y circuitos de fancoils.
P05	Circuito de colectores 3.
P06	Absorbedor 3 y torres de enfriamiento.
P07	Circuito de calefacción piscinas.

c. Anexos

Código	Descripción
A	Anexos generales.
ET	Especificaciones técnicas.

Para una mejor interpretación de la ingeniería de detalle se recomienda antes de su lectura revisar los planos P01 a P07 para tener una visión general del sistema. Los mismo se encuentran anexados a este proyecto.

2. Circuitos hidráulicos

a. Fan Coils (Cod. F)

Los Fan Coils son los aparatos terminales para la distribución de aire frío dentro de los locales. Hasta ellos llega el circuito de agua fría generada por la máquina de absorción. En este caso se seleccionaron distintos modelos dentro de la gama 42GW de la marca Carrier según las cargas térmicas de cada uno de los locales a refrigerar.



Los planos con los circuitos de distribución de agua fría se pueden ver en el plano H06 “Red de distribución de agua fría”.

Características básicas:

Temperatura aire de entrada: 27°C

Temperatura agua de entrada: 7°C

Temperatura agua de salida: 12°C

Rendimiento: 0,98

Cooling capacities, two-pipe coil (with fan at high speed)

Entering water temp., °C	Water temp. rise, K	Entering air temperature, °C		42GW 004		42GW 008		42GW 010		42GW 012		42GW 016		42GW 020	
		wb	db	Total	Sensible										
5	3	19	27	4.03	3.05	6.03	4.18	7.06	4.95	8.63	5.97	11.66	7.82	15.52	10.52
5	5	19	27	2.91	2.60	4.87	3.67	5.72	4.35	7.16	5.32	9.92	7.03	13.18	9.47
5	7	19	27	2.22	2.22	3.63	3.13	4.25	3.71	5.74	4.67	8.14	6.25	10.79	8.43
5	9	19	27	1.69	1.69	2.62	2.57	3.08	3.03	4.53	4.05	6.45	5.50	8.52	7.41
7	3	19	27	3.31	2.76	5.09	3.77	5.95	4.46	7.29	5.37	9.89	7.01	13.13	9.44
7	5	19	27	2.40	2.35	4.00	3.28	4.70	3.90	5.90	4.76	8.30	6.27	11.00	8.47
7	7	19	27	1.89	1.89	2.91	2.79	3.45	3.33	4.73	4.17	6.51	5.53	8.62	7.47
7	9	19	27	1.36	1.36	2.14	2.14	2.51	2.51	3.63	3.61	5.00	4.83	6.62	6.48
9	3	19	27	2.61	2.50	4.18	3.37	4.89	4.00	5.90	4.79	8.08	6.24	10.71	8.41
9	5	19	27	2.07	2.07	3.14	2.92	3.68	3.46	4.84	4.25	6.51	5.55	8.64	7.50
9	7	19	27	1.55	1.55	2.34	2.34	2.81	2.81	3.73	3.69	5.01	4.85	6.68	6.55
9	9	19	27	1.02	1.02	1.66	1.66	1.93	1.93	2.96	2.96	4.01	4.01	5.37	5.37
11	3	19	27	2.21	2.21	3.28	3.00	3.85	3.57	4.79	4.27	6.38	5.51	8.46	7.46
11	5	19	27	1.72	1.72	2.55	2.54	3.02	3.01	3.80	3.75	4.97	4.86	6.65	6.57
11	7	19	27	1.21	1.21	1.85	1.85	2.18	2.18	3.08	3.08	4.04	4.04	5.42	5.42
11	9	19	27	0.71	0.71	1.19	1.19	1.37	1.37	2.25	2.25	3.10	3.10	4.16	4.16
13	3	19	27	1.86	1.86	2.64	2.64	3.12	3.12	3.77	3.77	4.83	4.81	6.53	6.53
13	5	19	27	1.37	1.37	2.07	2.07	2.44	2.44	3.14	3.14	4.04	4.04	5.44	5.44
13	7	19	27	0.86	0.86	1.35	1.35	1.57	1.57	2.39	2.39	3.15	3.15	4.22	4.22
13	9	19	27	0.53	0.53	0.84	0.84	0.90	0.90	1.59	1.59	2.26	2.26	2.91	2.91

Eurovent conditions

Fuente: <http://ahi-carrier.at/wp-content/uploads/2012/pdf/42gw/42gwpsden.pdf>

Fecha: 24/06/2016 16:30hs.

Grupo 1 de ambientes a refrigerar

Ver plano H04 "Áreas a refrigerar".

- Local 1

Carga térmica 18hs: 20 kW

Carga térmica máx.: 21,3kW

2 unidades 42GW 020 (Cod. F-L1 01/02)

Capacidad frigorífica: 11kW

Caudal de agua fría: 0,53 l/s

- Locales 2 y 3

Carga térmica: 17,3 kW

2 unidades 42GW 020 (Cod. F-L2 01/02 y F-L3 01/02)

Capacidad frigorífica: 11kW

Caudal de agua fría: 0,53 l/s

- Locales 4 y 5

Carga térmica: 18,2 kW

2 unidades 42GW 020 (Cod. F-L4 01/02 y F-L5 01/02)

Capacidad frigorífica: 11kW

Caudal de agua fría: 0,53 l/s

- Local 6

Carga térmica: 19,3kW

2 unidades 42GW 020 (Cod. F-L6 01/02)

Capacidad frigorífica: 11kW

Caudal de agua fría: 0,53 l/s

- Cocina

Carga térmica 18hs.: 6kW

Carga térmica máx.: 6,3kW

1 unidad 42GW 016 (Cod. F-COC 01)

Capacidad frigorífica: 8,3kW

Capacidad frigorífica instalada: 8,3kW

Caudal de agua fría: 0,4 l/s

- SUM

Carga térmica 18Hs: 15,5kW.

Carga térmica máx.: 15,9kW

2 unidades 42GW 016 (Cod. F-SUM 01/02)

Capacidad frigorífica por unidad: 8,3kW

Caudal de agua fría: 0,4 l/s

Grupo 2 de ambientes a refrigerar

- Administración

Carga térmica: 2,5kW

Carga térmica max.: 3,6kW

1 unidad 42GW 008 (Cod. F-ADM 01)

Capacidad frigorífica por unidad: 4kW

Caudal de agua fría: 0,19 l/s

- Gimnasio planta baja

Carga térmica: 15,6kW

Carga térmica max.: 15,7kW

2 unidades 42GW 016 (Cod. F-GPB 01/02)

Capacidad frigorífica por unidad: 8,3kW

Caudal de agua fría: 0,4 l/s

- Gimnasio 1er piso

Carga térmica: 40,7kW

4 unidades 42GW 020 (Cod. F-GPA 01/02/03/04)

Capacidad frigorífica: 11kW

Caudal de agua fría: 0,53 l/s

b. Máquina frigorífica de absorción de BrLi/Agua (Cod. GEN)

Se usarán 3 unidades de absorción de la empresa Yazaki modelo WFC-SC20 las cuales tienen las siguientes características:

YAZAKI		Unidad de medida		MODELOS
				WFC-SC20
Capacidad frigorífica		kW		70,3
Agua refrigerada	Temperatura agua refrigerada	entrada	°C	12,5
		salida	°C	7,0
	Pérdida de carga evaporador		kPa	59,8
	Presión estática máxima		kPa	588
	Caudal de agua		l/s	3,06
	Volumen de agua contenido		l	47
Agua de enfriamiento para disipación calor	Calor a disipar		kW	171,0
	Temperatura	entrada	°C	31,0
		salida	°C	35,0
	Pérdida de carga absorbi/cond.		kPa	45,3
	Factor ensuciamiento		kWh/K/m ²	0,086
	Presión estática máxima		kPa	588
	Caudal de agua		l/s	10,2
	Volumen de agua contenido		l	125
Energía en forma de agua caliente al generador	Potencia calorífica a la entrada		kW	100,0
	Temperatura	entrada	°C	88,0
		salida	°C	83,0
		rango	°C	70 ~ 95
	Pérdida de carga en generador		kPa	46,4
	Presión estática máxima		kPa	588
	Caudal de agua		l/s	4,8
Volumen de agua contenido		l	54	
ELECTRICIDAD	Potencia suministro		380V c.a.	
	Consumo		W	260
	Intensidad		A	0,92
Control	Refrigeración		Todo - nada	
Dimensiones	Ancho		mm	1.060
	Fondo		mm	1.220
	Alto (incluidas placas fijación)		mm	2.030
Peso	En vacío		kg	930
	En carga		kg	1.155
Acústica	Nivel sonoro		dB(A)	49
Sección tubos agua	Agua refrigerada		DN-50	
	Agua enfriamiento (torre)		DN-50	
	Agua caliente generador		DN-50	



Mayores detalles de la máquina se pueden ver en las especificaciones técnicas "ET1 - Yazaki WFC_SC_SH_20_en".

Dos de estas máquinas (Cod. GEN-01 y GEN-02) trabajan en paralelo para abastecer de refrigeración al Grupo 1 de cargas y el tercer aparato (Cod. GEN-03) abastece al Grupo 2.

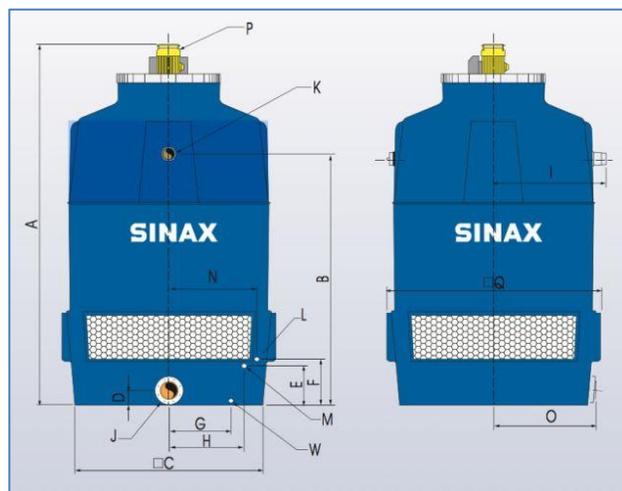
c. Torres de enfriamiento (Cod. T)

Para el funcionamiento la máquina de absorción debe disipar calor a través de un circuito de agua. Los requerimientos del modelo seleccionado son:

- Temperatura agua entrada: 31°C.
- Temperatura agua salida: 35°C.
- Calor a disipar: 171kW.

Por lo tanto, teniendo tres máquinas de absorción el calor total a disipar es de 513 kW.

Consultando con el fabricante nacional Sinax e indicando ciertos detalles de la instalación el mismo recomendó que para las necesidades descritas son necesarias 3 torres de refrigeración EKW 100/09 (Cod. T-01, T-02 y T-03).



Características:

Disipación máx: 174 kW.¹

Peso en servicio: 362 kg.

Potencia ventilador: 1,1 kW.

Dimensiones (L x A x H): 1300 x 1300 x 2641 mm.

¹ Potencia disipada en las siguientes condiciones: Tin: 35,0 °C, Tout: 30,0 °C, Twb: 24,0 °C.

d. Tanque de almacenamiento de agua caliente (Cod. Tk)

Los tanques de almacenamiento de agua caliente serán 3 (Cod. Tk01, Tk02 y Tk03), uno por cada máquina de absorción. Los mismos serán cilíndricos, se construirán de acero y contarán con aislación externa. Los detalles de los mismos se muestran a continuación:

- Cantidad: 3 unidades.
- Capacidad: 3,5 m³.
- Diámetro: 1,5 m.
- Altura: 2 m.
- Aislante: Armaflex 6mm.

e. Tanques de almacenamiento de agua fría (Cod. Tf)

El proyecto consta de 3 tanques de almacenamiento de agua fría (Cod. Tf01, Tf02 y Tf03), cada uno de ellos está conectado directamente a una de las máquinas de refrigeración. Son de acero y aislados en el exterior.

- Cantidad: 3 unidades.
- Capacidad: 5 m³.
- Diámetro: 1,35 m.
- Altura: 3,5 m.
- Aislante: Armaflex 6mm.

f. Colectores (Cod. C)

Los colectores solares son de la empresa Thermomax y se selecciona el modelo que se describe más adelante ya que según los manuales técnicos de la compañía es el recomendado para las aplicaciones de refrigeración y climatización. En las especificaciones técnicas “ET2 - ASTRON TMO600” se pueden ver mayores datos de los mismos.

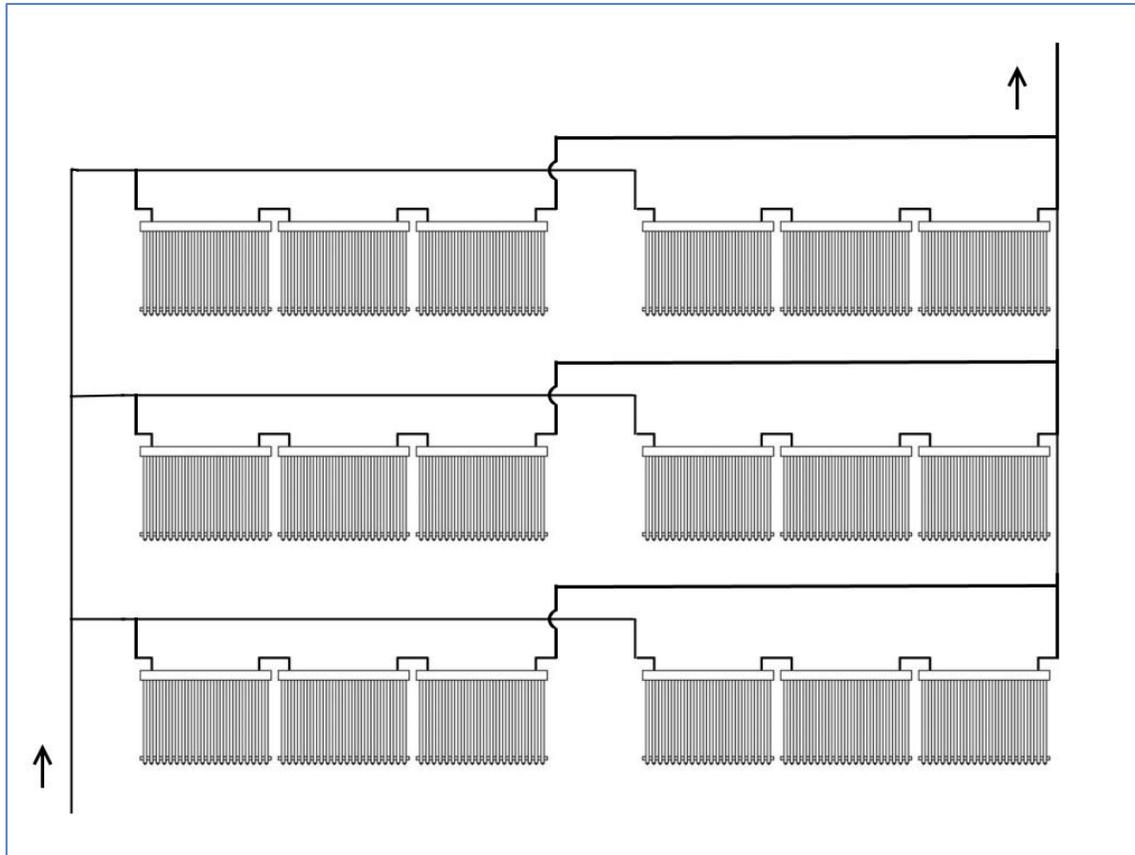
Tube recommended for ...	TMO 500 S	TMO 600 S
Domestic and industrial hot water	✓	✓
Swimming Pool	✓	
Space Heating	✓	✓
Air Conditioning		✓
Sea Water Desalination		✓
Power ranking machines for irrigation purposes		✓
Industrial process heat		✓

Características:

- Tipo: tubo de vacío.
- Modelo: TMO 600 S Thermomax.
- Tubos por módulo: 20 o 30.
- Superficie total de absorción: 538m².
- Superficie de absorción:
 - o 20 tubos: 2 m².
 - o 30 tubos: 3 m².
- Inclinación de los colectores:
 - o Verano: 17°.
 - o Invierno: 56°.
- Cantidad total de tubos de vacío: 5380.
- Cantidad de circuitos: 3
- Fluido térmico: Agua.

Conexión hidráulica de los colectores

El fabricante recomienda como máximo la colocación de entre 90 a 100 tubos de vacío en serie debido a las pérdidas de presión que se generan. Como en este proyecto la cantidad total de tubos necesaria excede ampliamente este valor límite, se formarán grupos, lo más homogéneos posibles en cuanto a la cantidad de tubos, que respeten el valor dado por el fabricante y que se conectarán entre sí en una configuración paralelo tal como se puede observar en la imagen a continuación.



Los tubos se pueden agrupar en conjuntos de 20 o 30, dependiendo si se utilizan módulos Astron 20 o Astron 30. Para este proyecto se precisan 47 módulos de 20 tubos y 348 de 30 tubos.

Características de los módulos:

	Astron 20	Astron 30
Número de tubos	20	30
Superficie efectiva de absorción [m ²]	2	3
Dimensiones [mm]	1415 x 1960	2124 x 1960
Material	Acero inoxidable	
Presión máx.	4	
Volumen contenido [l]	3,5	5

Disposición de los colectores

El campo de colectores se distribuye sobre el área descrita en la ingeniería básica (sección 1.f) como superficie útil para la colocación de colectores la cual tiene unos 3380m², lo que equivale a instalar 1138m² de superficie efectiva de absorción.

Los colectores se colocarán en filas paralelas orientados con la superficie de captación hacia el norte y pudiendo regularse su inclinación entre dos posiciones según la época del año para así mejorar la incidencia de la radiación solar sobre los tubos. La distancia entre filas es de 3,2m, de esta manera se evita que los colectores se hagan sombra entre ellos.

Cada uno de los tanques de almacenamiento de agua caliente se alimenta de un circuito de colectores, por lo tanto, el total de superficie colección se divide en 3 circuitos aproximadamente iguales, los cuales tienen alrededor de 1800 tubos cada uno.

En los planos H02 “Disposición de los bancos de colectores” y H03 “Circuito de tuberías banco de colectores” se puede ver en detalle la distribución de las filas de colectores sobre los techos del complejo recreativo y la discriminación de cada uno de los circuitos.

Al conjunto de tubos de vacío, módulos de unión y soporte se lo denomina kit de colectores. Existen dos modelos de kit que se diferencian por la cantidad de colectores de vacío que los componen.

- Kit N°1: 30 Colectores de vacío Thermomax TMO 600 S + 1 Módulo de soporte Thermomax Astron 30 tubos + 1 Soporte 2 posiciones para Colectores 30 tubos.
- Kit N°2: 20 Colectores de vacío Thermomax TMO 600 S + 1 Módulo de soporte Thermomax Astron 20 tubos + 1 Soporte 2 posiciones para Colectores 20 tubos.

		Colectores		
	Fila	Kit N°1	Kit N°2	Cod.
CIRCUITO 1	1	3	0	C-0101 a C-0103
	2	6	0	C-0201 a C-0206
	3	6	0	C-0301 a C-0306
	4	6	0	C-0401 a C-0406
	5	6	0	C-0501 a C-0506
	6	6	0	C-0601 a C-0606
	7	9	0	C-0701 a C-0709
	8	7	2	C-0801 a C-0809
	9	6	0	C-0901 a C-0906
	10	3	0	C-1001 a C-1003
CIRCUITO 2	11	9	0	C-1101 a C-1109
	12	12	0	C-1201 a C-1212
	13	15	0	C-1301 a C-1315
	14	15	0	C-1401 a C-1415
	15	9	0	C-1501 a C-1509
CIRCUITO 3	15	15	0	C-1510 a C-1524
	16	18	0	C-1601 a C-1618
	17	15	0	C-1701 a C-1715
	18	12	0	C-1801 a C-1812

Tabla 1 - Distribución de colectores.

Cantidad de kits necesarios:

- Kit N°1: 178 unidades.
- Kit N°2: 2 unidades.

En el anexo A páginas 80 a 83 se encuentran los detalles de la conformación de la matriz de colectores separados por circuitos y filas, especificándose las características de cada uno de los colectores.

g. Bombas (Cod. B)**i. Circuitos de colectores (Cod. B-C)**

Las bombas necesarias para los circuitos de los colectores son de la empresa Grundfos en su modelo CRE 15-2. Se requieren en total 3 unidades, 2 para los circuitos 1 y 2 (Cod. B-C01/02), y otra (Cod. B-C03) que alimentará el circuito de colectores 3.



Ilustración 1 - Grundfos Familia CRE

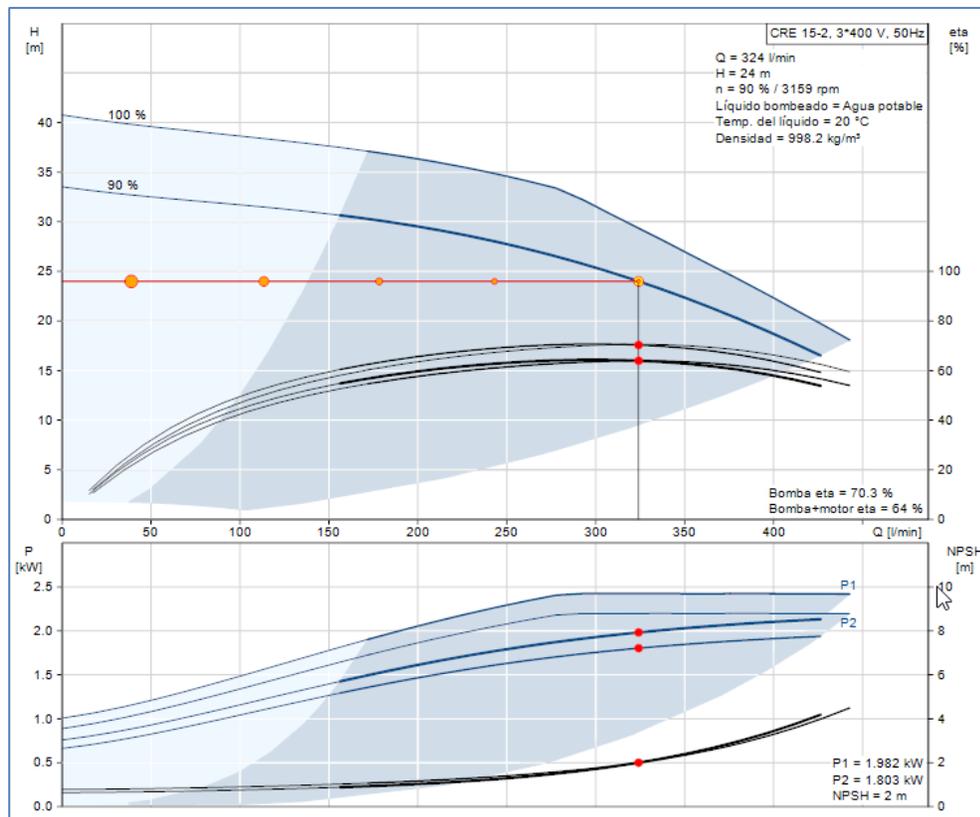


Ilustración 2 - Punto de trabajo bomba circuito colectores 1.

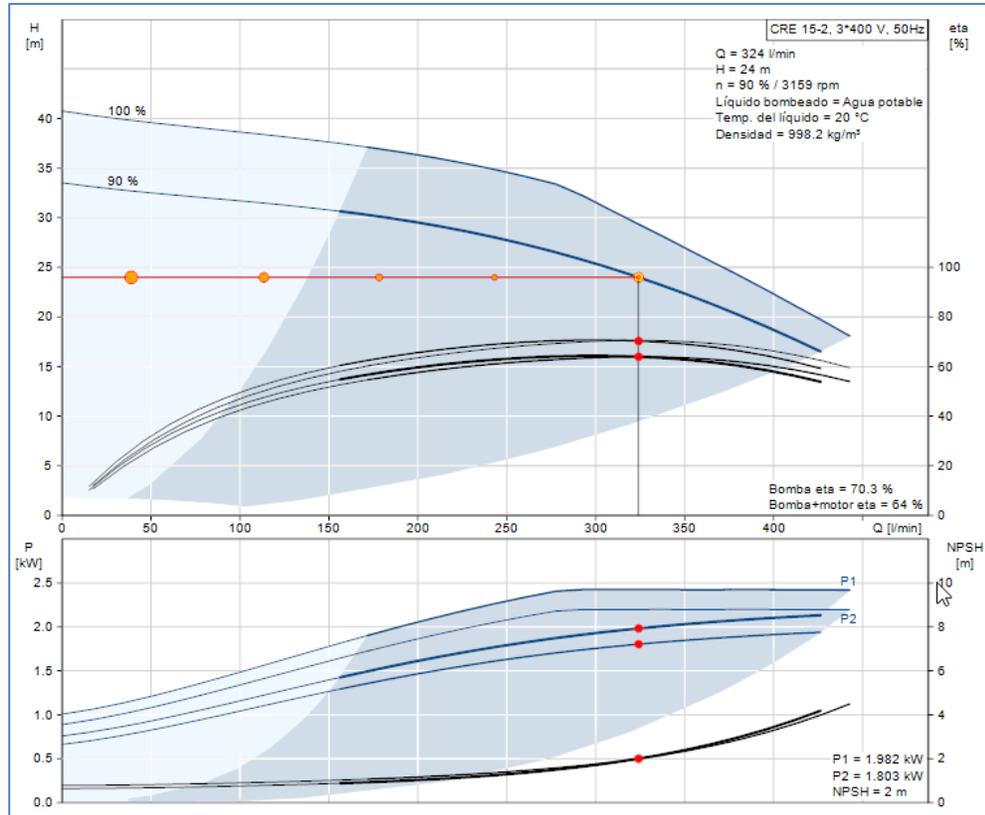


Ilustración 3 - - Punto de trabajo bomba circuito colectores 2.

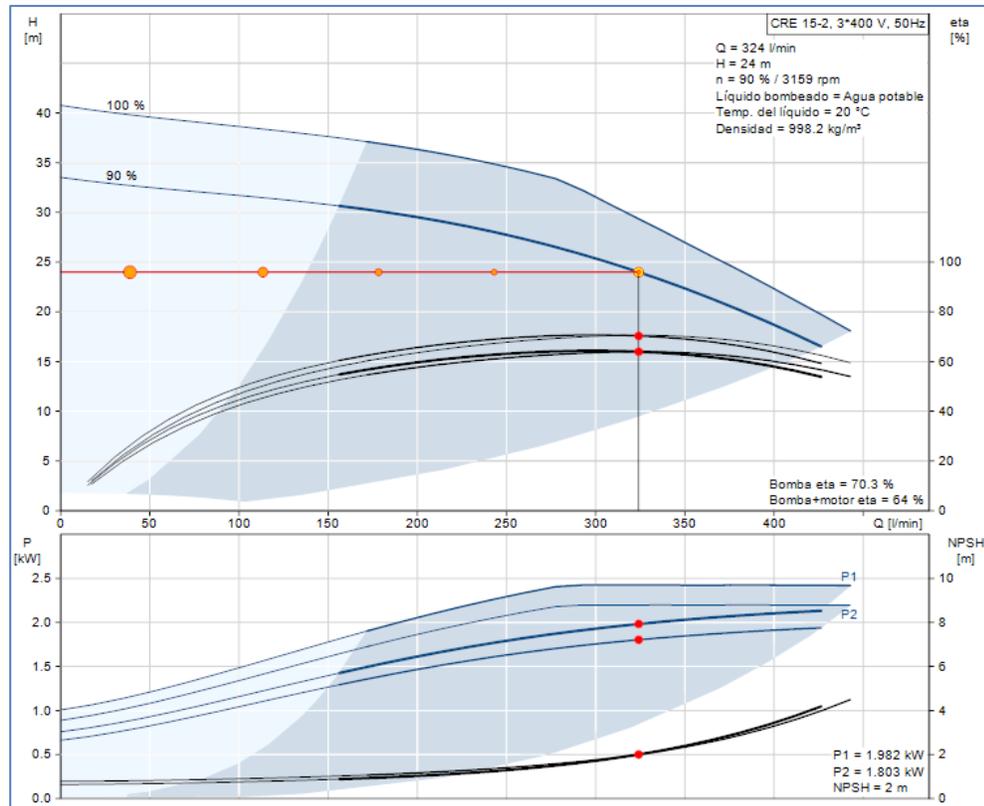


Ilustración 4 - Punto de trabajo bomba circuito colectores 3.

ii. Circuito tanque de almacenamiento – generador (Cod. B-G)

Para distribuir el agua caliente de los tanques de almacenamiento a las máquinas de absorción son necesarias 3 bombas marca Grundfos modelo NB 40-160/162 (Cod. B-G01/02/03).

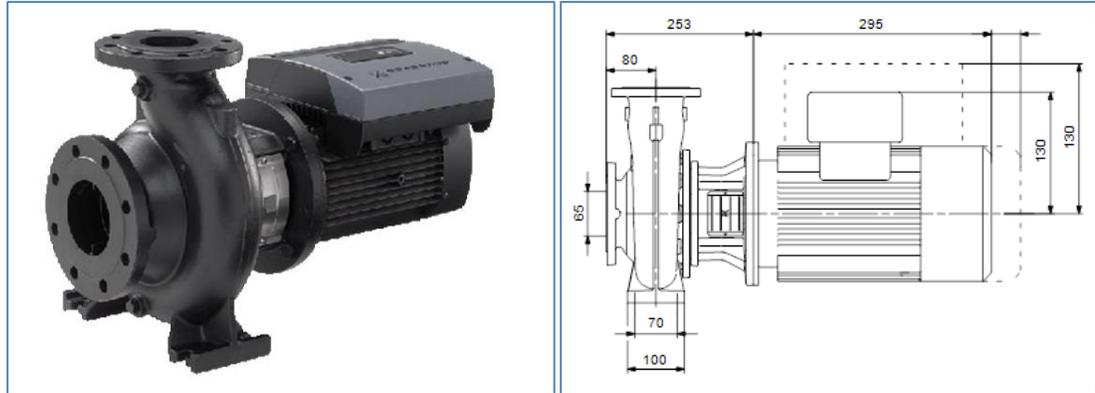


Ilustración 5 - Grundfos NB 40-160/162

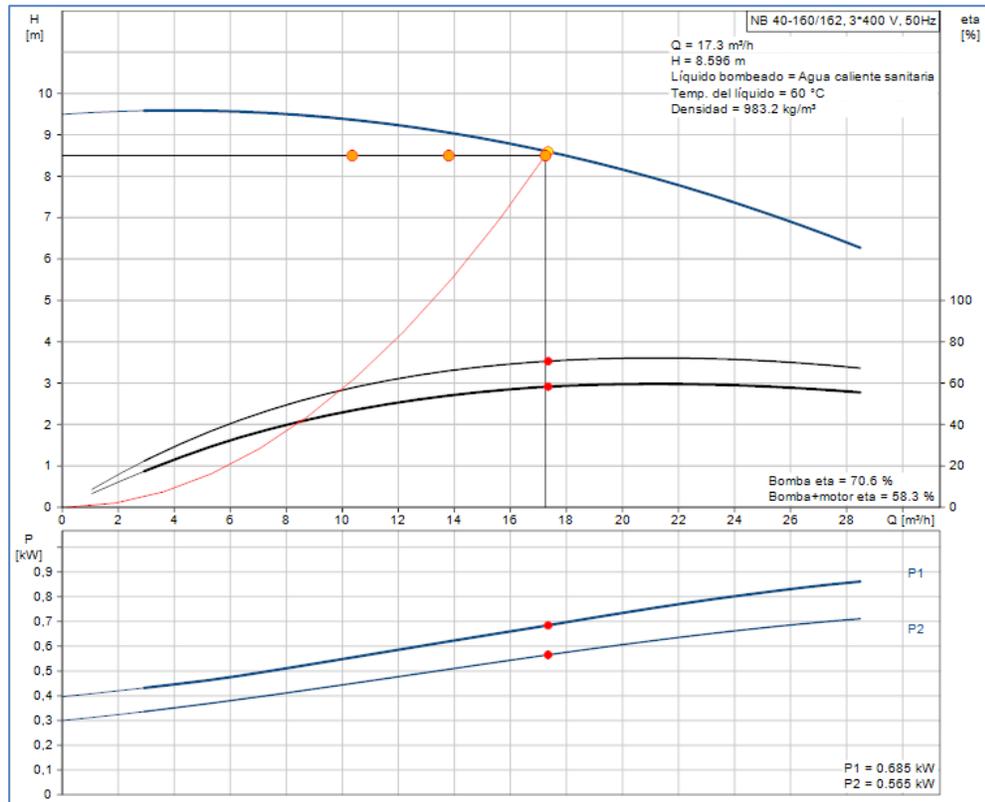


Ilustración 6 - Punto de trabajo bomba tanque de almacenamiento - generador

iii. Circuito generador – torre de enfriamiento (Cod. B-T)

Para los circuitos de extracción de calor de los generadores se usan en total 3 bombas (Cód. B-T01/02/03), una por absorbedor. Las mismas son Grundfos modelo CRE 32-1-1.



Ilustración 7 - Grundfos CRE 32-1-1.

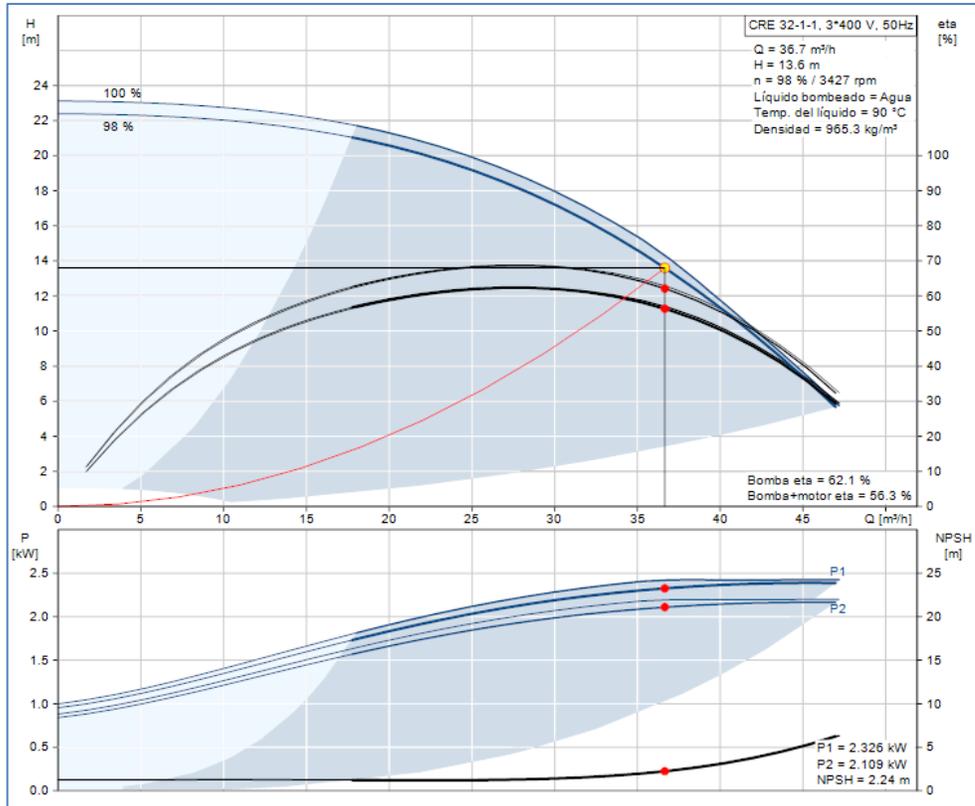


Ilustración 8 - Punto de trabajo bomba circuito generador - torre de enfriamiento.

iv. Circuito de agua fría generador – tanque de almacenamiento (Cod. B-AF)

Para los circuitos que comunican los generadores con los tanques de almacenamiento de agua fría se necesitan 3 bombas Grundfos modelo UPS 40-60/2 F (Cod. B-AF01/02/03).



Ilustración 9 - Grundfos UPS 40-60/2 F.

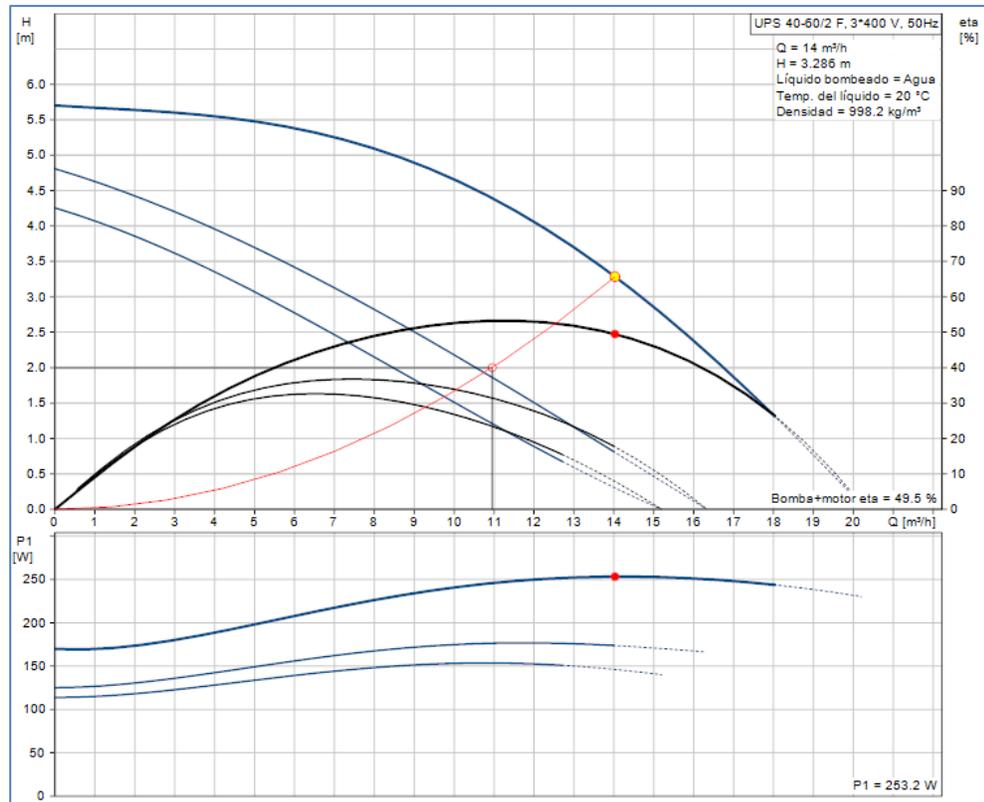


Ilustración 10 - Punto de trabajo bomba circuito generador - tanque de almacenamiento

v. Circuitos de distribución de agua fría tanque de almacenamiento – fan coils (Cod. B-F)

Para la distribución del agua fría desde los generadores hasta los distintos Fan Coils distribuidos en el edificio se usan bombas Grundfos. Son necesarias 1 unidad (Cod. B-F01) modelo CR 20-3 para el circuito 1 de fancoils y otra CR 10-4 (Cod. B-F02) para el circuito 2 de fancoils.



Ilustración 11 - Grundfos CR 20-3.

Ilustración 12 - Grundfos CR 10-4.

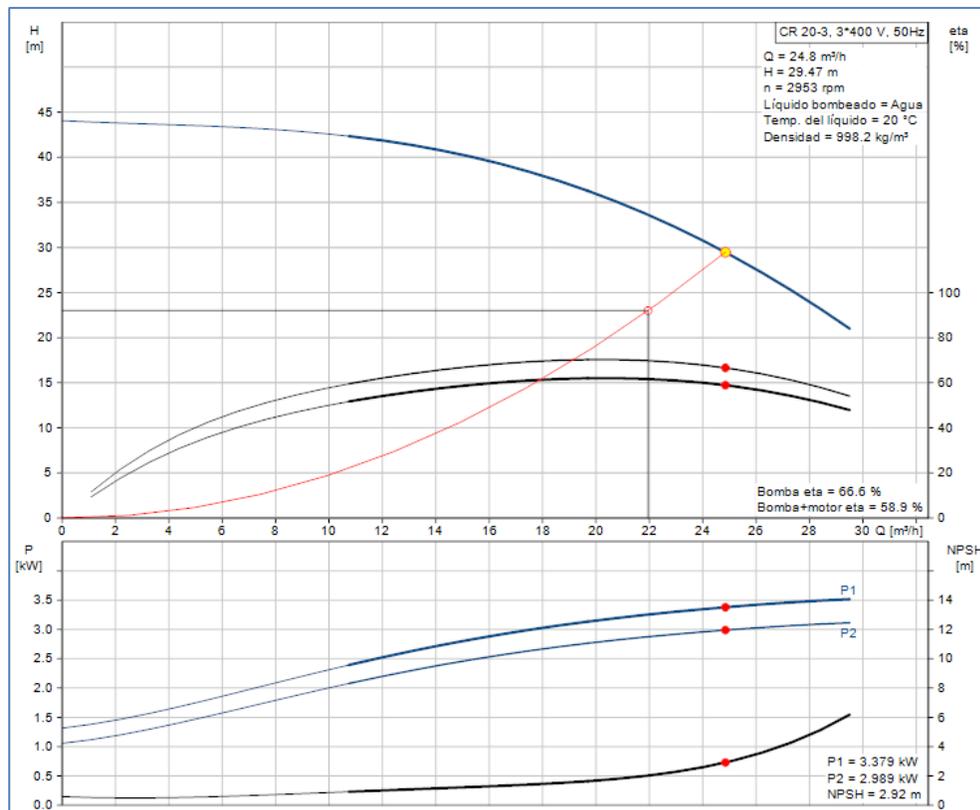


Ilustración 13 - Punto de trabajo bomba CR 20-3 circuito 1 tanque de almacenamiento - fan coils.

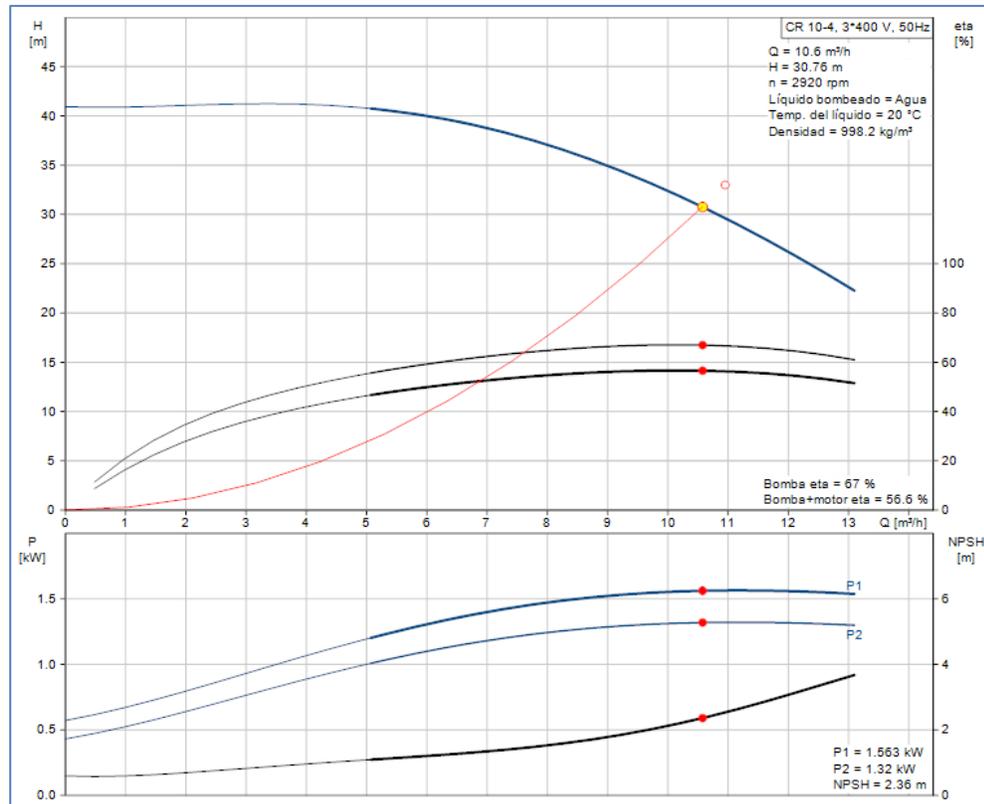


Ilustración 14 - Punto de trabajo bomba CR 10-4 circuito 2 tanque de almacenamiento - fan coils.

vi. Circuitos de agua intercambiador 1 (Cod. B-I)

A través del intercambiador 1 circulan dos caudales, uno en el denominado lado frío por el cual circula agua proveniente de la piscina semiolímpica y el otro por el lado caliente que recibe agua de los tanques de almacenamiento. En ambos circuitos se utilizan bombas modelo CR 10-1 de marca Grundfos (Cod. B-I01/02).



Ilustración 15 - Grundfos CR 10-1.

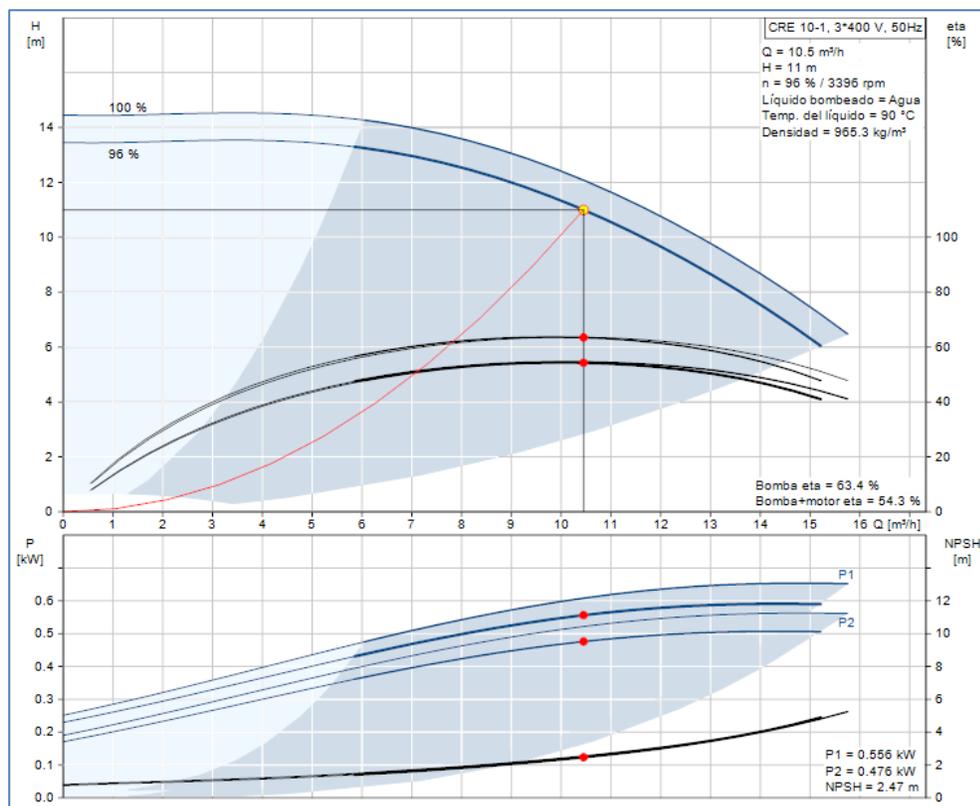


Ilustración 16 - Punto de trabajo bomba circuito lado frío intercambiador 1.

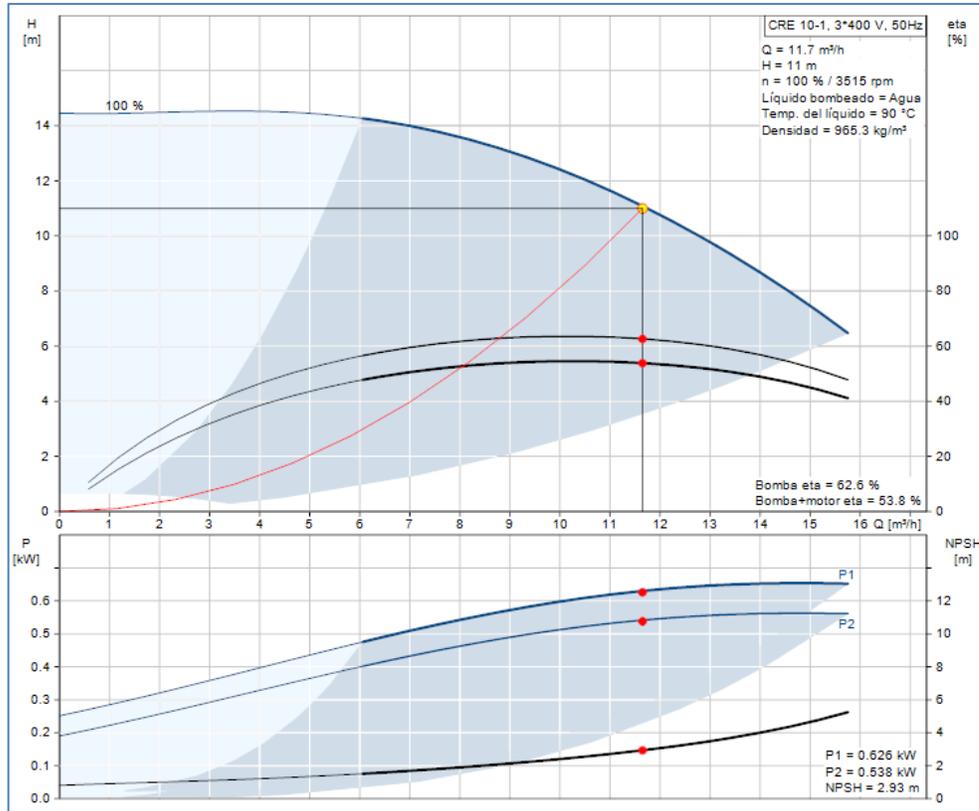


Ilustración 17 - Punto de trabajo bomba circuito lado caliente intercambiador 1.

vii. Circuitos de agua intercambiador 2 (Cod. B-I)

El segundo intercambiador se utiliza para la calefacción de la piscina N°2. En este caso el circuito de agua del lado caliente y del lado frío funcionan con impulsores modelo CM3-3. Ambos son de marca Grundfos (Cod. B-I03/04).



Ilustración 18 - Grundfos CM3-3.

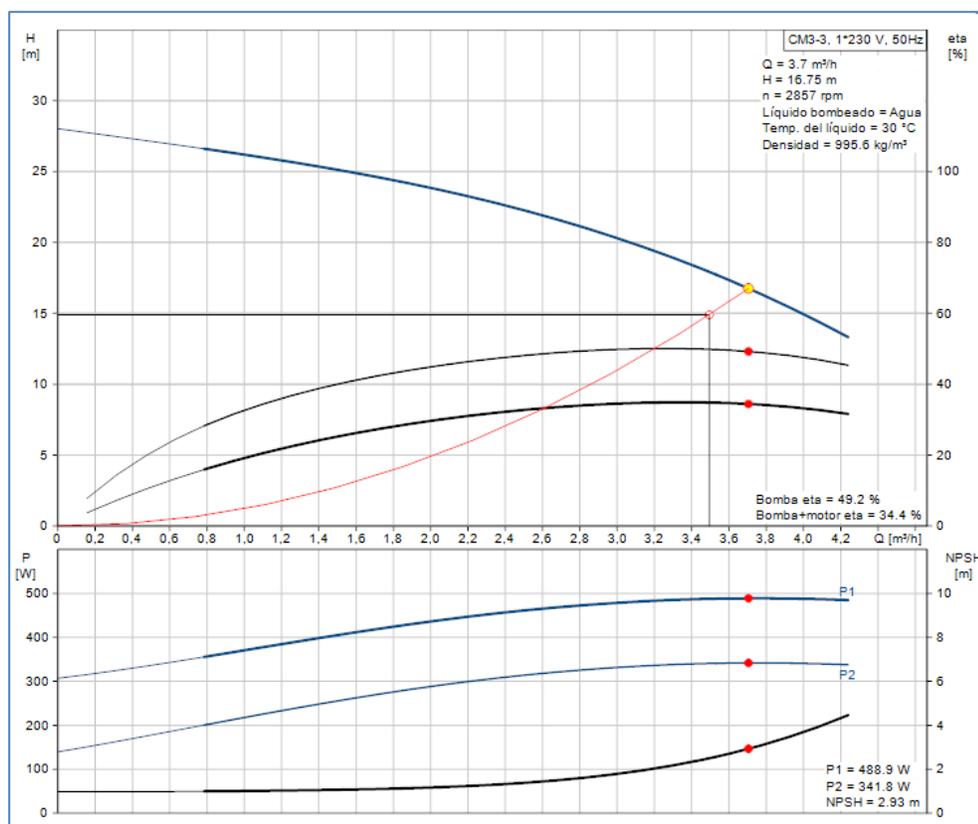


Ilustración 19 - Punto de trabajo bomba circuitos intercambiador 2.

viii. Circuito de interconexión de tanques de almacenamiento
(Cod. B-INT)

Dada alguna circunstancia especial o bien cuando se deben calefaccionar las piscinas, es necesario enviar el agua caliente de los tanques T1 y T2 hasta T3, ya que es éste el que se encuentra conectado a los intercambiadores de calor del circuito de invierno.

Para la impulsión del agua en este circuito es necesaria 1 bomba Grundfos del modelo CR 10-1 (Cod. B-INT01).



Ilustración 20 - Grundfos CR 10-1.

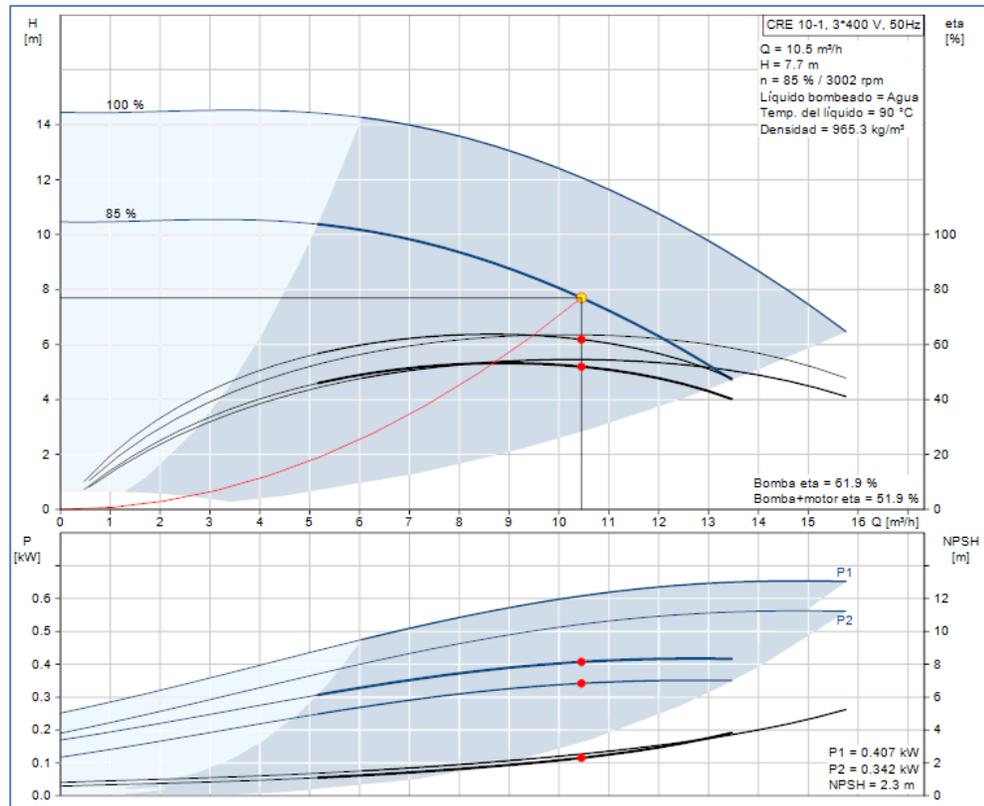


Ilustración 21 - Punto de funcionamiento bomba circuito intertanques.

ix. Recarga de agua de las torres de enfriamiento (Cod. B-RT)

Para la recarga de agua de las torres de enfriamiento son necesarias bombas que provean un caudal de 0,724m³/h a una altura de 20m.

Para esta función se seleccionan 2 bombas Grundfos modelo CM 1-3 (Cod. B-RT01/02).



Ilustración 22 - Grundfos CM1-3.

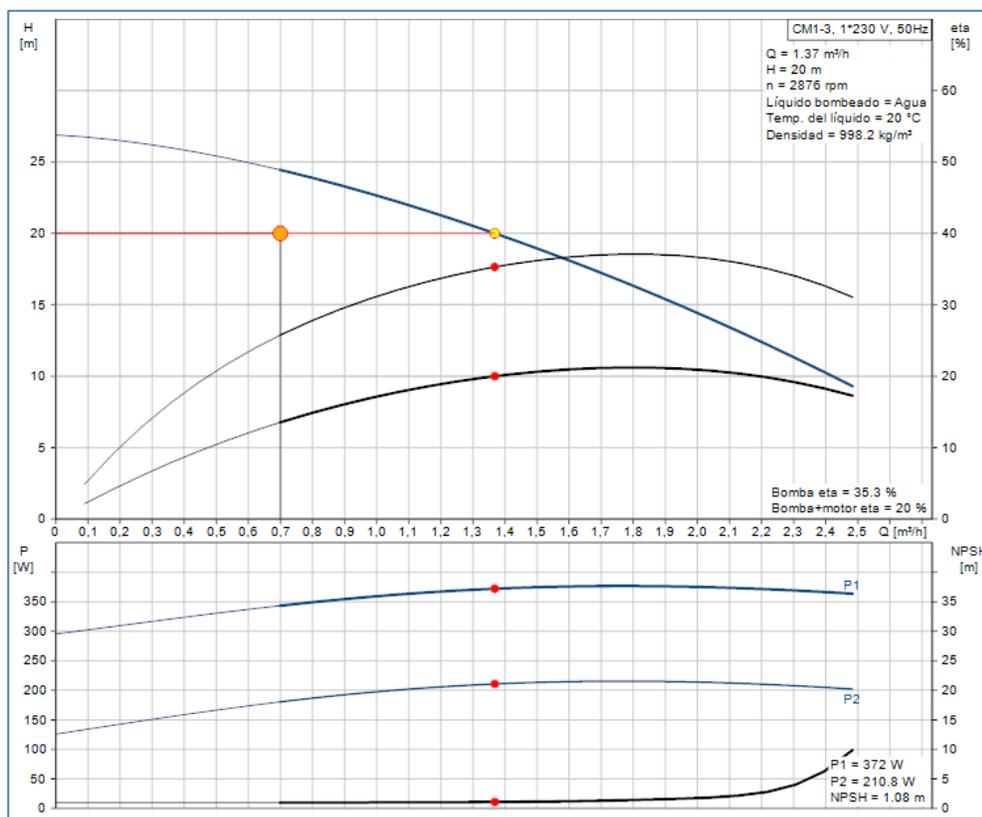
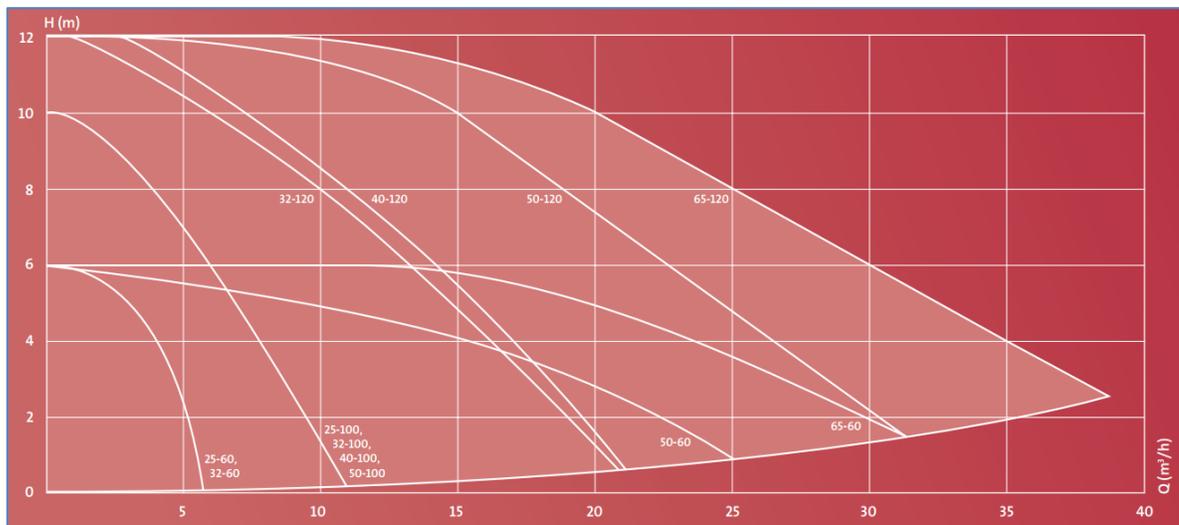


Ilustración 23 - Punto de funcionamiento bomba recarga torres de enfriamiento.

x. Recarga de agua de los tanques de almacenamiento (Cod. B-RT)



Puede ser necesario en ciertas ocasiones recargar alguno de los tanques de almacenamiento de agua caliente ya que su nivel es muy bajo, para ello se utilizan bombas Grundfos modelo Magna 25-60 (Cod. B-RT03/04).



h. Intercambiadores de calor (Cod. I)

Los intercambiadores de calor que se necesitan para calefaccionar las piscinas de natación son del tipo placas desmontables.



Las características técnicas de cada uno se describen a continuación:

- Intercambiador N°1 (Cod. I01):
 - $TE1 = 45^{\circ}\text{C}$ Entrada al primario de intercambiador (lado caliente).
 - $TS1 = 35^{\circ}\text{C}$ Salida del primario de intercambiador (lado caliente).
 - $TE2 = 24^{\circ}\text{C}$ Entrada al secundario del intercambiador (lado frío).
 - $TS2 = 36^{\circ}\text{C}$ Salida de secundario del intercambiador (lado frío).
 - $\dot{m} = 11,7\text{m}^3/\text{h}$ Caudal del primario.
 - $Q_{nec} = 146\text{ kW}$ Calor que se debe aportar al secundario.
 - $pt = 2\text{ Kg/cm}^2$ Presión de trabajo.
 - $pd = 5\text{ Kg/cm}^2$ Presión de diseño.

- Intercambiador N°2 (Cod. I02):
 - $TE1 = 45^{\circ}\text{C}$ Entrada al primario de intercambiador (lado caliente).
 - $TS1 = 35^{\circ}\text{C}$ Salida del primario de intercambiador (lado caliente).
 - $TE2 = 24^{\circ}\text{C}$ Entrada al secundario del intercambiador (lado frío).
 - $TS2 = 36^{\circ}\text{C}$ Salida de secundario del intercambiador (lado frío).
 - $\dot{m} = 4\text{m}^3/\text{h}$ Caudal del primario.
 - $Q_{nec} = 49\text{ kW}$ Calor que se debe aportar al secundario.
 - $pt = 2\text{ Kg/cm}^2$ Presión de trabajo.
 - $pd = 5\text{ Kg/cm}^2$ Presión de diseño.

Material: acero inoxidable AISI 316.

Fluido de trabajo: Agua – Agua.

Se entiende por lado primario el que recibe el agua del tanque de almacenamiento, la cual puede o no pasar por la caldera, y por lado secundario, el lado por el que circula el agua de las piletas.

Las variables que faltan definir, como es el caudal del lado primario, se dejan a consideración del fabricante para que tenga mayor libertad en su diseño.

i. Tuberías (Cod. Tu)

Así como se explicó en la ingeniería básica (punto 1.i) en todos los circuitos hidráulicos se utilizan tuberías de Polipropileno Copolímero Random Tipo 3 o también conocido comercialmente como PPR. Este es apto para las presiones y temperaturas utilizadas en el proyecto.

Los diámetros de tuberías utilizados son: 3 ½", 3", 2 ½", 2", 1 ½", 1", ¾" y ½".

j. Tanque de expansión (Cod. Te)

Se necesitan 3 tanques de expansión (Cod. Te01/02/03) para la instalación solar, uno por cada circuito de colectores. Los mismos están contruidos en acero estampado en frío y la membrana interior es de goma sintética. Otras características técnicas se describen a continuación:

- Marca: Peisa.
- Código: H61000.
- Capacidad: 25 litros.
- Diámetro: 324 mm.
- Altura: 415 mm.
- Presión max.: 4 bar.
- Conexión: 3/4".

k. Aislación (Cod. A)

Todos los circuitos de distribución de frío se deben aislar indefectiblemente para evitar la ganancia de calor por parte del agua de refrigeración. De igual manera se aíslan los siguientes circuitos de agua caliente: circuito intertanques, circuitos tanques-intercambiadores y los circuitos que unen los colectores solares con los tanques de almacenamiento.

Para la aislación de los tubos se utiliza aislante de caña completa autoadhesiva de la marca Armaflex de 2 m de longitud por tramo. En los circuitos de agua caliente el espesor necesario es de 13 mm, con esta protección se reducen las pérdidas de calor en un 95%. Mientras que en los circuitos de refrigeración se reducen las pérdidas en un 96% utilizando el mismo tipo de aislante pero de 6 mm. de espesor

Los tanques de almacenamiento se revisten con planchas de 19 mm de espesor, con esto es suficiente para reducir en más del 90% las pérdidas.

Características del aislante:

Propiedades	Valores / Evaluación	
Rango de temperaturas (Límites de temperatura) Temp. interior máxima Temp. interior mínima	Coquilla + 105 °C - 50 °C	Plancha en rollo + 85 °C - 50 °C
Conductividad térmica λ_d [10 °C]	0,037	
Factor de resistencia a la difusión de vapor de agua μ	≥ 10.000	
Reacción al fuego 1. Clase de material de construcción	B-s3, d0	
2. Comportamiento al fuego	Autoextinguible, no gotea, no propaga las llamas	
Insonorización (DIN 4109) Reducción de ruidos estructurales	Aislamiento eficaz hasta 30 dB(A)	
Almacenamiento Vida en almacenamiento	Cintas autoadhesivas, planchas autoadhesivas, coquillas, tiras: 1 año	

3. Control y conexionado eléctrico

a. Colectores solares

El control del campo de colectores se realiza mediante un PLC marca Schneider Electric TM221CE24R el cual a su vez está conectado a un panel táctil.

El autómatas recibe datos de temperatura del agua de los tanques de almacenamiento, de la salida de los colectores solares y del ambiente. Además posee una entrada para un piranómetro, con el cual conoce el nivel de radiación solar. Con estos parámetros determina en que momentos poner en marcha o bien realizar la parada de la bomba hidráulica de cada circuito.



Las pautas de programación que rigen al sistema son las siguientes:

- Si la radiación solar es superior a un valor determinado (configurado por el usuario) se da marcha a las bombas de los circuitos, esto para evitar el funcionamiento del sistema en días con poca radiación o en horarios nocturnos.
- Mientras la temperatura a la salida de los colectores se encuentre por debajo de un nivel determinado (valor configurado por el usuario y distinto según sea verano o invierno) el fluido se recircula por los colectores sin pasar por el tanque de almacenamiento, una vez superada la temperatura límite, se activa una válvula de tres vías y se desvía el flujo hacia el tanque.
- En caso de que la temperatura ambiente sea cercana a 0°C se da marcha a las bombas para evitar el congelamiento del agua.
- Una vez enviada la señal de marcha a las bombas se verifica su funcionamiento, de no ser así se las deshabilita y se genera una señal de alarma.
- Desde el HMI el operario puede:
 - o Seleccionar entre los modos de operación Automático y Manual.
 - o Dar marcha o parar el funcionamiento del sistema completo o bien, parte del mismo. Puede operar sobre todas las bombas y electroválvulas.
 - o Ver el historial de alarmas de falla generadas.
 - o Habilitar y deshabilitar bombas, es decir, cuando por mantenimiento u otro motivo se debe parar una unidad, se puede dar marcha a la bomba de respaldo para que no se detenga el funcionamiento del sistema.
 - o Tener una lectura directa de los parámetros de entrada como temperaturas en los distintos puntos del circuito, radiación solar y su evolución en el tiempo.

En la especificación técnica “ET3 - Listado de IO” se adjunta el listado de entradas y salidas del automatismo.

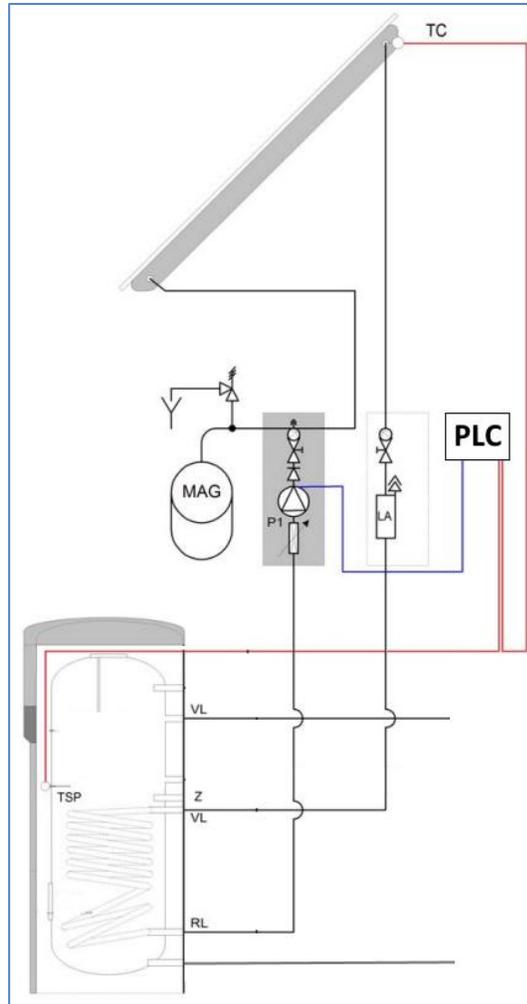


Ilustración 24 - Esquema de conexiones del sistema de control.

Electroválvulas (Cod. EV-C)

Las electroválvulas usadas para los circuitos de colectores son de marca Genebre modelo 2040-10 con actuador GE-0 L.

Las características principales son:

- Para cañería de 2 1/2".
- Tipo: NC.
- Tensión de bobina: 24VCA.
- Cuerpo de inoxidable AISI 316.
- Conexiones roscadas NPT.
- Presión de trabajo máx.: 63 bar.

b. Sistema de refrigeración

En el circuito de frío existen dos puntos en los que se aplican sistemas de control: en la máquina de absorción, controlando la circulación de agua caliente desde los tanques, el circuito de disipación de calor y el agua fría enviada a los puntos de consumo; y en los terminales Fan Coils dispuestos en los ambientes a refrigerar.

Las máquinas de absorción Yazaki están equipadas con un sistema de control automático propio de tipo ON-OFF, el cual, tomando datos de temperatura del agua fría de retorno, del agua de disipación hacia la torre de enfriamiento y el agua caliente de entrada al absorbedor actúa sobre las distintas bombas y válvulas de 3 vías del circuito.

Además, cuenta con un panel de control con indicadores y pulsadores manuales de:

- Reset alarma.
- Estado del equipo: encendido – apagado.
- Estado de cada carga: marcha - parada.

El control general del sistema de refrigeración que conforman las máquinas de absorción más las máquinas de frío tradicionales es controlado por un PLC, el mismo que regula el funcionamiento del circuito de colectores. Para ello determina, conociendo las variables de temperatura ambiente y radiación solar, y valores fijos como la potencia de consumo de cada uno de los sistemas de refrigeración, si es conveniente el uso de las máquinas de frío tradicionales o bien las de BrLi/Agua. Ya que cuando la radiación solar es baja y el porcentaje de carga térmica de refrigeración que se puede cubrir con la máquina de absorción es bajo es preferible desde el punto de vista energético utilizar el sistema de refrigeración tradicional.

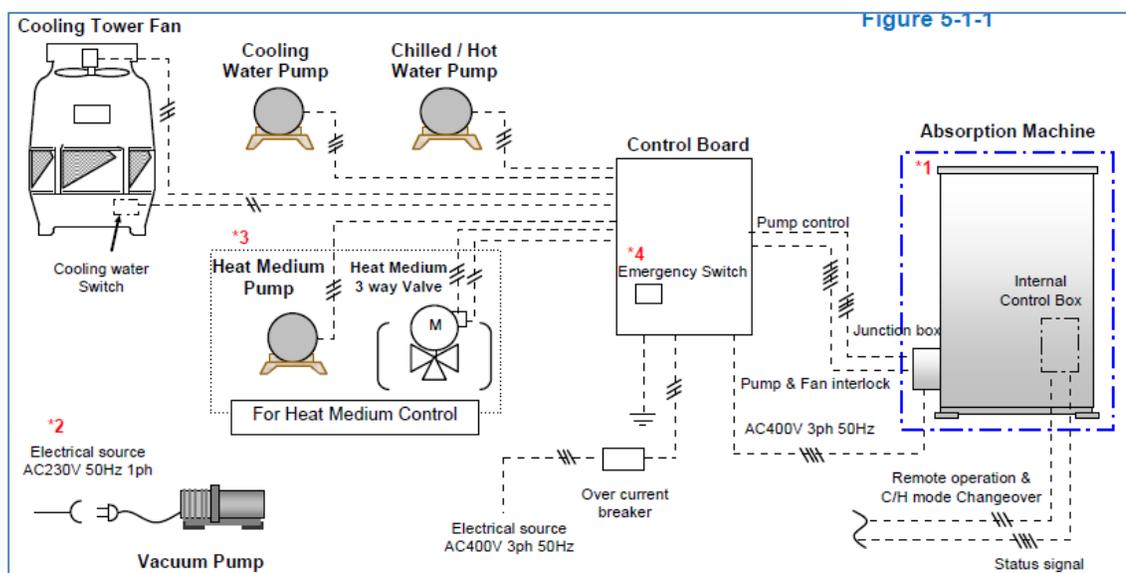


Ilustración 25 - Conexión eléctrica absorbedores Yazaki.

El control de temperatura de los terminales Fan Coils permite mantener la temperatura del ambiente en valores cercanos a un valor determinado por el usuario. El modelo HDB, que pertenece a la empresa Carrier (Cod. CT), permite un control tanto manual como automático del sistema a través de un tablero de pared como también de un control remoto. Por cada ambiente a climatizar se instalará uno de estos sistemas de control.



Entre las ventajas que presenta el modelo HDB está la posibilidad de manejar hasta 15 unidades Fan Coils en paralelo.

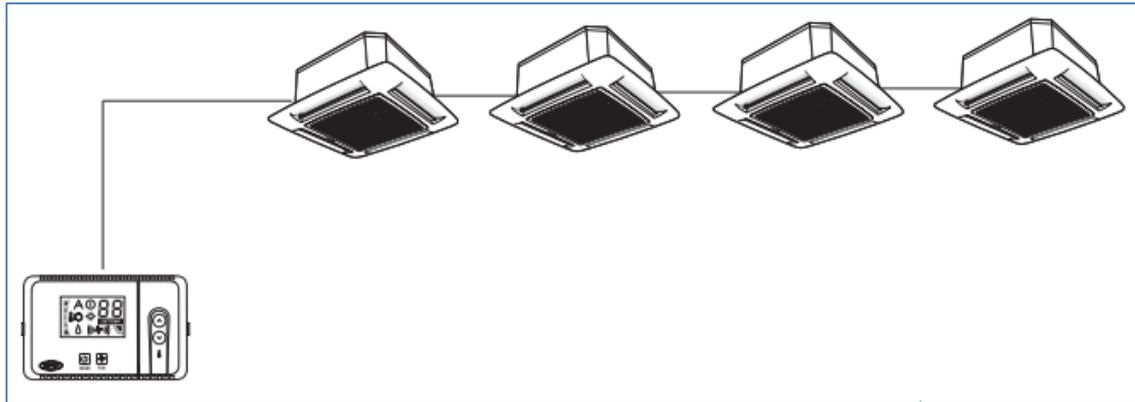
Electroválvulas (Cod. EV-GEN)



Las electroválvulas comandadas por el sistema de absorción para controlar el flujo de agua caliente proveniente de los tanques de almacenamiento es de marca Genebre modelo 2040-09 con actuador GE-0 L.

Las características principales son:

- Para cañería de 2"
- Tipo: NC.
- Tensión de bobina: 24VCA.
- Cuerpo de inoxidable AISI 316.
- Conexiones roscadas NPT.
- Presión de trabajo máx.: 63 bar.



Fórmula de determinación del sistema de refrigeración a utilizar

Para determinar cuál es el sistema que tiene prioridad de funcionamiento, se debe calcular la potencia que consumiría por un lado el chiller convencional para cubrir la demanda de frío y por el otro, la del sistema solar o bien, la combinación entre este último y el chiller en caso de que no toda la carga de frío pueda ser cubierta por el generador por absorción.

Para que se ahorre energía utilizando el sistema solar se debe cumplir la siguiente inecuación:

$$P_{\%gen} + P_{\%chiller} \leq P_{chiller}$$

$$P_{fija,gen} + P_{var,gen} \cdot \frac{Q_{frio}}{P_{max,gen}} + \left(1 - \frac{G \cdot S \cdot \eta_{colectores} \cdot COP_{gen} \cdot \eta_{interc}}{Q_{frio}} \right) \cdot \frac{Q_{frio}}{COP_{chiller}} \leq \frac{Q_{frio}}{COP_{chiller}}$$

Dónde:

$P_{fija,gen}$: Potencia fija consumida en el funcionamiento del sistema de energía solar.

$P_{var,gen}$: Potencia variable consumida por el sistema de energía solar.

Q_{frio} : Potencia frigorífica necesaria.

$P_{max,gen}$: Potencia de frío máxima que puede entregar el generador de absorción.

G : Radiación solar.

S : Superficie de absorción de los colectores.

$\eta_{colectores}$: Rendimiento de los colectores.

COP_{gen} : COP del generador de absorción.

$COP_{chiller}$: COP del chiller de frío.

η_{interc} : Rendimiento del intercambiador.

c. Sistema de calefacción de las piscinas

Para el control de la temperatura del agua de las piscinas, se utiliza un sistema de tipo On/Off que sensa la temperatura de salida en el lado frío de los intercambiadores de calor y actúa sobre una electroválvula que varía el caudal de entrada en el lado caliente.

○ Electroválvula (Cod. EV-I)

- Marca: Genebre.
- Modelo: 2015-09 GE-0 L.
- Para cañería de 2"
- Tipo: NC.
- Tensión de bobina: 24VCA.
- Cuerpo de inoxidable AISI 316.
- Conexiones roscadas NPT.



○ Sonda Pt100 (Cod. ST-I)

- Para transmisor de 4-20mA.
- Cabezal de conexión: Tipo KM o DIN B (estanco).
- Temperatura máxima de trabajo 100°C.
- Precisión: clase B (estándar).
- Conexionado: 2 hilos.
- Diámetro del bulbo sensor: 5mm.

- Elemento sensor: RTD simple.
- Sonda para inmersión (punta cerrada).
- Vainas de acero inoxidable.
- Conexión a proceso: métrica. Rosca soldada a cabezal.



○ **Transmisor (Cod. TT-I)**

- Marca: Siemens.
- Modelo: SITRANS TH100.
- Señal de salida: 4-20mA.
- Alimentación: 24VCC.



○ **Controlador (Cod. CT-I)**

- Marca: Novus
- Modelo: N322S
- Tipo: Control On/Off.
- Entrada: 4-20mA.
- Salida: relé.

- Tamaño del controlador: 75mm x 33mm x 75mm.
- Display con 3 1/2 dígitos de 13mm de altura.
- Alimentación: 220 VCA.
- Resolución: 0,1°C entre -19,9°C y 199,9°C
- Precisión: $\pm 0,7^\circ\text{C}$ para Pt100



4. Cómputo de materiales y costo

a. Listados de materiales

Ítem	Elemento	Código	Descripción	Cantidad
1	Fancoils	F-L1 01	Fan Coil Carrier 11kW 42GW 020	1
2		F-L1 02	Fan Coil Carrier 11kW 42GW 020	1
3		F-L2 01	Fan Coil Carrier 11kW 42GW 020	1
4		F-L2 02	Fan Coil Carrier 11kW 42GW 020	1
5		F-L3 01	Fan Coil Carrier 11kW 42GW 020	1
6		F-L3 02	Fan Coil Carrier 11kW 42GW 020	1
7		F-L4 01	Fan Coil Carrier 11kW 42GW 020	1
8		F-L4 02	Fan Coil Carrier 11kW 42GW 020	1
9		F-L5 01	Fan Coil Carrier 11kW 42GW 020	1
10		F-L5 02	Fan Coil Carrier 11kW 42GW 020	1
11		F-L6 01	Fan Coil Carrier 11kW 42GW 020	1
12		F-L6 02	Fan Coil Carrier 11kW 42GW 020	1
13		F-GPA 01	Fan Coil Carrier 11kW 42GW 020	1
14		F-GPA 02	Fan Coil Carrier 11kW 42GW 020	1
15		F-GPA 03	Fan Coil Carrier 11kW 42GW 020	1
16		F-GPA 04	Fan Coil Carrier 11kW 42GW 020	1
17		F-COC 01	Fan Coil Carrier 8,3kW 42GW 016	1
18		F-SUM 01	Fan Coil Carrier 8,3kW 42GW 016	1
19		F-SUM 02	Fan Coil Carrier 8,3kW 42GW 016	1
20		F-GPB 01	Fan Coil Carrier 8,3kW 42GW 016	1
21		F-GPB 02	Fan Coil Carrier 8,3kW 42GW 016	1
22		F-ADM 01	Fan Coil Carrier 4kW 42GW 008	1
23	Generadores	GEN-01	Maq. De Absorción BrLi/Agua Yazaki WFC-SC20	1
24		GEN-02	Maq. De Absorción BrLi/Agua Yazaki WFC-SC20	1
25		GEN-03	Maq. De Absorción BrLi/Agua Yazaki WFC-SC20	1
26	Torres de enfriamiento	T-01	Torre Enf. Sinax 174kW EKW100/09	1
27		T-02	Torre Enf. Sinax 174kW EKW100/09	1
28		T-03	Torre Enf. Sinax 174kW EKW100/09	1
29	Tanques de almacenamiento	Tk-01	Tanque acero Diam.: 1,35m Alto:3,5m 5m3	1
30		Tk-02	Tanque acero Diam.: 1,35m Alto:3,5m 5m3	1
31		Tk-03	Tanque acero Diam.: 1,35m Alto:3,5m 5m3	1
32		Tf-01	Tanque acero Diam.: 1,5m Alto:2m 3,5m3	1

33		Tf-02	Tanque acero Diam.: 1,5m Alto:2m 3,5m3	1
34		Tf-03	Tanque acero Diam.: 1,5m Alto:2m 3,5m3	1
35	Bombas	B-C 02	Bomba Grundfos CRE 15-1	1
36		B-C 01	Bomba Grundfos CRE 15-2	1
37		B-C 03	Bomba Grundfos CRE 15-2	1
38		B-G 01	Bomba Grundfos NB 40-160/162	1
39		B-G 02	Bomba Grundfos NB 40-160/162	1
40		B-G 03	Bomba Grundfos NB 40-160/162	1
41		B-T 01	Bomba Grundfos CRE 32-1-1	1
42		B-T 02	Bomba Grundfos CRE 32-1-1	1
43		B-T 03	Bomba Grundfos CRE 32-1-1	1
44		B-F 01	Bomba Grundfos CR 20-3	1
45		B-F 02	Bomba Grundfos CR 10-4	1
46		B-I 01	Bomba Grundfos CRE 10-1	1
47		B-I 02	Bomba Grundfos CRE 10-1	1
48		B-INT 01	Bomba Grundfos CRE 10-1	1
49		B-I 03	Bomba Grundfos CM3-3	1
50		B-I 04	Bomba Grundfos CM3-3	1
51		B-RT 01	Bomba Grundfos CM 1-3	1
52		B-RT 02	Bomba Grundfos CM 1-3	1
53		B-AF 01	Bomba Grundfos UPS 40-60/2 F	1
54		B-AF 02	Bomba Grundfos UPS 40-60/2 F	1
55		B-AF 03	Bomba Grundfos UPS 40-60/2 F	1
56		B-RT 03	Bomba Grundfos Magna 25-60	1
57		B-RT 04	Bomba Grundfos Magna 25-60	1
58		Intercambiadores de calor	I-01	Interc. Placas 146 kW
59	I-02		Interc. Placas 49 kW	1
60	Automatización	CT-L1 01	Control Temp. Ambiente Carrier HDB	1
61		CT-L2 01	Control Temp. Ambiente Carrier HDB	1
62		CT-L3 01	Control Temp. Ambiente Carrier HDB	1
63		CT-L4 01	Control Temp. Ambiente Carrier HDB	1
64		CT-L5 01	Control Temp. Ambiente Carrier HDB	1
65		CT-L6 01	Control Temp. Ambiente Carrier HDB	1
66		CT-SUM 01	Control Temp. Ambiente Carrier HDB	1
67		CT-ADM 01	Control Temp. Ambiente Carrier HDB	1
68		CT-GPB 01	Control Temp. Ambiente Carrier HDB	1
69		CT-GPA 01	Control Temp. Ambiente Carrier HDB	1
70		CT-I 01	Controlador Novus N322S 4-20mA.	1

71		CT-I 02	Controlador Novus N322S 4-20mA.	1	
72		PLC	PLC Schneider Electric TM221CE24R	1	
73		HMI	HMI Magelis STU855	1	
74	Sensores y accesorios	ST-01	Sensor PT100 con cabezal DIN B	1	
75		ST-Tk1 01	Sensor PT100 con cabezal DIN B	1	
76		ST-Tk2 01	Sensor PT100 con cabezal DIN B	1	
77		ST-Tk3 01	Sensor PT100 con cabezal DIN B	1	
78		ST-C 01	Sensor PT100 con cabezal DIN B	1	
79		ST-C 02	Sensor PT100 con cabezal DIN B	1	
80		ST-C 03	Sensor PT100 con cabezal DIN B	1	
81		ST-I 01	Sensor PT100 con cabezal DIN B	1	
82		ST-I 02	Sensor PT100 con cabezal DIN B	1	
83		TT-01	Transmisor PT100 4-20mA Siemens SITRANS TH100	1	
84		TT-Tk1 01	Transmisor PT100 4-20mA Siemens SITRANS TH100	1	
85		TT-Tk2 01	Transmisor PT100 4-20mA Siemens SITRANS TH100	1	
86		TT-Tk3 01	Transmisor PT100 4-20mA Siemens SITRANS TH100	1	
87		TT-C 01	Transmisor PT100 4-20mA Siemens SITRANS TH100	1	
88		TT-C 02	Transmisor PT100 4-20mA Siemens SITRANS TH100	1	
89		TT-C 03	Transmisor PT100 4-20mA Siemens SITRANS TH100	1	
90		TT-I 01	Transmisor PT100 4-20mA Siemens SITRANS TH100	1	
91		TT-I 02	Transmisor PT100 4-20mA Siemens SITRANS TH100	1	
92		PIR 01	Piranómetro LP PYRA 03 4-20mA	1	
93		Cd 01	Caudalímetro	1	
94		Electroválvulas	EV-I 01	Electrov. Genebre 2015-09 GE-0 L 2 vías 2" NC 24VCC	1
95			EV-I 02	Electrov. Genebre 2015-09 GE-0 L 2 vías 2" NC 24VCC	1
96			EV-GEN 01	Electrov. Genebre 2040-09 GE-0 L 3 vías 2" NC 24VCC	1
97			EV-GEN 02	Electrov. Genebre 2040-09 GE-0 L 3 vías 2" NC 24VCC	1
98	EV-GEN 03		Electrov. Genebre 2040-09 GE-0 L 3 vías 2" NC 24VCC	1	
99	EV-C 01		Electrov. Genebre 2040-10 GE-0 L 3 vías 2 1/2" NC 24VCC	1	
100	EV-C 02		Electrov. Genebre 2040-10 GE-0 L 3 vías 2 1/2" NC 24VCC	1	
101	EV-C 03		Electrov. Genebre 2040-10 GE-0 L 3 vías 2 1/2" NC 24VCC	1	
102	Tanques de Expansión		Te-C 01	Peisa H61000 25l	1
103		Te-C 02	Peisa H61000 25l	1	
104		Te-C 03	Peisa H61000 25l	1	

Tabla 2 - Cómputo de materiales.

Ítem	Elemento	Descripción	Cantidad a pedir
1	Tubos PPR	Tubo PPR 1" 4m	22
2		Tubo PPR 1 1/2" 4m	64
3		Tubo PPR 2" 4m	55
4		Tubo PPR 2 1/2" 4m	163
5	Aislación	Aislante Armaflex 2 1/2" caña completa 13mm 2m	326
6		Aislante Armaflex 2" caña completa 13mm 2m	110
7		Aislante Armaflex 1 1/2" caña completa 13mm 2m	128
8		Aislante Armaflex 1" caña completa 13mm 2m	46
9		Aislante Armaflex Plancha 6mm Autoadhesiva	6

Tabla 3 - Cómputo de tubos y aislantes.

b. Listado de precios

Los precios de los materiales y manos de obra se expresan en la tabla a continuación en valores de Peso Argentino. En los casos de productos con precio original en Dólares, el cambio se tomó para el mes de mayo a 14,85 \$/u\$s

Ítem	Descripción		Cantidad	Precio Unitario	Precio Total
1	Máquinas frigoríficas	Maq. De Absorción BrLi/Agua Yazaki WFC-SC20	3	520500	1561500
2	Torres de enfriamiento	Torre Enf. Sinax 174kW EKW100/09	3	45600	136800
3	Tanques de almacenamiento	Tanque acero Diam.: 1,35m Alto:3,5m 5m3	3	15000	45000
4		Tanque acero Diam.: 1,5m Alto:2m 3,5m3	3	12500	37500
5	Colectores solares	Colectores de Vacío Thermomax TMO 600 S + Módulos soporte Thermomax Astron 30 Tubos + Módulos soporte Thermomax Astron 20 Tubos + Soporte 2 posiciones para Colectores	180	12975	2335500
6	Bombas	Bomba Grundfos CRE 15-1	1	45738	45738
7		Bomba Grundfos CRE 15-2	2	56058,75	112117,5
8		Bomba Grundfos NB 40-160/162	3	26857,8	80573,4
9		Bomba Grundfos CRE 32-1-1	3	89786,25	269358,75
10		Bomba Grundfos CR 10-1	2	17820	35640
11		Bomba Grundfos CM 1-3	2	7350,75	14701,5
12		Bomba Grundfos UPS 40-60/2 F	3	12622,5	37867,5

13		Bomba Grundfos Magna 25-60	2	12474,65	24949,3
14	Tubos	Tubo PPR 1" 4m	22	73	1606
15		Tubo PPR 1 1/2" 4m	64	210	13440
16		Tubo PPR 2" 4m	55	354	19470
17		Tubo PPR 2 1/2" 4m	163	449	73187
18	Aislación	Aislante Armaflex 2 1/2" caña completa 13mm 2m	326	264,4	86194,4
19		Aislante Armaflex 2" caña completa 13mm 2m	110	225,9	24849
20		Aislante Armaflex 1 1/2" caña completa 13mm 2m	128	185,6	23756,8
21		Aislante Armaflex 1" caña completa 13mm 2m	46	143,3	6591,8
22		Aislante Armaflex Plancha 6mm Autoadhesiva	6	7270	43620
23	Control	Control Temp. Ambiente Carrier HDB	10	0	0
24		Controlador Novus N322S 4-20mA.	2	1462,725	2925,45
25		PLC Schneider Electric TM221CE24R	1	5568,75	5568,75
26		HMI Magelis STU855	1	11137,5	11137,5
27	Sensores y accesorios	Sensor PT100 con cabezal DIN B	9	1085	9765
28		Transmisor PT100 4-20mA Siemens SITRANS TH100	9	3534,3	31808,7
29		Piranómetro LP PYRA 03 4-20mA	1	10236,5	10236,5
30	Electroválvulas	Electrov. Genebre 2015-09 GE-0 L 2 vías 2" NC 24VCC	2	12384,9	24769,8
31		Electrov. Genebre 2040-09 GE-0 L 3 vías 2" NC 24VCC	3	17686,35	53059,05
32		Electrov. Genebre 2040-10 GE-0 L 3 vías 2 1/2" NC 24VCC	3	26002,35	78007,05
33	Tanques de expansión	Peisa H61000 25l	3	2100	6300
34	Mano de obra				2500000
				TOTAL	7763538,75

Tabla 4 - Precios.

5. Factibilidad del proyecto

La estimación de factibilidad dio resultado negativo para el periodo considerado de 20 años.

$$VAN = \$ - 6889787$$

5. MEMORIA DE CÁLCULO

Contenido

1. Relevamiento de datos	88
a. Datos climáticos.....	88
2. Carga térmica de verano	90
a. Ganancias de calor	90
b. Condiciones de confort.....	91
c. Hipótesis	92
d. Desarrollo teórico del cálculo de ganancias de calor	92
e. Resultados.....	99
3. Carga térmica de calefacción	124
a. Pérdidas de calor.....	124
b. Condiciones de confort.....	125
c. Hipótesis	125
d. Desarrollo teórico de los cálculos	126
e. Resultados.....	129
4. Superficie de colectores	134
a. Ángulo de inclinación de los colectores	134
b. Distancia entre filas de colectores	135
c. Eficiencia de los colectores.....	137
d. Superficie de absorción necesaria.....	139
e. Superficie máxima bruta de colectores	141
5. Pérdidas de presión	142
a. Circuito de colectores solares	142
i. Cantidad de tubos por circuito.....	142
ii. Caudales y diámetros de tuberías en los circuitos de colectores.....	142
iii. Pérdida de presión en el circuito de colectores	144
b. Pérdidas de presión en el sistema de refrigeración	147
c. Pérdidas de presión en el sistema de calefacción	148
6. Pérdidas de calor	149
a. Pérdidas de calor.....	150
b. Hipótesis de cálculo	150

c. Desarrollo teórico de los cálculos	151
d. Resultados.....	153
7. Tanque de expansión	153
8. Tanques de almacenamiento de agua	155
a. Volumen máximo tanque de almacenamiento de agua fría	157
b. Volumen máximo tanque de almacenamiento de agua caliente	157
9. Agua de reposición en las torres de enfriamiento	158
10. Fórmula PLC para determinación del sistema de refrigeración más conveniente	159
11. Evaluación del desempeño del sistema de refrigeración solar	161
12. Cálculo de factibilidad	162
a. Inversión inicial de la obra.....	162
b. Retorno de la inversión.....	162
c. Hipótesis de cálculo	162
d. Cálculos	163
e. Resultados de los cálculos.....	165

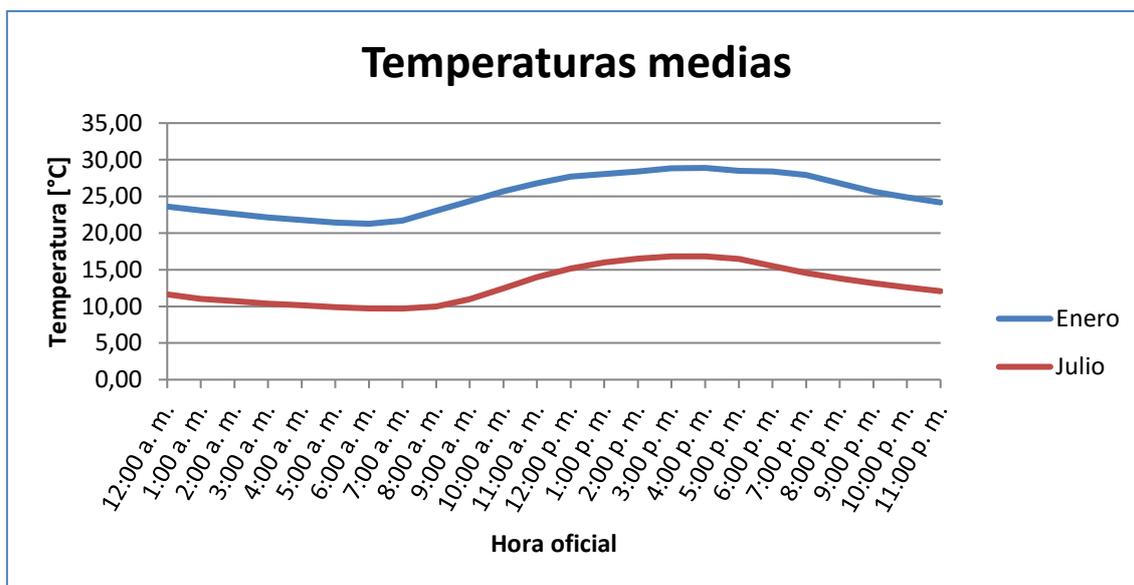
1. Relevamiento de datos

a. Datos climáticos

Parte primordial del cálculo es la determinación de las cargas térmicas de los distintos ambientes para de esta manera poder conocer las potencias de refrigeración y calefacción necesarias. La denominada carga térmica de un ambiente depende de varios factores, pero principalmente de las características climáticas del lugar. Luego de analizar los datos climáticos¹ de los últimos tres años de la ciudad de Colón se obtuvo la tabla que se presenta en el Anexo A página. En ella se pueden ver los valores de temperatura exterior y humedad relativa medios para cada hora del día y los distintos meses del año.

Cabe aclarar que, si bien tomar los datos de solo tres años puede ser poco significativo para este tipo de análisis, no se pudieron conseguir datos fehacientes y con el nivel de detalle necesario anteriores al mes de febrero del año 2013.

Como los cálculos deben realizarse para las condiciones climáticas más severas, para el caso de la refrigeración se utilizan los datos relativos al mes de enero, y de igual modo para el cálculo de climatización se usan los datos climáticos del mes de julio.



¹ Datos climáticos obtenidos de la Dirección de Hidráulica de la Provincia de Entre Ríos – <http://www.hidraulica.gob.ar/ema.php?station=curuguay> Fecha: 24/06/2016 16:30hs.

	ENERO	
Hora oficial	Temp. [°C]	H. Rel. [%]
12:00 AM	23.59	78.53
1:00 AM	23.10	80.82
2:00 AM	22.60	82.47
3:00 AM	22.12	84.74
4:00 AM	21.79	85.84
5:00 AM	21.45	87.06
6:00 AM	21.27	87.79
7:00 AM	21.70	87.54
8:00 AM	23.05	83.85
9:00 AM	24.35	79.14
10:00 AM	25.69	74.16
11:00 AM	26.81	68.89
12:00 PM	27.72	65.18
1:00 PM	28.03	63.16
2:00 PM	28.39	60.73
3:00 PM	28.84	59.22
4:00 PM	28.89	59.10
5:00 PM	28.49	60.02
6:00 PM	28.41	60.33
7:00 PM	27.93	61.91
8:00 PM	26.81	66.36
9:00 PM	25.67	70.56
10:00 PM	24.85	73.53
11:00 PM	24.19	75.93

Ilustración 1 – Datos climáticos Mes de Enero

	JULIO	
Hora oficial	Temp. [°C]	H. Rel. [%]
12:00 AM	11.66	85.72
1:00 AM	11.01	86.82
2:00 AM	10.71	87.91
3:00 AM	10.39	89.09
4:00 AM	10.14	89.86
5:00 AM	9.90	90.48
6:00 AM	9.71	90.98
7:00 AM	9.70	91.23
8:00 AM	10.00	90.96
9:00 AM	10.97	89.29
10:00 AM	12.48	85.16
11:00 AM	14.00	79.71
12:00 PM	15.15	74.90
1:00 PM	15.97	71.10
2:00 PM	16.51	68.29
3:00 PM	16.81	66.99
4:00 PM	16.82	66.83
5:00 PM	16.46	68.88
6:00 PM	15.50	72.52
7:00 PM	14.55	75.77
8:00 PM	13.80	78.53
9:00 PM	13.15	80.92
10:00 PM	12.57	83.06
11:00 PM	12.09	84.66

Ilustración 2 – Datos climáticos Mes de Julio

2. Carga térmica de verano

De aquí en adelante se detallan los cálculos realizados para determinar la carga térmica de cada uno de los ambientes a refrigerar.

El método de cálculo utilizado es el descrito por el Manual de Aire Acondicionado Carrier (Carrier Company, *Manual de Aire Acondicionado*. 1970). A través del mismo se obtiene una curva diaria de carga térmica para cada local a considerar, para luego generar una curva de carga global del edificio y determinar cuál es la condición de cálculo.

Este sistema se basa en que los picos de carga de cada ambiente que conforma el complejo pueden estar desfasados en el tiempo, es decir, producirse a distintas horas del día, por lo tanto, se deben sumar cada una de las cargas hora a hora y generar la curva de carga global del edificio ya que sumar los valores máximos de cada local generaría un sobredimensionamiento considerable en el sistema de refrigeración.

a. Ganancias de calor

Los aportes de calor que se consideran en un cálculo de refrigeración son los siguientes:

Cargas externas:

- Ganancia por radiación.
- Ganancia por transmisión.
- Ganancia por incorporación de aire exterior.

Cargas internas:

- Ganancia por ocupantes.
- Ganancia por artefactos eléctricos.

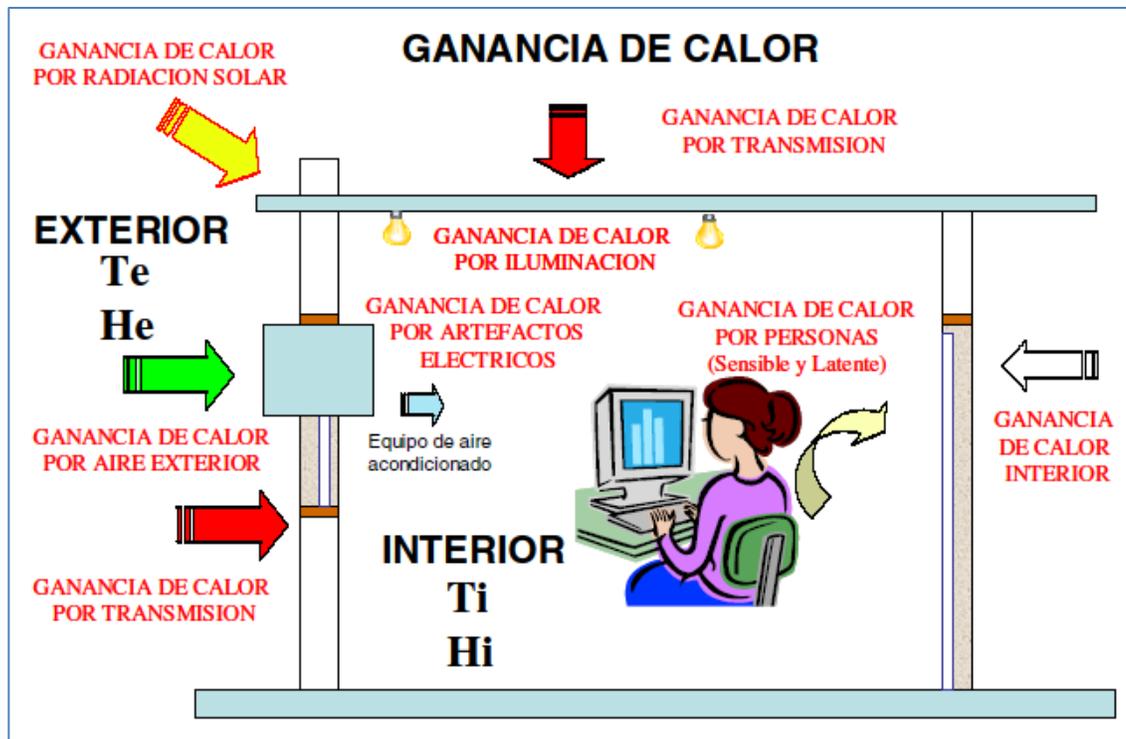


Ilustración 3 - Ganancias de calor en verano.

b. Condiciones de confort

Las condiciones de confort son las que se deben cumplir para que las personas sientan un estado de bienestar físico con respecto al ambiente que las rodea. A los factores que afectan estas condiciones los podemos agrupar en:

- Factores que dependen del individuo: tienen que ver con la vestimenta, la actividad que realiza y con cuestiones fisiológicas de cada persona.
- Factores que dependen del medio ambiente: básicamente son la temperatura, la humedad relativa, la velocidad de circulación del aire y los niveles de CO_2 .

Los valores que se adoptan en este trabajo son sugeridos por varios autores. Es por ello que para verano la temperatura interior de los ambientes a refrigerar será de $25^{\circ}C$ y la humedad relativa del 50%.

Estos valores se pueden verificar en el diagrama de bienestar realizado por ASHRAE que se encuentra en el Anexo A página 86.

c. Hipótesis

- Hipótesis de cálculo:
 - Latitud geográfica del complejo: 32° Sur
 - Mes de cálculo: enero.
 - Condiciones de confort térmico internas:
 - Temperatura: 25°C.
 - Humedad relativa: 50%.
 - La temperatura es uniforme sobre las superficies y no se considera la estratificación del aire.
 - No se consideran posibles persianas, cortinas, vegetación o edificios cercanos que puedan producir sombra sobre el complejo estudiado.
 - Coeficientes de transmisión:
 - Vidrio DVH: 2,8 W/m²K.
 - Paredes exteriores: 1,72 W/m²K.
 - Paredes interiores: 2,56 W/m²K.
 - Losa de H°A°: 1,63 W/m²K.
 - Cargas térmicas internas: en cada cálculo se aclaran las cargas interiores consideradas ya que varían de local en local.
 - En los locales ubicados en planta baja no se considera el intercambio de calor a través del piso ya que se considera que la tierra se encuentra a menor temperatura que el ambiente y en último caso es un factor beneficioso.
 - La temperatura interior de los locales no acondicionados es 3°C menor a la exterior.

- Hipótesis constructivas:
 - Vidrios: tipo DVH 6+12+6 (vidrio doble aislado).
 - Paredes exteriores de color claro.

d. Desarrollo teórico del cálculo de ganancias de calor

Para mayor facilidad y prolijidad de redacción se utilizarán siglas para citar las bibliografías de las cuales se extraen ciertos datos de cálculo.

A.T.E.: Acondicionamiento térmico de edificios (Victorio Diaz, Raul Berreneche. *Acondicionamiento térmico de edificios*. 2005).

M.A.A.: Manual de Aire Acondicionado (Carrier Company, *Manual de Aire Acondicionado*. 1970).

i. Radiación a través de superficies vidriadas

Esta ganancia tiene en cuenta la energía que llega al local procedente de la radiación solar que atraviesa los elementos transparentes.

El cálculo se debe realizar en función de la orientación de cada superficie, ya que dependiendo de la posición en que se encuentran cambian los valores de radiación a considerar.

- Ecuaciones:

El calor que adiciona la radiación solar al pasar por una superficie transparente se calcula mediante la siguiente expresión:

$$Q = S \cdot tr \cdot f$$

Dónde:

S: superficie del elemento transparente.

tr: máxima aportación de calor a través de un vidrio sencillo. → Tabla N°5 A.T.E.

f: factor de protección. → Tabla N °6 A.T.E. o dato de fabricante.

ii. Radiación solar y transmisión del calor a través de muros exteriores y techos

La ganancia de calor a través de muros y techos expuestos a la luz solar se debe a la diferencia de temperatura entre las superficies del muro y al calor acumulado por radiación por la superficie exterior.

Debido a la variación de la radiación y de las temperaturas interiores y exteriores durante el transcurso del día el flujo de calor es inestable, por lo tanto para el cálculo se recurre al concepto empírico de “diferencia equivalente de temperatura” definida como la diferencia de temperatura del aire interior y exterior que en ausencia de radiación produciría a través del muro o techo el mismo flujo de calor que el originado simultáneamente por radiación, transmisión y convección.

La diferencia equivalente de temperatura debe tener en cuenta los diferentes tipos de construcción, orientación, ubicación geográfica y condiciones del proyecto.

- Ecuaciones:

Flujo térmico:

$$Q = k \cdot S \cdot \Delta T_e$$

Siendo:

k: coeficiente global de transmisión térmica de la pared o techo.

S: superficie.

Te: diferencia equivalente de temperatura.

Diferencia equivalente de temperatura:

$$\Delta T_e = a + \Delta T_{es} + b \cdot (R_s / R_m) \cdot (\Delta T_{em} / \Delta T_{es})$$

Dónde:

A: factor de corrección → Tabla N°8 A.T.E.

Tes: diferencia equivalente de temperatura de la pared a la sombra. → Tabla N°8 A.T.E.

Tes: diferencia equivalente de temperatura de la pared soleada. → Tabla N°8 A.T.E.

B: coeficiente de corrección por color de la superficie exterior de la pared.

Paredes de color oscuro b = 1 (azul oscuro, rojo oscuro, marrón oscuro, etc.).

Paredes de color medio b = 0,78 (verde, azul o gris claros).

Paredes de color claro b = 0,55 (blanco, crema, etc.).

Rs: Máxima insolación correspondiente al mes y latitud supuestos, a través de una superficie acristalada vertical para la orientación considerada (en el caso de pared); u horizontal (techo).
→Tabla N° 5, o tabla N° 5.1 A.T.E.

Rm: Máxima insolación en el mes de Febrero, a 35 de latitud Sur, a través de una superficie acristalada, vertical, para la orientación considerada (pared), u horizontal (techo). → Tabla N° 5, o Tabla N° 5.1 A.T.E.

iii. Transmisión a través de paredes interiores o superficies vidriadas

La diferencia de temperatura entre las caras de una superficie genera un flujo de calor desde la cara más caliente a la más fría. El modelo de transferencia de calor usado es el de conducción a través de una pared plana simple de superficie constante.

- Ecuaciones:

$$Q = k \cdot S \cdot (T_e - T_i)$$

Siendo:

k: coeficiente de transmisión térmica de la pared o techo.

S: superficie.

Te: temperatura exterior.

Ti: temperatura interior.

iv. Renovación de aire

El caudal de aire que se introduzca al local considerado representa una proporción importante en lo que respecta a la carga térmica. Estas renovaciones son necesarias principalmente por dos motivos: generar una sobrepresión en el aire del local respecto al aire exterior y de esta manera evitar infiltraciones, y mantener las condiciones de salubridad y confort.

La determinación del caudal de aire de renovación se realiza por varios métodos distintos:

- Saturación con CO₂.

Para evitar que un ambiente sobrepase los valores recomendados de dióxido de carbono se estima que es necesario renovar el aire en una tasa de 20m³/hora por cada persona presente.

$$Ca_{CO_2} = 20 \frac{m^3}{h \cdot persona} \cdot n^{\circ} personas$$

- Ley de higiene y seguridad (Ley de Higiene y Seguridad en el Trabajo N°19587. Decreto de aplicación 351/79).

Este método tiene en cuenta el nivel de actividad de las personas dentro del local, moderada o sedentaria, y determina considerando el cubaje por persona del local el caudal de aire necesario.

$$Ca_{Ley} = k \frac{m^3}{h \cdot persona} \cdot n^{\circ} personas$$

Siendo:

k: caudal de renovación → Decreto 351/79.

- Según Norma DIN 1946.

Para ciertos locales en los cuales la actividad realizada por las personas en su interior es de mucha intensidad y no alcanza con los caudales de aire anteriormente calculados se sigue la referencia de renovación indicada por la norma DIN 1946, la cual recomienda caudales de aire según el tipo de local del que se trate.

$$Ca_{DIN} = k \frac{renov.}{h} \cdot V_{local}$$

Siendo:

k: renovaciones por hora → DIN 1946.

V_{local} : volumen del local.

- Ecuaciones.

Una vez conocido el caudal de aire necesario, que será el mayor valor obtenido por los métodos anteriores, se calcula la cantidad de calor necesaria para disminuir su temperatura.

Calor sensible:

$$Q_{sa} = 0,35 \cdot Ca \cdot (T_e - T_i)$$

Dónde:

Ca: caudal de aire exterior.

Te: temperatura exterior.

Ti: Temperatura interior.

0,35 Wh/m³K

Calor latente:

$$Q_{sa} = 0,8 \cdot Ca \cdot (He - Hi)$$

Dónde:

Ca: caudal de aire exterior.

He: humedad específica del aire exterior.

Hi: humedad específica del aire interior.

0,8 h/m³K

v. Ocupantes

Los ocupantes del local disipan calor a través de la epidermis. Cuya intensidad es variable según el individuo y la actividad que desarrolla.

Lo disipan:

- 1) Hacia las paredes del local por radiación.
- 2) Hacia el aire ambiente por convección en la epidermis y vías respiratorias.
- 3) Hacia el aire ambiente por evaporación, en la epidermis y vías respiratorias.

- Ecuaciones:

Calor sensible:

$$Q_{sp} = q_{sp} \cdot N^{\circ} \text{ personas}$$

Siendo:

q_{sp} : calor sensible por persona. → Tabla N°11 A.T.E. Tabla 48 M.A.A.

Calor latente:

$$Q_{lp} = q_{lp} \cdot N^{\circ} \text{ personas}$$

Siendo:

Q_{lp} : calor latente por persona. → Tabla N°11 A.T.E. Tabla 48 M.A.A.

vi. Iluminación

La iluminación constituye una fuente de calor sensible. Este calor se emite por radiación, convección y conducción.

Al no contar con datos certeros de las luminarias que se usarán en cada local del complejo y para no realizar un estudio completo de iluminación, se tomará como base los datos de densidad de potencia luminosa (Lighting power densities) publicados en por ASHRAE en la tabla 9.6.1 (ASHRAE, *Standard 90.1*. 2007), en la cual se encuentran valores estándares de potencia de iluminación por unidad de superficie para distintos tipos de locales.

- Ecuaciones:

Calor sensible:

$$Q_{si} = LPD \cdot S_{local}$$

Siendo:

LPD: Densidad de potencia luminosa. → Tabla 9.6.1 ASHRAE Standard 90.1.

S_{local} : superficie del local.

vii. Otras fuentes internas

Las ganancias de calor sensible y latente producidas por otras fuentes situadas en el interior del local exigen que se conozcan sus características y tiempo de funcionamiento. Los aparatos eléctricos sólo emiten calor latente en función de su utilización (cocción, secado, etc.) mientras

que, a causa de la combustión, los aparatos a gas producen calor latente suplementario. En todos los casos se produce una disminución de ganancias de calor, tanto sensible como latente, por medio de campanas de extracción ventiladas mecánicamente y bien concebidas, (podemos estimar que solamente el 50% de la ganancia de calor generado por el equipo es disipado al ambiente).

Las ganancias de calor por aparatos se pueden encontrar en la tabla N° 13 de A.T.E.

viii. Adicional

Se aplica un adicional de seguridad a las ganancias sensibles y latentes de un local, como compensación de ciertos elementos mal o deficientemente conocidos. Es por ello que se estima un aumento del 10% por sobre al calor sensible total calculado, y un 5% para el calor latente.

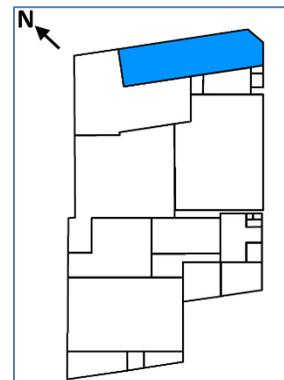
e. Resultados

A continuación, se presentan los resultados obtenidos en el cálculo de la carga térmica para verano de cada uno de los ambientes intervinientes.

i. Local 1

Datos de cálculo:

Edificio:	Complejo Recreativo
Latitud:	32° Sur
Local:	Local Comercial 1
Piso:	Planta Baja
Orientación:	NE

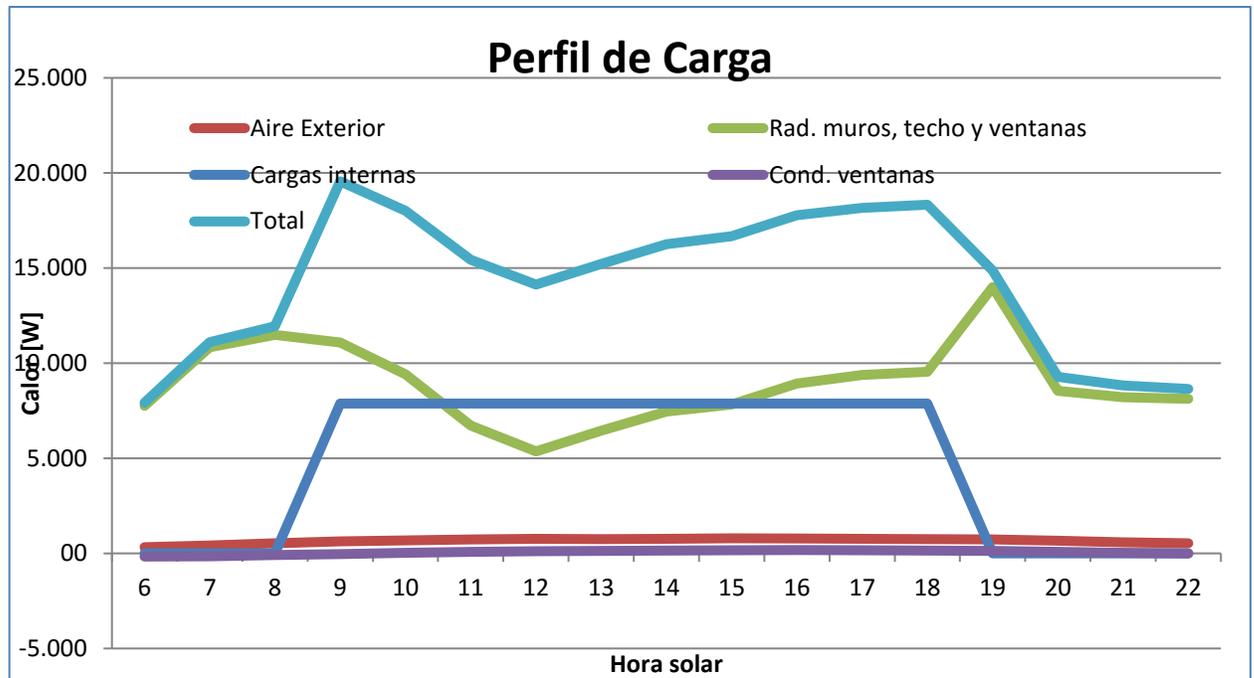


<u>Datos constructivos.</u>	
Altura del local[m]:	4.9
Ancho del local[m]:	
Largo del local[m]:	
Superficie[m2]:	115
Volumen[m3]:	563.5
Factor f vidrio:	0.7
Factor b muros:	0.55
Peso muros exteriores:	300 kg/m2
Factor b techo:	0.78
Peso techo:	600 kg/m2
Ocupación:	3

Horario ocupación:	9 a 18
Fuentes de calor internas:	
Iluminación:	2000W
Computadora:	210W
Cafetera:	290W
Monitor:	45W

Perfil de carga:

<u>Hora solar</u>	<u>Carga total [W]</u>
6	7920.3
7	11107.8
8	11933.5
9	19561.6
10	18005.5
11	15428.3
12	14124.1
13	15213.6
14	16250.8
15	16672.3
16	17771.0
17	18169.2
18	18336.9
19	14865.7
20	9285.3
21	8834.2
22	8645.1



ii. Locales 2 y 3

Datos de cálculo.

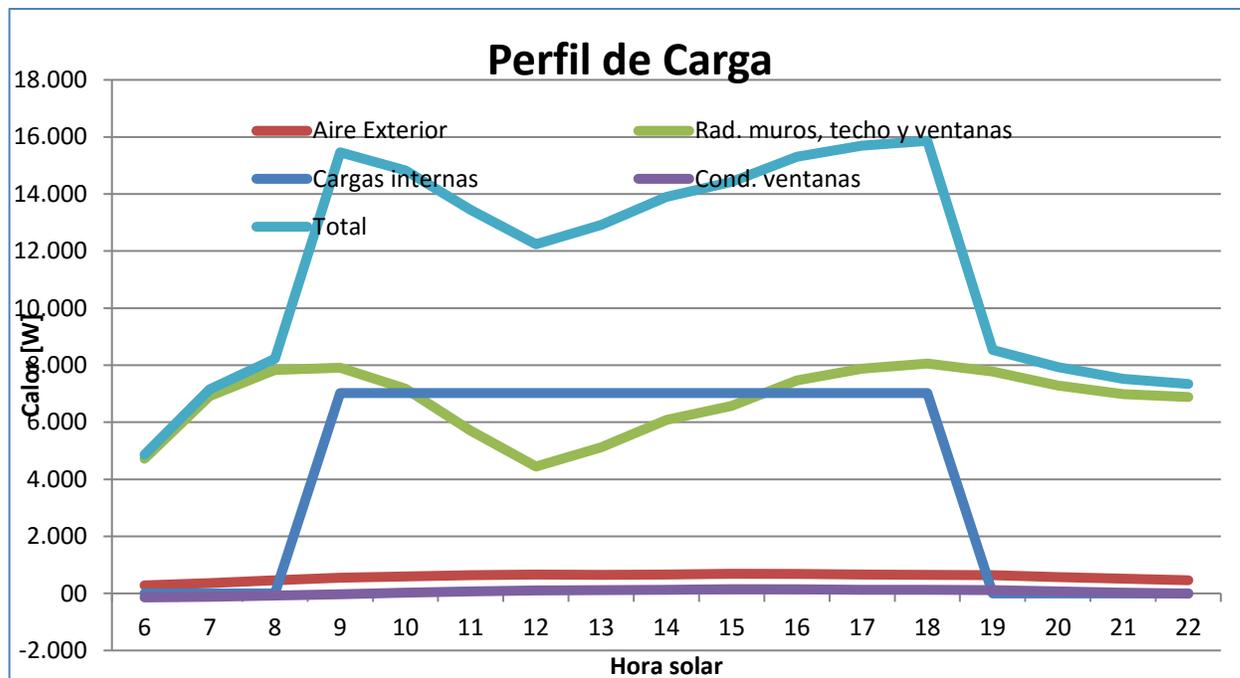
Edificio:	Complejo Recreativo
Latitud:	32° Sur
Local:	Local Comercial 2
Piso:	Planta Baja
Orientación:	NE

<u>Datos constructivos.</u>	
Altura del local[m]:	4.9
Ancho del local[m]:	6.65
Largo del local[m]:	12.6
Superficie[m2]:	100
Volumen[m3]:	490
Factor f vidrio:	0.7
Factor b muros:	0.55
Peso muros exteriores:	300 kg/m2

Factor b techo:	0.78
Peso techo:	600 kg/m ²
Ocupación:	3
Horario ocupación:	9 a 18
Fuentes de calor internas:	
Iluminación:	1900W
Computadora:	210W
Cafetera:	290W
Monitor:	45W

Perfil de carga.

<u>Hora solar</u>	<u>Carga total [W]</u>
6	4863.0
7	7156.2
8	8223.5
9	15459.4
10	14820.6
11	13442.2
12	12235.7
13	12913.5
14	13897.9
15	14424.2
16	15307.9
17	15696.9
18	15861.6
19	8530.0
20	7929.3
21	7520.2
22	7347.1



iii. Locales 4 y 5

Datos de cálculo.

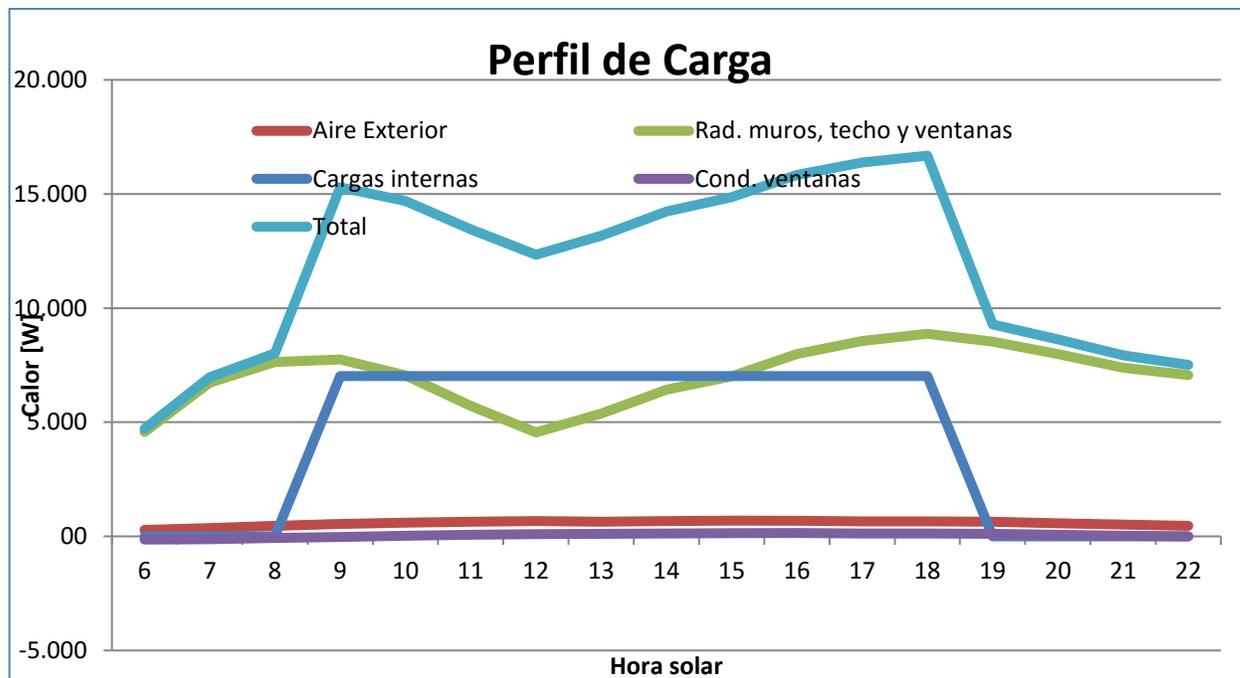
Edificio:	Complejo Recreativo
Latitud:	32° Sur
Local:	Local Comercial 4
Piso:	Planta Baja
Orientación:	NE

<u>Datos constructivos.</u>	
Altura del local[m]:	4.9
Ancho del local[m]:	6.65
Largo del local[m]:	12.6
Superficie[m ²]:	100
Volumen[m ³]:	490
Factor f vidrio:	0.7
Factor b muros:	0.55
Peso muros exteriores:	300 kg/m ²
Factor b techo:	0.78

Peso techo:	600 kg/m2
Ocupación:	3
Horario ocupación:	9 a 18
Fuentes de calor internas:	
Iluminación:	1900W
Computadora:	210W
Cafetera:	290W
Monitor:	45W

Carga térmica.

<u>Hora solar</u>	<u>Carga total [W]</u>
6	4715.6
7	6967.6
8	8022.1
9	15290.9
10	14697.8
11	13450.9
12	12342.9
13	13173.5
14	14237.6
15	14863.8
16	15830.4
17	16377.3
18	16679.7
19	9282.8
20	8634.9
21	7925.7
22	7519.5



iv. Local 6

Datos de cálculo.

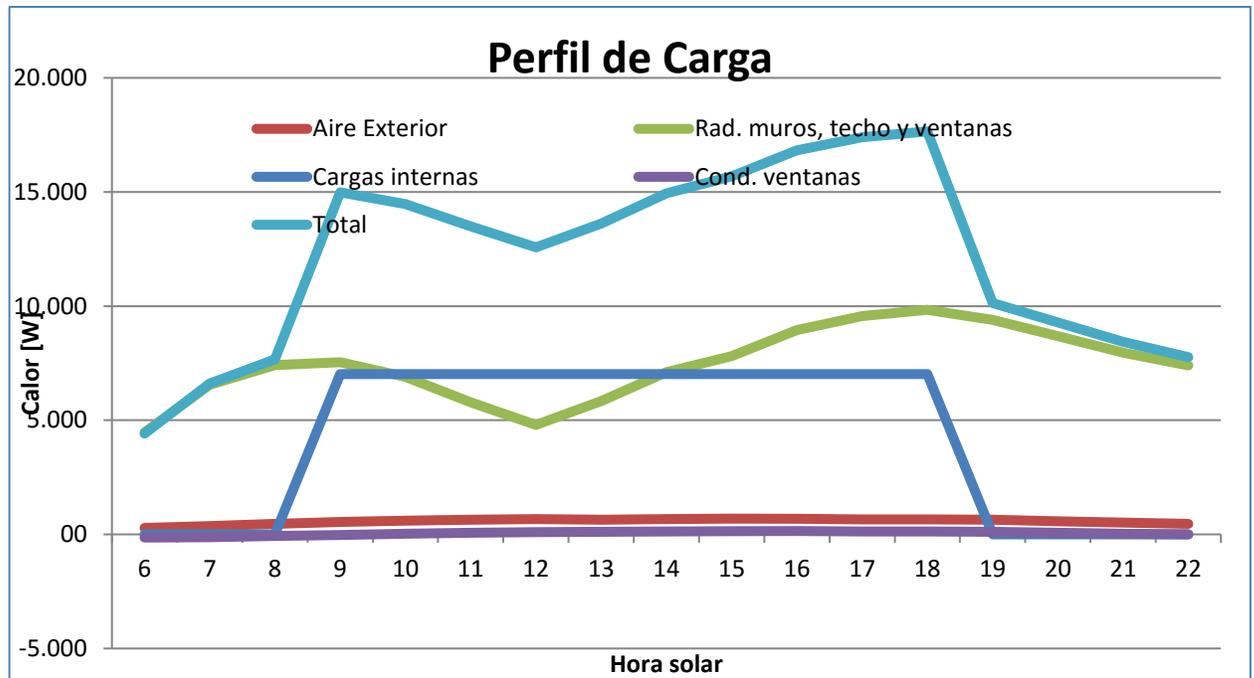
Edificio:	Complejo Recreativo
Latitud:	32° Sur
Local:	Local Comercial 6
Piso:	Planta Baja
Orientación:	NE

<u>Datos constructivos.</u>	
Altura del local[m]:	4.9
Ancho del local[m]:	6.65
Largo del local[m]:	12.6
Superficie[m ²]:	100
Volumen[m ³]:	490
Factor f vidrio:	0.7
Factor b muros:	0.55
Peso muros exteriores:	300 kg/m ²
Factor b techo:	0.78

Peso techo:	600 kg/m2
Ocupación:	3
Horario ocupación:	9 a 18
Fuentes de calor internas:	
Iluminación:	1900W
Computadora:	210W
Cafetera:	290W
Monitor:	45W

Perfil de carga.

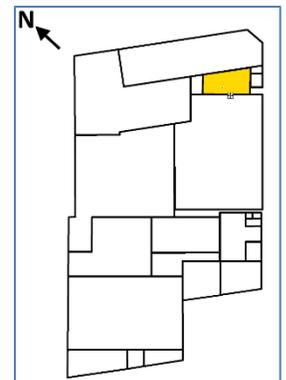
<u>Hora solar</u>	<u>Carga total [W]</u>
6	4415.1
7	6608.8
8	7664.2
9	14978.9
10	14471.2
11	13487.6
12	12570.7
13	13624.5
14	14937.5
15	15684.4
16	16826.5
17	17395.5
18	17652.8
19	10137.0
20	9288.8
21	8436.5
22	7764.5



v. Salón de usos múltiples

Datos de cálculo.

Edificio:	Complejo Recreativo
Latitud:	32° Sur
Local:	SUM
Piso:	Planta Baja
Orientación:	SE

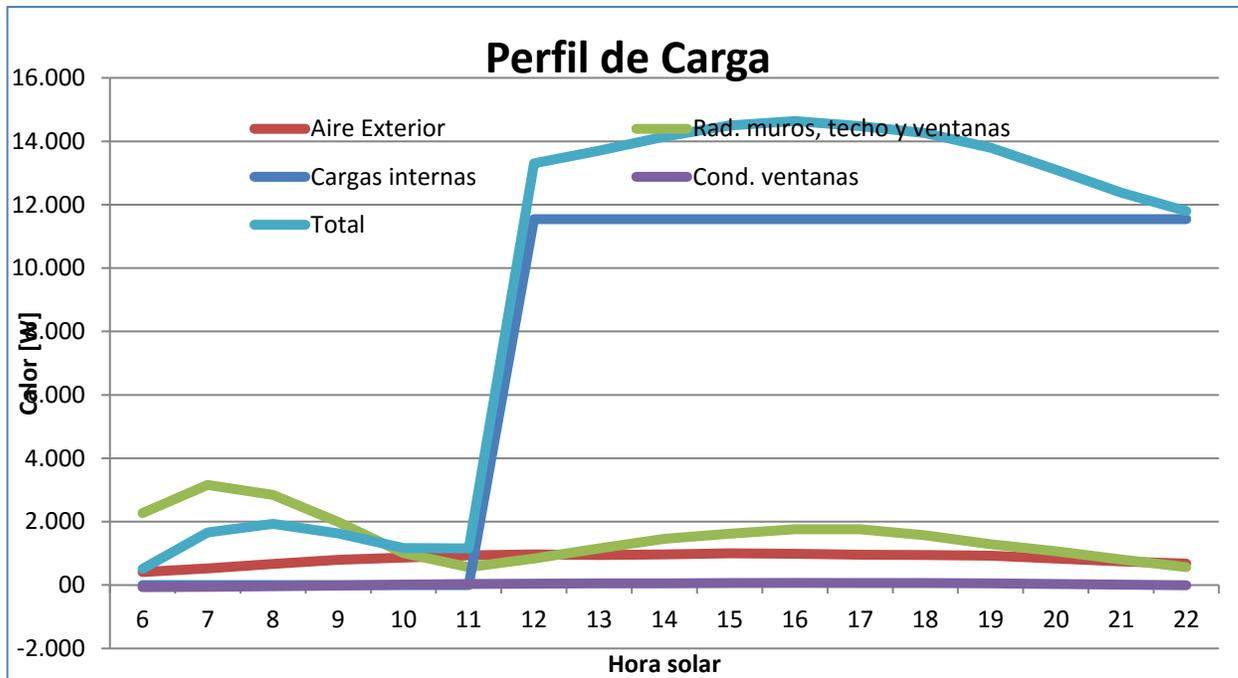


<u>Datos constructivos.</u>	
Altura del local[m]:	4.25
Ancho del local[m]:	
Largo del local[m]:	
Superficie[m2]:	144.5
Volumen[m3]:	614.1
Factor f vidrio:	0.7
Factor b muros:	0.55
Peso muros exteriores:	300 kg/m2
Factor b techo:	0.78

Peso techo:	600 kg/m2
Ocupación:	3
Horario ocupación:	9 a 18
Fuentes de calor internas:	
Iluminación:	2000W
Computadora:	210W
Sonido:	3000W
Monitor:	45W

Perfil de carga.

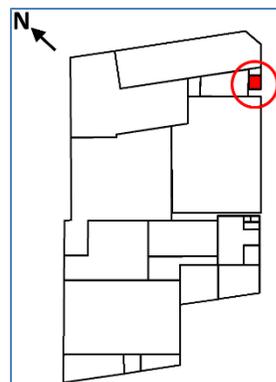
Hora solar	Carga total [W]
6	511.8
7	1660.3
8	1933.8
9	1632.6
10	1164.2
11	1162.0
12	13308.1
13	13706.1
14	14147.9
15	14495.6
16	14637.1
17	14477.5
18	14252.7
19	13791.5
20	13107.1
21	12377.6
22	11794.1



vi. Cocina

Datos de cálculo.

Edificio:	Complejo Recreativo
Latitud:	32° Sur
Local:	Cocina
Piso:	Planta Baja
Orientación:	SE



<u>Datos constructivos.</u>		-	-
Altura del local[m]:		4.25	4.25
Ancho del local[m]:		4	
Largo del local[m]:		4.75	
Superficie[m2]:		19	
Volumen[m3]:		81	
Factor f vidrio:		0.7	
Factor b muros:		0.55	
Peso muros exteriores:		300 kg/m2	
Factor b techo:		0.78	

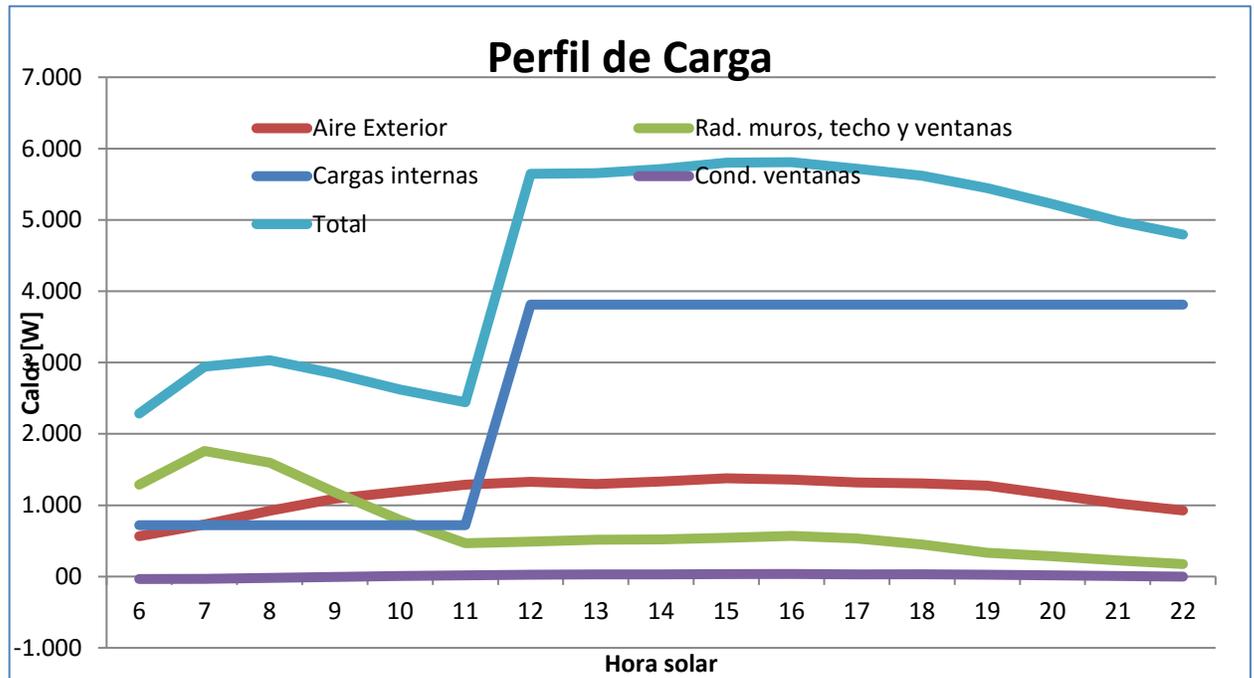
Peso techo:	600 kg/m ²
Ocupación:	3
Horario ocupación:	9 a 18
Fuentes de calor internas:	
Iluminación:	260W
Tostadora:	800W
Cafetera:	290W
Heladera:	720W
Freidora:	450W

Para el caso especial de la cocina, el caudal de aire de renovación es la suma del aire necesario para mantener los valores de dióxido de carbono normales sumado al caudal de extracción de la campana.

Por otro lado, los aparatos eléctricos que conforman fuentes de calor internas fueron afectados por un factor de uso y simultaneidad, ya que muchos de ellos son de uso intermitente y no continuo.

Perfil de carga

<u>Hora solar</u>	<u>Carga total [W]</u>
6	2284.4
7	2942.2
8	3033.5
9	2846.0
10	2619.9
11	2444.9
12	5645.4
13	5656.0
14	5711.6
15	5802.2
16	5808.9
17	5717.3
18	5618.8
19	5447.5
20	5221.3
21	4980.9
22	4792.4



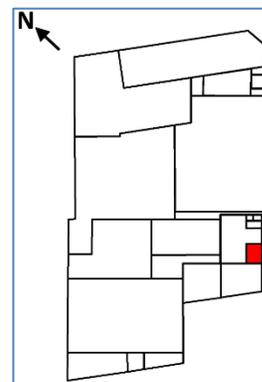
vii. Administración

Datos de cálculo.

Edificio:	Complejo Recreativo
Latitud:	32° Sur
Local:	Administración
Piso:	Planta Baja
Orientación:	NE

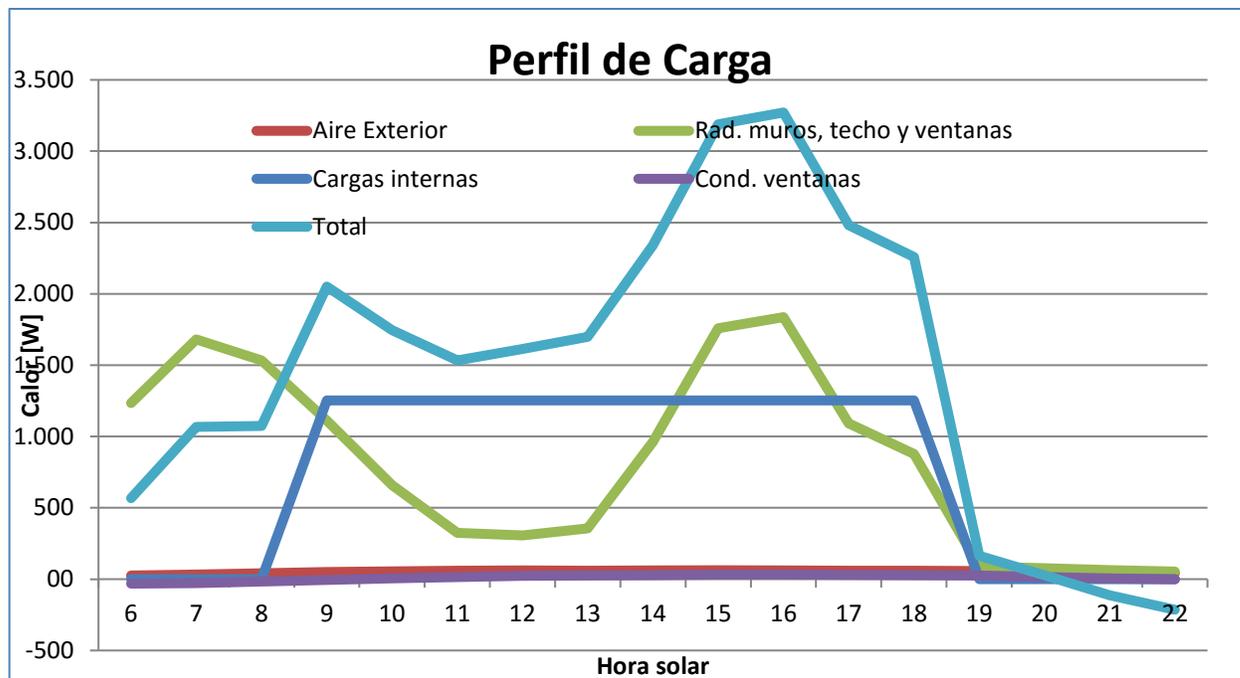
<u>Datos constructivos.</u>	
Altura del local[m]:	3
Ancho del local[m]:	5.4
Largo del local[m]:	5.2
Superficie[m ²]:	28.1
Volumen[m ³]:	84.3
Factor f vidrio:	0.7
Factor b muros:	0.55
Peso muros exteriores:	300 kg/m ²

Factor b techo:	0.78
Peso techo:	600 kg/m ²
Ocupación:	3
Horario ocupación:	9 a 18
Fuentes de calor internas:	
Iluminación:	350W
Computadora:	210W
Monitor:	45W



Perfil de carga.

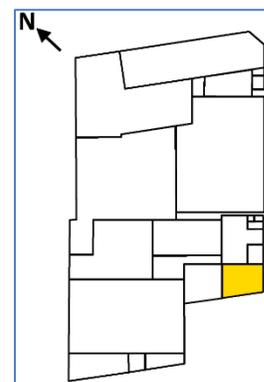
Hora solar	Carga total [W]
6	568.0
7	1067.7
8	1074.4
9	2051.7
10	1745.7
11	1533.5
12	1614.4
13	1697.4
14	2341.6
15	3188.1
16	3271.2
17	2482.2
18	2257.5
19	163.8
20	27.6
21	-113.0
22	-214.2



viii. Gimnasio planta baja

Datos de cálculo.

Edificio:	Complejo Recreativo
Latitud:	32° Sur
Local:	Gimnasio
Piso:	Planta Baja
Orientación:	SO



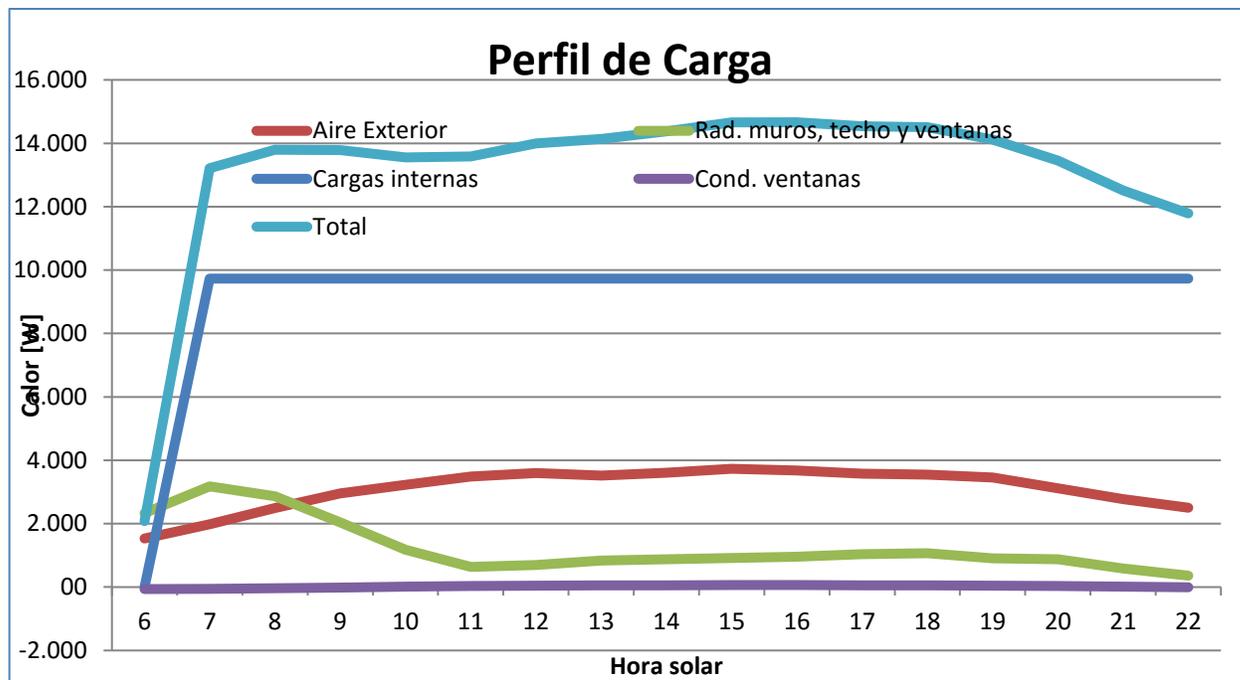
<u>Datos constructivos.</u>	
Altura del local[m]:	4.05
Ancho del local[m]:	
Largo del local[m]:	
Superficie[m ²]:	147.2
Volumen[m ³]:	596
Factor f vidrio:	0.7
Factor b muros:	0.55
Peso muros exteriores:	300 kg/m ²

Factor b techo:	0.78
Peso techo:	600 kg/m ²
Ocupación:	3
Horario ocupación:	9 a 18
Fuentes de calor internas:	
Iluminación:	1500W
Computadora:	210W
Sonido:	500W
Monitor:	45W

Para los gimnasios tanto de planta baja como de primer piso, se toma un valor de renovación de aire mayor a la obtenida por el método de cantidad de CO₂. Se toman 6 renovaciones hora, valor recomendado por la norma DIN 1946.

Perfil de carga.

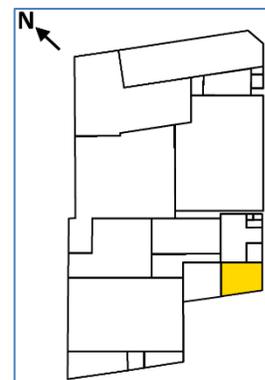
<u>Hora solar</u>	<u>Carga total [W]</u>
6	2080.8
7	13216.5
8	13791.2
9	13783.2
10	13557.6
11	13579.2
12	13994.5
13	14138.6
14	14372.7
15	14655.8
16	14662.7
17	14536.5
18	14507.5
19	14120.4
20	13450.2
21	12506.5
22	11789.6



ix. Gimnasio 1º piso

Datos de cálculo.

Edificio:	Complejo Recreativo
Latitud:	32° Sur
Local:	Gimnasio
Piso:	Primer Piso
Orientación:	SO

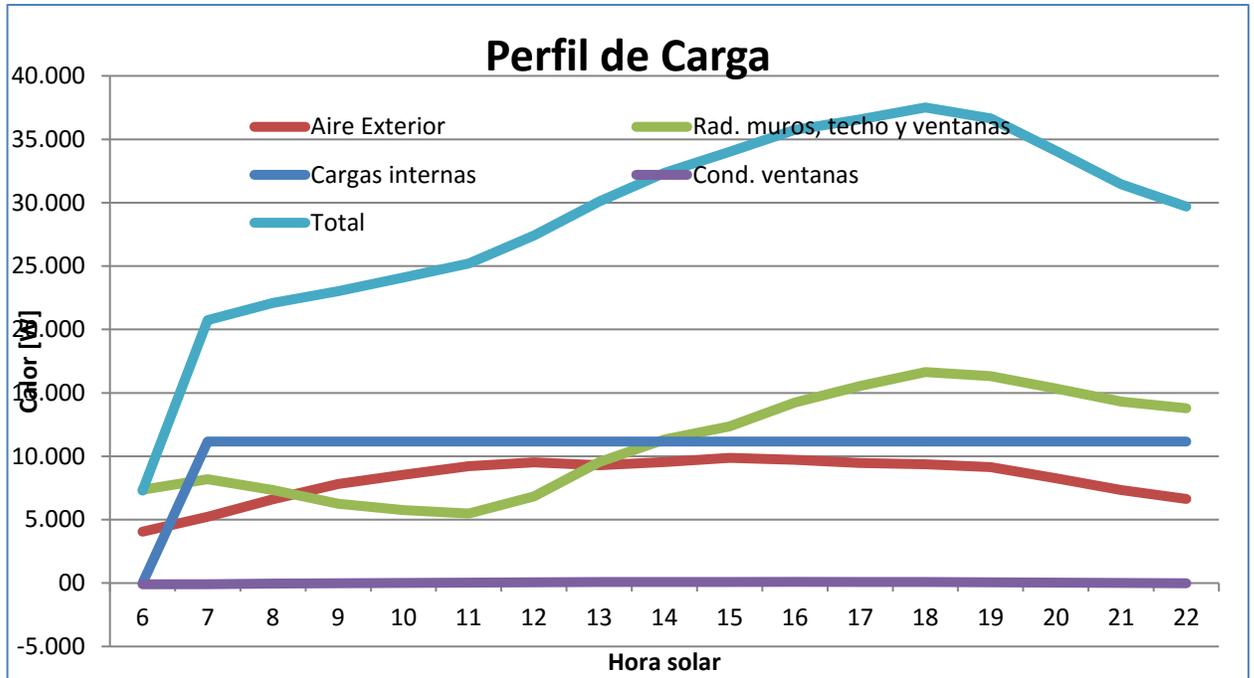


<u>Datos constructivos.</u>	
Altura del local[m]:	8.3
Ancho del local[m]:	
Largo del local[m]:	
Superficie[m2]:	190
Volumen[m3]:	1577
Factor f vidrio:	0.7
Factor b muros:	0.55
Peso muros exteriores:	300 kg/m2
Factor b techo:	0.78

Peso techo:	600 kg/m ²
Ocupación:	5
Horario ocupación:	7 a 22
Fuentes de calor internas:	
Iluminación:	1900W
Computadora:	210W
Sonido:	500W
Monitor:	45W

Perfil de carga.

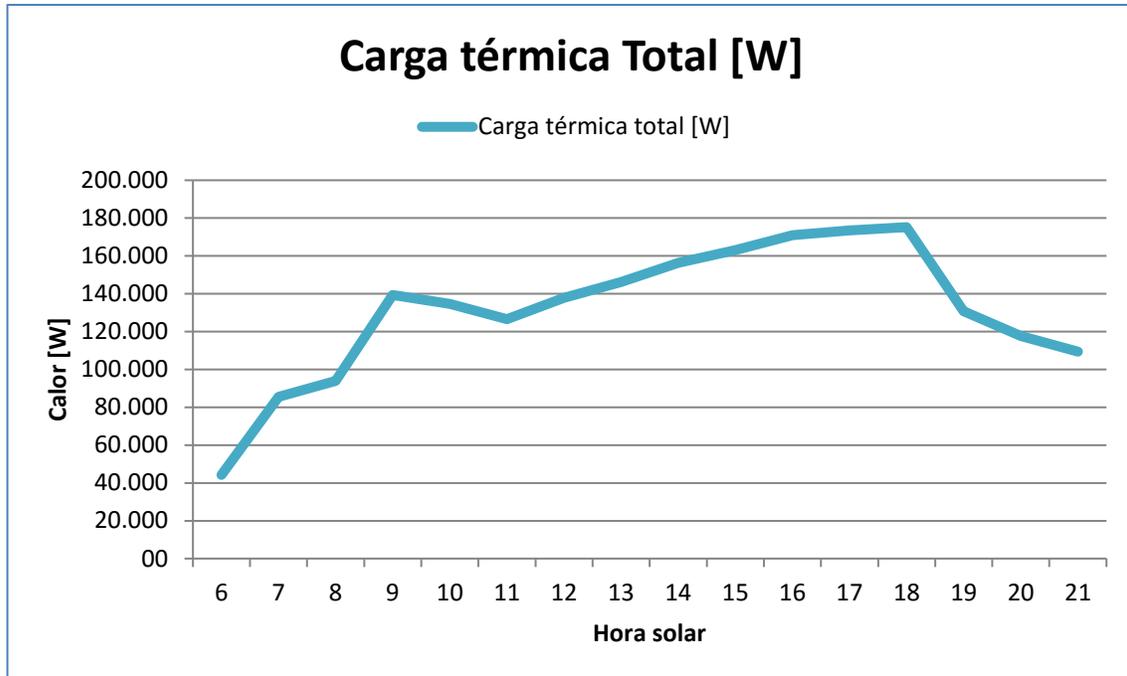
<u>Hora solar</u>	<u>Carga total [W]</u>
6	7291.1
7	20731.5
8	22091.0
9	23026.3
10	24090.0
11	25202.9
12	27420.2
13	30102.2
14	32359.9
15	34001.2
16	35750.7
17	36568.6
18	37507.2
19	36654.0
20	34096.9
21	31445.3
22	29688.7



x. Carga térmica del complejo

Para determinar el valor máximo de la carga térmica del complejo se deben sumar las cargas de cada uno de los ambientes anteriores entre sí.

<u>Hora solar</u>	<u>Carga térmica total [W]</u>
6	44228.7
7	85582.3
8	94012.8
9	139380.9
10	134690.8
11	126624.8
12	137834.7
13	146312.4
14	156393.2
15	163075.4
16	171004.7
17	173495.3
18	175216.1
19	130805.3
20	117605.5
21	109360.0
22	103993.3



Como se puede concluir, a partir de los resultados anteriores, la carga frigorífica máxima es de 175,2 kW, lo que también se puede expresar como 150685 kcal/h. Este pico de consumo se da a las 18hs, siendo por lo tanto ésta la hora que se considerará a partir de aquí en adelante.

Una visión más clara y detallada de la carga térmica del complejo para la hora pico se puede tener observando la siguiente tabla en la cual se presentan las pérdidas por cada ambiente.

	Carga Térmica [W]
Hora solar	18
Administración	2257.5
Cocina	5618.8
Gimnasio 1 Piso	37507.2
Gimnasio Planta Baja	14507.5
Local 1	18336.9
Local 2	15861.6
Local 3	15861.6
Local 4	16679.7
Local 5	16679.7
Local 6	17652.8
SUM	14252.7
Carga térmica total [W]	175216.1

Si al valor de 175,2 kW se lo afecta por los coeficientes adicionales de seguridad, 5% para el calor latente y 10% para el sensible, la carga térmica efectiva es de 190,7kW.

Se decide dividir los locales en dos grupos de consumos en función de su ubicación dentro del complejo. El primero conformado por los 6 locales comerciales, el salón de usos múltiples y la cocina, y el segundo por la administración y los gimnasios.

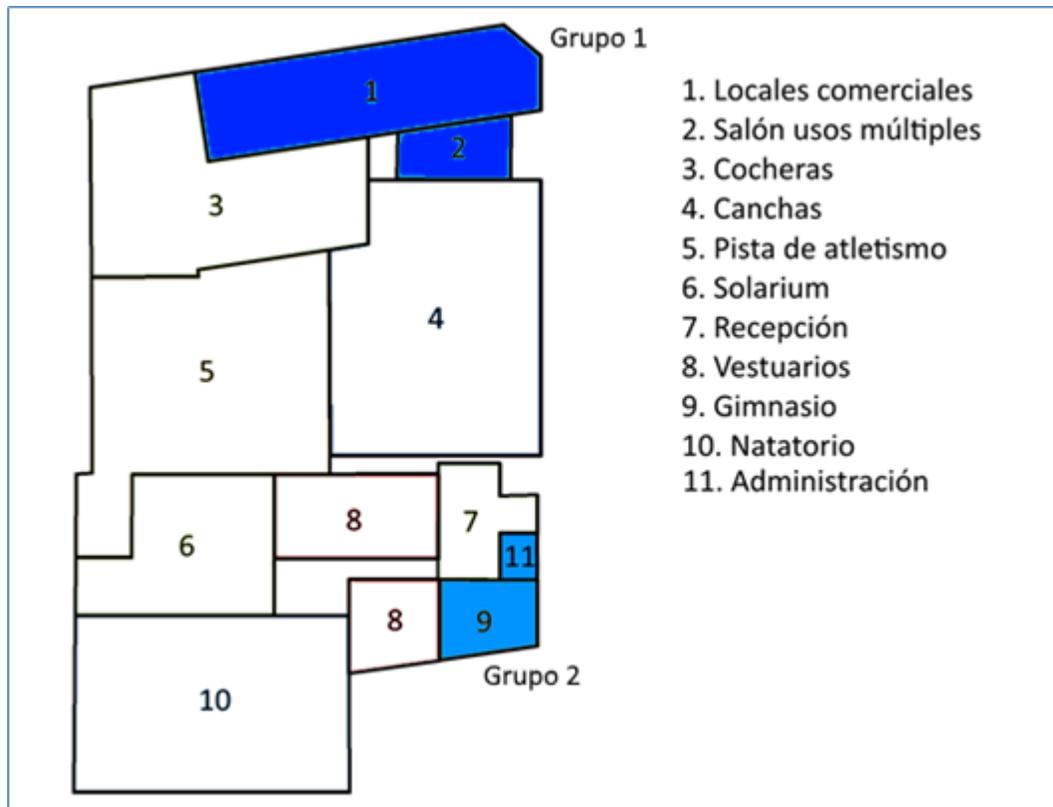
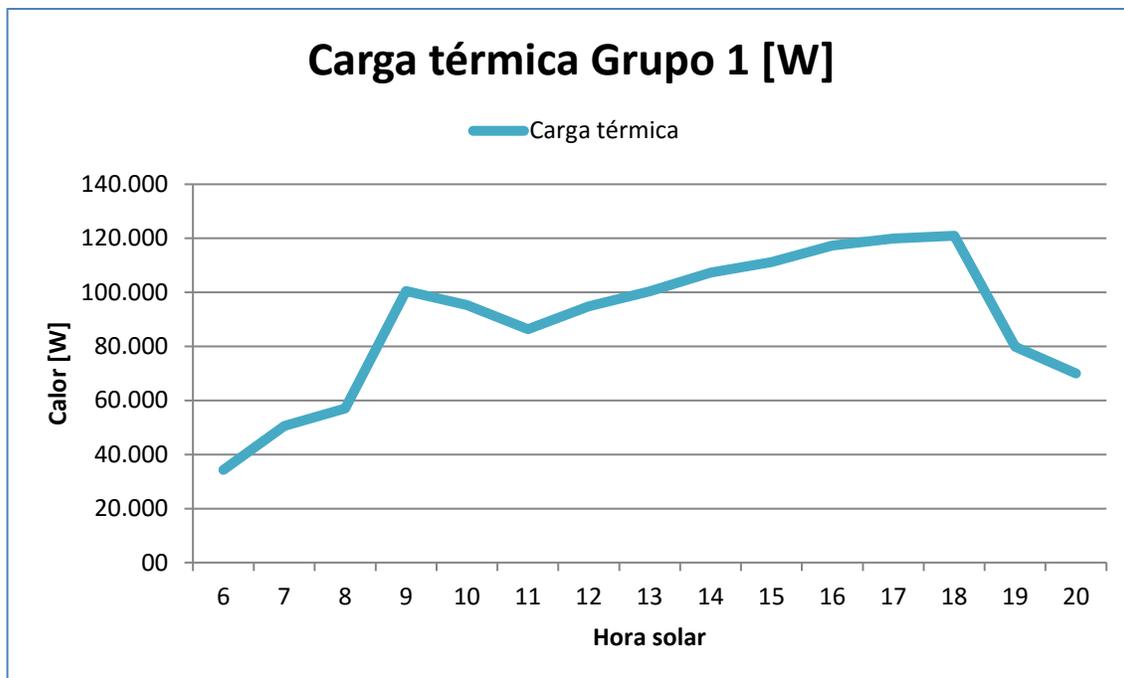


Ilustración 4 - Distribución de las cargas de frío.

Analizando cada grupo de carga por separado se obtienen son los siguientes resultados:

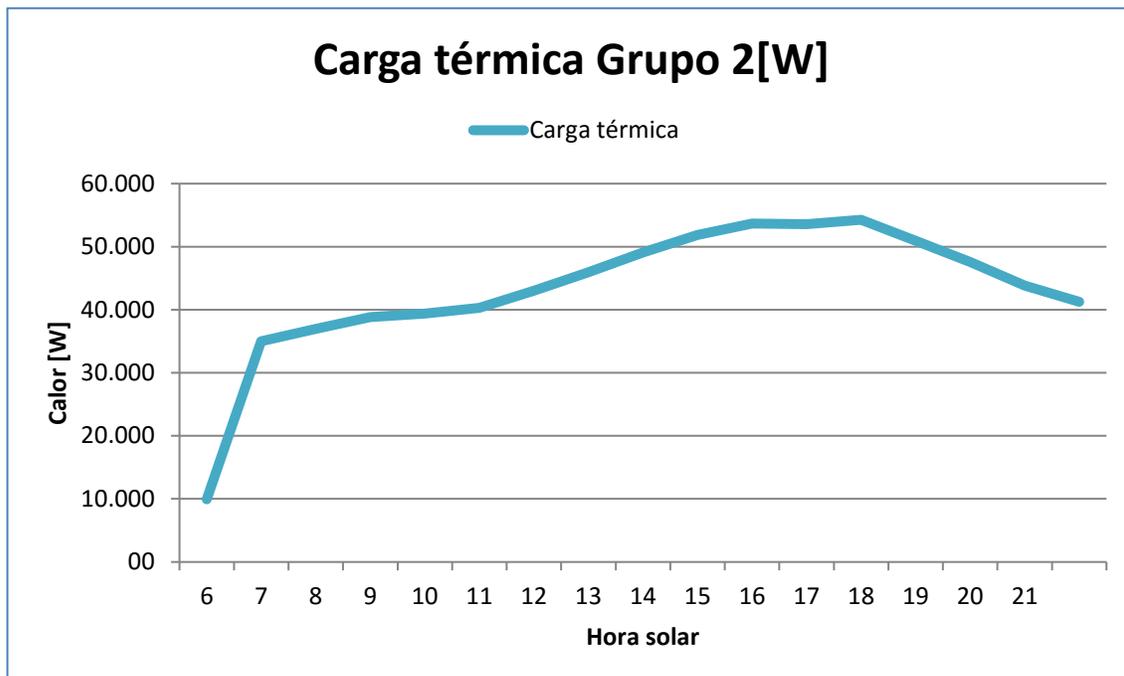
- Grupo 1.

Hora solar	Carga térmica total [W]
6	34288.9
7	50566.7
8	57056.1
9	100519.8
10	95297.5
11	86309.1
12	94805.6
13	100374.1
14	107318.9
15	111230.4
16	117320.1
17	119908.0
18	120943.9
19	79867.1
20	70030.9
21	65521.1
22	62729.2



- Grupo 2.

Hora solar	Carga térmica total [W]
6	9939.9
7	35015.6
8	36956.6
9	38861.1
10	39393.3
11	40315.7
12	43029.1
13	45938.3
14	49074.2
15	51845.0
16	53684.6
17	53587.3
18	54272.3
19	50938.2
20	47574.7
21	43838.8
22	41264.1



En el anexo A desde la página 1 se encuentran los resultados de los cálculos de carga térmica de verano para los meses de noviembre, diciembre, febrero y marzo de cada uno de los locales del complejo recreativo.

3. Carga térmica de calefacción

A partir de este punto se desarrolla el cálculo de la carga térmica de calefacción para el área del natatorio.

a. Pérdidas de calor

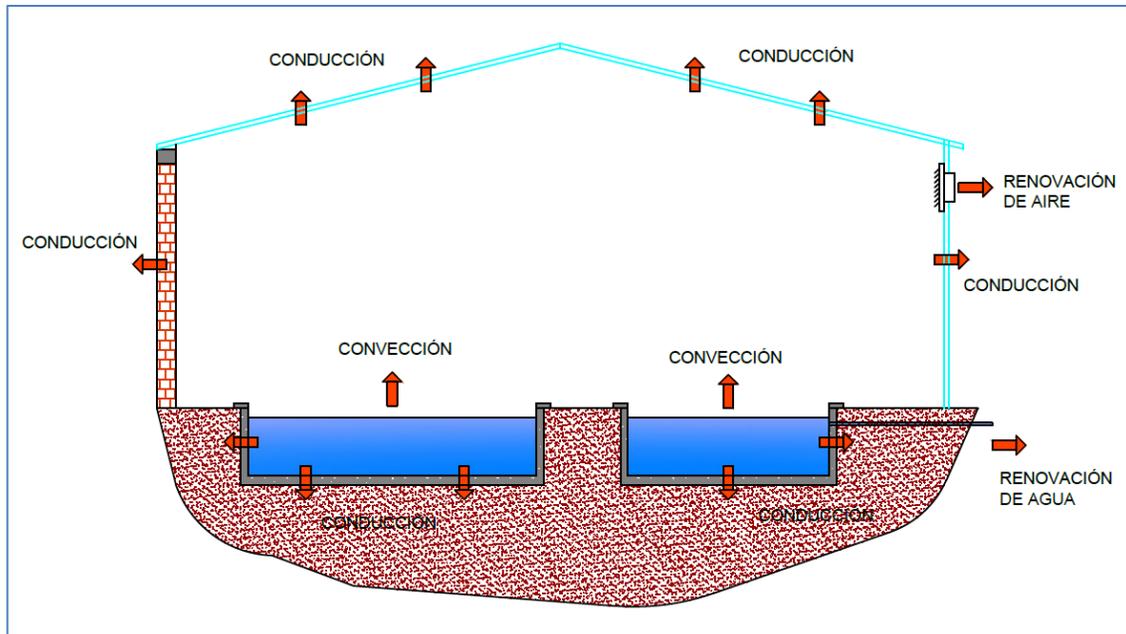
Si se toma el natatorio completo, es decir, piscinas más el ambiente cerrado dentro del cual están las piletas, se puede decir que las necesidades térmicas son:

- Mantener la temperatura del agua en las piscinas.
- Mantener la temperatura del aire en el natatorio.

Las pérdidas de calor en este caso se producen por:

- Conducción: → Entre el agua de las piletas y el suelo a través de los muros.
→ Entre el aire del ambiente y el exterior a través del techo y las paredes.
- Convección: entre la superficie de agua y el aire. No sólo se produce pérdida de calor por transferencia de energía entre un fluido y otro (las cuales en general son despreciables), sino que también existe pérdida de masa del agua hacia el aire por diferencia de humedades relativas.
- Renovación de agua: por reglamentación para mantener la salubridad de las piscinas se debe renovar cierto porcentaje del agua cada día.
- Renovación de aire: al ser un ambiente cerrado se deben realizar renovaciones de aire en el natatorio para mantener la temperatura y humedad dentro de valores de confort.

La radiación no se considera dentro de las pérdidas de las piletas, ya que es casi insignificante, ya que la diferencia de temperaturas entre el aire del recinto y el agua es mínima, por lo tanto es un valor despreciable en piscinas cubiertas. De igual manera se desprecia la radiación solar, ya que por un lado el cálculo se realiza para meses invernales en los cuales la radiación es relativamente baja y por otro lado porque en todo caso es un aporte de energía y no genera perjuicios.



b. Condiciones de confort

Para el caso del natatorio se definen las condiciones de confort tanto para el aire ambiente como para el agua de las piscinas. Los valores tomados para los cálculos son los que se presentan a continuación:

- Temperatura del agua: 26°C.
- Temperatura del aire: 27°C.
- Humedad relativa del aire: 65%

Los valores anteriores fueron tomados de las recomendaciones del RITE (Reglamento de Instalaciones Térmicas en Edificios. España) y del Consejo Superior de Deportes de España, el cual cumple con los requerimientos del Comité Olímpico Internacional. Las mismas declaran que para entrenamiento la temperatura del agua se debe encontrar en 26°C +/-1°C, la temperatura del aire circundante siempre debe ser 2 o 3°C superior a la del agua de la piscina sin superar los 28°C y la humedad relativa (Hr) del aire debe estar entre el 55% y el 70%, siendo los valores recomendados entre 60 y 65%.

c. Hipótesis

- Hipótesis generales de cálculo.
 - Latitud geográfica del complejo: 32°.
 - Mes de cálculo: julio.
 - No se considera la radiación.
 - Se desprecian las pérdidas por convección en la piscina y en paredes y techo del natatorio.

- Se considera que las piletas y el ambiente se encuentran funcionando en régimen.
- No se tiene en cuenta el calor generado por las personas.
- Coeficientes de transmisión:
 - Muros piscinas: 1,63 W/mK²
 - Paredes mampostería natatorio: 1,72 y 2,56 W/m²K
 - Paredes y techo de policarbonato: 3 W/m²K³
- Hipótesis constructivas.
 - Espesor muro de la piscina: 0,2 m.
 - Espesor piso de la piscina: 0,3 m.
 - Material de las paredes y techo removibles: placas de policarbonato alveolar de 10 mm.
 - La temperatura del suelo se considera igual a la temperatura media del aire exterior para el mes considerado.

d. Desarrollo teórico de los cálculos

i. Pérdidas por conducción

Las pérdidas por conducción de calor se producen en las paredes y el piso de las piscinas y en las paredes y techo del natatorio.

- Ecuaciones:

$$Q_{cond} = k \cdot S \cdot \Delta T$$

Siendo:

k: coeficiente global de transmisión térmica.

S: superficie.

Te: diferencia de temperatura.

² Valor obtenido de la Norma IRAM 11601 Tabla 1.

³ Valor obtenido de la hoja de datos de la empresa Polistore. www.polistore.com.ar Fecha: 24/06/2016 16:30hs.

ii. Pérdidas de masa

En la piscina a causa de la evaporación de agua hacia el ambiente se producen pérdidas de energía.

- Ecuaciones:

$$w_p = 4 \times 10^{-5} \cdot S \cdot F_a \cdot (p_w - p_a)$$

(Ecuación que corresponde al método de cálculo descrito en ASHRAE. *Heating, Ventilating and air-conditioning applications*. 2011. p. 5.6)

$$Q_{evap} = w_p \cdot h_{fg@T_{agua}}$$

Dónde:

w_p : caudal de agua evaporada

S: superficie de agua

F_a : factor de actividad

p_w : presión de saturación del vapor a temperatura del agua

p_a : presión de saturación del vapor a temperatura del punto de rocío del aire

h_{fg} : calor latente de vaporización

Los valores del factor de actividad resultan de la siguiente tabla del manual ASHRAE.

Type of Pool	Typical Activity Factor (F_a)
Baseline (pool unoccupied)	0.5
Residential pool	0.5
Condominium	0.65
Therapy	0.65
Hotel	0.8
Public, schools	1.0
Whirlpools, spas	1.0
Wavepools, water slides	1.5 (minimum)

iii. Pérdidas por renovación de agua

Para mantener las condiciones de salubridad de las piscinas se debe renovar por día el 5% del volumen de la misma.

- Ecuaciones:

$$Q_{renov,agua} = 0,05 \cdot V \cdot \delta \cdot (h_2 - h_1)$$

Siendo:

V: volumen de la piscina.

δ : densidad del agua.

h_1 : entalpía del agua de renovación.

h_2 : entalpía del agua de la piscina.

iv. Pérdidas por renovación de aire

Para mantener los niveles de humedad y dióxido de carbono dentro de los límites se debe renovar constantemente parte del aire del natatorio. La recomendación del manual ASHRAE (ASHRAE. *Heating, Ventilating and air-conditioning applications*. 2011. p. 5.7) es que se realicen de 4 a 6 renovaciones por hora.

- Ecuaciones:

$$Q_{renov,aire} = 5 \cdot V \cdot \delta \cdot (h_2 - h_1)$$

Siendo:

V: volumen del natatorio.

δ : densidad del aire.

h_1 : entalpía del aire de exterior renovación.

h_2 : entalpía del aire del natatorio.

v. Necesidad de energía para las duchas

Es necesario agregar al cálculo el agua caliente sanitaria (ACS) necesaria para las duchas.

- Ecuaciones:

$$Q_{ACS} = n \cdot m \cdot (h_2 - h_1)$$

Dónde:

n: número de duchas.

m: flujo másico de consumo de agua por ducha.

h_1 : entalpía del agua de red.

h_2 : entalpía del agua de salida en las duchas.

e. Resultados

A partir de este punto se presentan los resultados obtenidos para el cálculo de pérdidas de calor del natatorio.

i. Piscina 1

- Datos de cálculo.

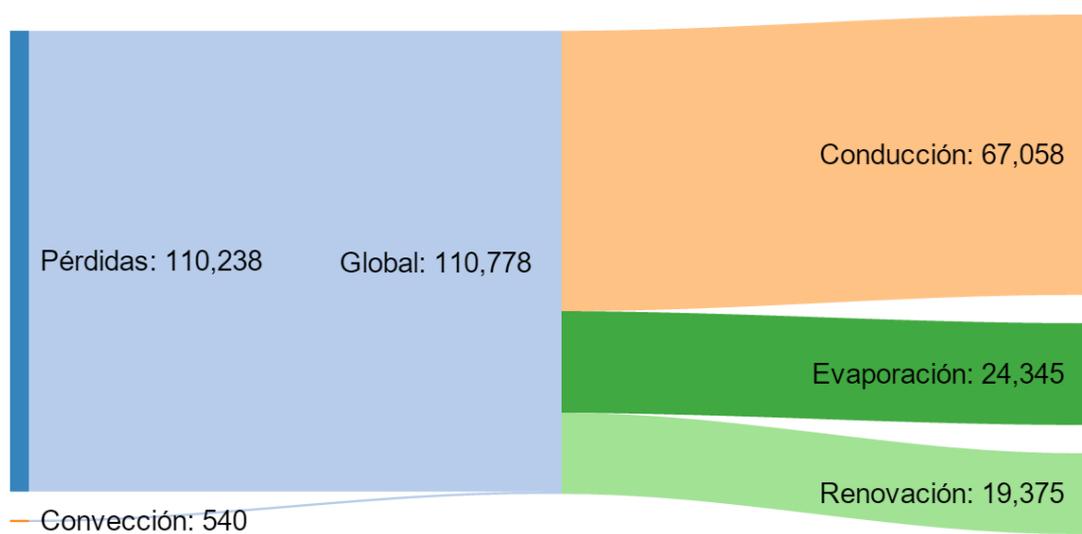
Temperatura del agua:	298K
Temperatura del aire:	300K
Temperatura del suelo:	285,9K
Factor de actividad F_a :	0,5
Renovación de agua:	5% por día

- Datos constructivos.

Dimensiones	
Largo [m]	25
Ancho [m]	20
Profundidad [m]	2
Volumen [m3]	1000

- Pérdidas.

Pérdidas	Calor [W]
P. Conducción	67058.20
P. Convección	-539.90
P. Masa	24344.85
Renov. Agua	19375.00
TOTAL [W]	110238.15
TOTAL [Kcal/h]	94804.81



ii. Piscina 2

- Datos de cálculo.

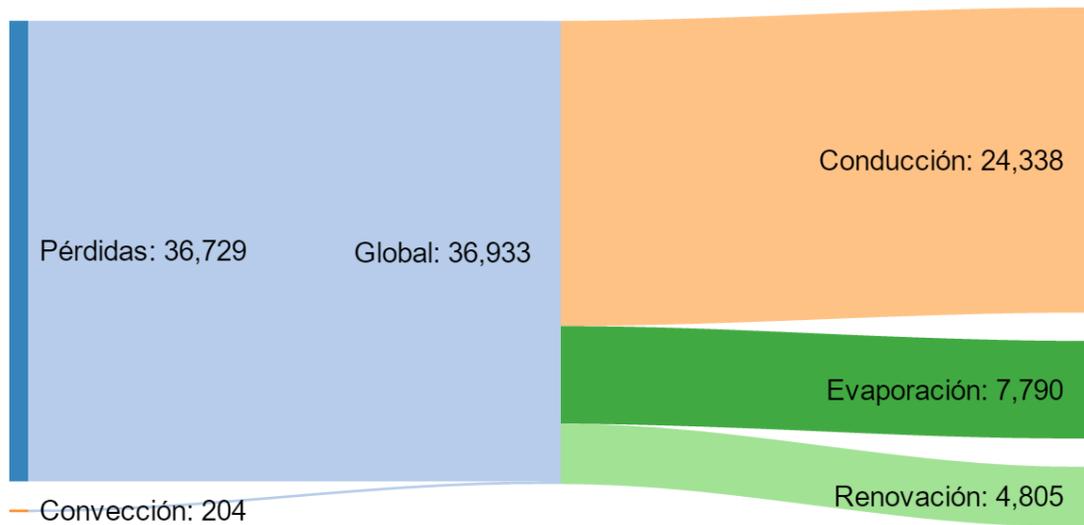
Temperatura del agua:	298K
Temperatura del aire:	300K
Temperatura del suelo:	285,9K
Factor de actividad F_a :	0,5
Renovación de agua:	5% por día

- Datos constructivos.

Dimensiones	
Largo [m]	20
Ancho [m]	8
Profundidad [m]	1,55
Volumen [m3]	248

- Pérdidas.

Pérdidas	Calor [W]
P. Conducción	24338.18
P. Convección	-204.01
P. Masa	7790.35
Renov. Agua	4805.00
TOTAL [W]	36729.52
TOTAL [Kcal/h]	31587.39



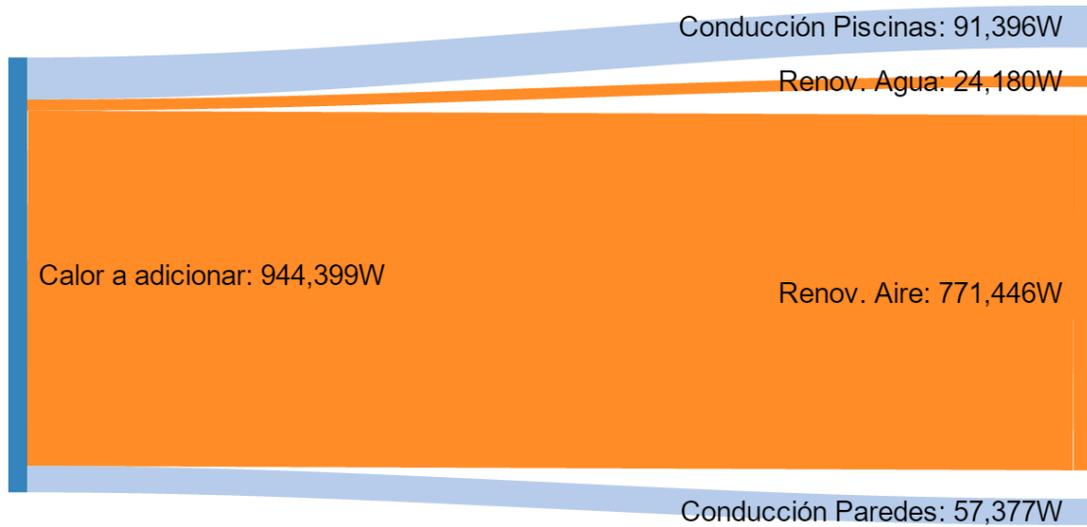
iii. Otras pérdidas y consumos

En este punto se presentan los valores de calor perdido por conducción a través de las paredes del natatorio, el necesario para acondicionar el aire de renovación y el utilizado para el ACS.

Pérdidas	Calor [W]
P. Conducción	57377
Renov. Aire	771446
ACS Duchas	8275
TOTAL [W]	31929.32
TOTAL [Kcal/h]	27459.22

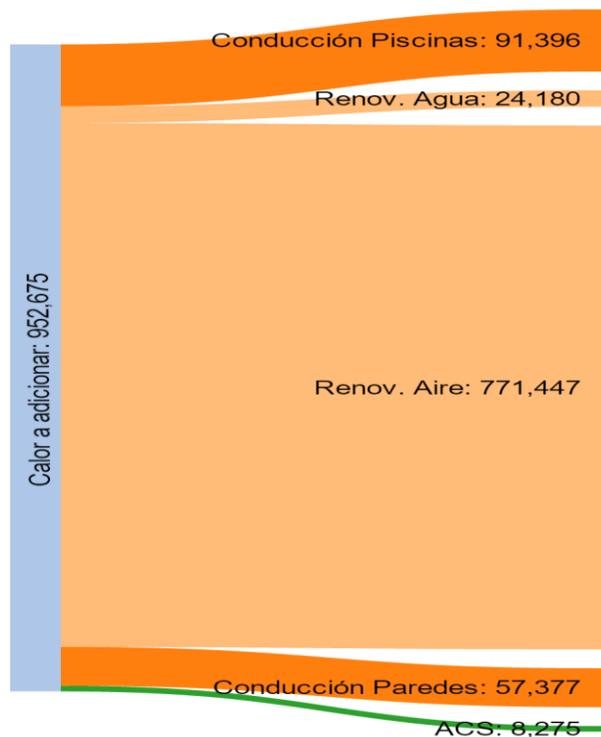
- Balance global.

En el balance global del natatorio se puede ver que el calor perdido por las piscinas a causa de la evaporación del agua es una ganancia de calor para el aire, por lo tanto esto es un factor beneficioso ya que se necesitará menos energía para calentar el aire de renovación.

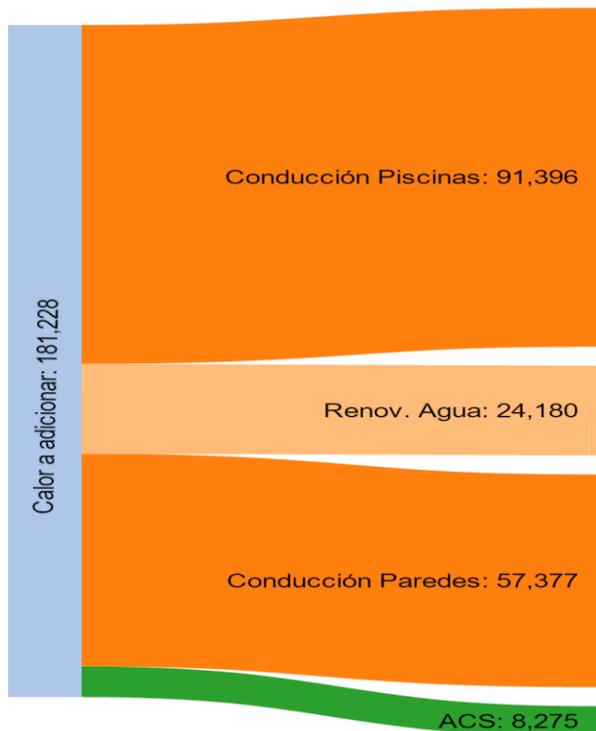


El valor total de calor que se debe adicionar al sistema considerando también el ACS es de 952675 W. Quedando los resultados entonces:

- Con renovación de aire.



- Sin renovación de aire.



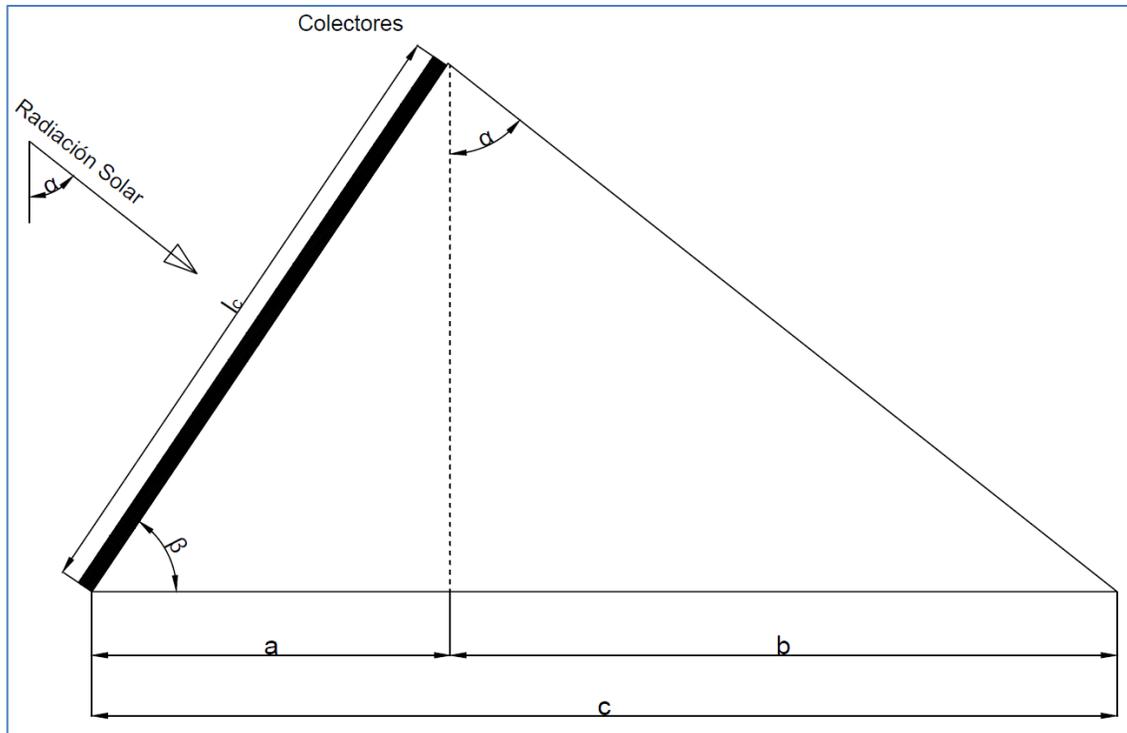
Los resultados detallados del cálculo de calefacción se encuentran en el anexo A desde la página 61 en adelante.

4. Superficie de colectores

Cómo se explica con más detalle en otro punto del trabajo, no toda la superficie del complejo puede ser utilizada para la colocación de colectores solares, siendo el área utilizable para tal fin 3380m².

a. Ángulo de inclinación de los colectores

Para poder determinar la superficie real de colectores solares que se pueden instalar en el área considerada útil para tal fin, se debe en primer lugar conocer o determinar un valor fundamental: el ángulo de inclinación. Este ángulo es el formado por los tubos colectores y la horizontal, tal como se puede apreciar en la siguiente imagen.



A partir del trabajo realizado por Righini y Grossi Gallegos (Righini, R. y Grossi Gallegos, H. *Ángulos sugeridos para optimizar la colección anual de irradiación solar diaria en argentina sobre planos orientados al norte*. 1999), se tiene que los ángulos óptimos para paneles solares que miran hacia el norte en la ciudad de Concepción del Uruguay son de 56° en los meses de invierno (junio, julio y agosto) y 17° para el resto del año. Con estos valores se logra el máximo rendimiento en la colección de energía solar.

b. Distancia entre filas de colectores

La distancia entre filas de colectores se determina a partir de este ángulo de inclinación y conociendo el ángulo de incidencia de la radiación solar sobre el lugar geográfico en el que se ubica el complejo.

Las distancias presentadas en la imagen anterior se calculan mediante:

$$a = l_c \cdot \cos \beta$$

$$b = \operatorname{tg} \alpha \cdot l_c \cdot \operatorname{sen} \beta$$

$$c = a + b$$

Dónde:

α es el ángulo de incidencia de sol tomado a partir de una recta vertical. Este ángulo no es fijo sino que varía día a día en función de una senoide.

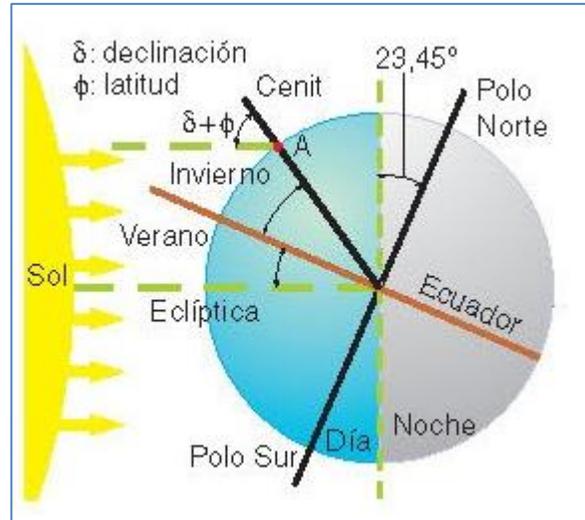


Ilustración 5 - Ángulo de incidencia del sol sobre un punto en la tierra.

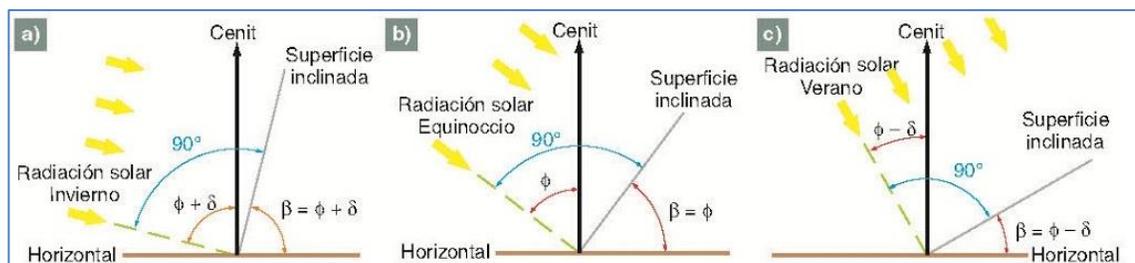


Ilustración 6 - Ángulo de incidencia solar en las distintas épocas del año.

$$\alpha = \text{latitud} + \text{declinación}$$

$$\text{declinación} = 23,45^\circ * \text{sen} \left(\frac{360^\circ * (n + 284)}{365} \right)$$

β es el ángulo de inclinación del panel.

l_c es la longitud medida desde el suelo hasta la parte superior del colector.

Datos de cálculo:

$$l_c = 2m$$

- Verano:
 - o $\beta = 17^\circ$
- Invierno:
 - o $\beta = 56^\circ$

Resultados:

Calculando la sombra proyectada para cada día de la época de invierno y realizando un promedio de los resultados, se tiene que la distancia entre filas de colectores debe ser de 3,22 m.

Realizando en mismo procedimiento anterior para el resto de los meses del año, se determina que la distancia media entre filas de colectores debe ser de 2,22 m.

De los resultados anteriores se puede ver que la distancia mínima recomendada que se debe respetar es de 3,22m. Si bien con este valor en ciertos días invernales algunas filas recibirán sombra de las posteriores, se la considera una solución de compromiso válida entre eficiencia y superficie utilizada; y mucho más aun sabiendo que respetando esta distancia el resto del año los colectores nunca estarán ni siquiera parcialmente sombreados.

c. Eficiencia de los colectores

La eficiencia de los colectores está dada por la siguiente ecuación:

$$\eta_{\text{colectores}} = \eta_0 - k_1 \cdot \frac{\Delta T}{G} - k_2 \cdot \frac{\Delta T^2}{G}$$

Dónde:

η_0 : eficiencia óptica.

k_1 : factor de pérdidas de calor.

k_2 : factor de pérdidas de calor.

ΔT : Diferencia de temperatura entre el colector y el ambiente.

G : radiación solar global.

Los valores de los factores de pérdida se toman del catálogo del fabricante para los colectores seleccionados TMO 600 S, siendo k_1 : 0,373 y k_2 : 0,016. A su vez la eficiencia óptica es del 84%.

Vakuüm-Röhren		TMO 500	TMO 600 S
Leistungskennwerte nach DIN V 4757-4	η_0	0,794 (Absorber) - 0,738 (Apertur)	0,847 (Absorber) - 0,795 (Apertur)
	$k_1 \frac{W}{m^2 K}$	1,082 (Absorber) - 1,006 (Apertur)	0,373 (Absorber) - 0,350 (Apertur)
	$k_2 \frac{W}{m^2 K^2}$	0,0257 (Absorber) - 0,0239 (Apertur)	0,016 (Absorber) - 0,015 (Apertur)

Como la temperatura exterior y la radiación solar varían en el transcurso del día, también varía la eficiencia de los colectores.

Los resultados obtenidos para verano se detallan en la siguiente tabla:

Hora solar	Rad. [W/m^2]	Temp. Ext. [$^{\circ}C$]	Eficiencia colector
7:00 a. m.	268.70	23.05	0.439
8:00 a. m.	453.70	24.35	0.613
9:00 a. m.	615.42	25.69	0.680
10:00 a. m.	748.89	26.81	0.714
11:00 a. m.	849.13	27.72	0.732
12:00 p. m.	871.06	28.03	0.736
1:00 p. m.	873.67	28.39	0.737
2:00 p. m.	791.09	28.84	0.727
3:00 p. m.	685.17	28.89	0.709
4:00 p. m.	535.57	28.49	0.669
5:00 p. m.	359.83	28.41	0.581
6:00 p. m.	158.13	27.93	0.234

La temperatura del fluido interno se toma en $95^{\circ}C$.

Mientras que para invierno la eficiencia de los colectores, tomando que la temperatura del fluido interno es de $75^{\circ}C$, es:

Hora solar	Rad. [W/m ²]	Temp. Ext. [°C]	Eficiencia colector
9:00 a. m.	142.2	12.48	0.243
10:00 a. m.	225.3	14.00	0.482
11:00 a. m.	293.6	15.15	0.576
12:00 p. m.	331.8	15.97	0.613
1:00 p. m.	328.0	16.51	0.614
2:00 p. m.	289.5	16.81	0.585
3:00 p. m.	212.0	16.82	0.489
4:00 p. m.	106.2	16.46	0.125

Aclaración: La temperatura del fluido en invierno es menor a la de verano ya que en invierno las máquinas de refrigeración se encuentran sin uso, por lo tanto, no se precisa de mayores temperaturas de fluido ya que sólo se debe abastecer la demanda de las piscinas del natatorio las cuales tienen agua a 25°C

d. Superficie de absorción necesaria

El área necesaria de tubos de vacío depende de la carga térmica, la eficiencia de los colectores y la máquina de refrigeración, y de la radiación solar, por lo tanto, conociendo estas variables se determina la superficie necesaria mediante las siguientes fórmulas:

$$S_{\text{colectores, verano}} = \frac{Q_{\text{térmica, total}}}{\text{Rad} \cdot \eta_{\text{colectores}} \cdot \text{COP}_{\text{abs.}}}$$

$$S_{\text{colectores, invierno}} = \frac{Q_{\text{térmica, total}}}{\text{Rad} \cdot \eta_{\text{colectores}} \cdot \eta_{\text{intercambiador}}}$$

El COP de la máquina de absorción se saca de la hoja de datos técnicos de la misma y es de 0,7.

Los resultados que se obtienen para verano son:

Hora solar	Carga térmica total [W]	Área absorción [m ²]	Área bruta colectores [m ²]
6	44228.7		
7	85582.3	1036.80	1929.12
8	94012.8	483.01	758.87
9	139380.9	475.74	719.64
10	134690.8	360.01	536.01
11	126624.8	290.97	429.79

12	137834.7	307.16	453.01
13	146312.4	324.48	478.37
14	156393.2	388.32	575.30
15	163075.4	479.60	716.89
16	171004.7	682.31	1041.71
17	173495.3	1185.99	1920.99
18	175216.1	6773.66	34812.84
19	130805.3		
20	117605.5		
21	109360.0		
22	103993.3		

Mientras que para invierno el área necesaria de colectores para satisfacer toda la demanda térmica suponiendo un rendimiento del intercambiador de placas de 0,95 es:

Hora solar	Carga térmica total con renov. aire [W]	Área absorción [m ²]	Área bruta colectores [m ²]
8	949901.0		
9	943984.5	27323.93	37843.64
10	938008.1	8639.04	11965.07
11	933490.0	5520.82	7646.34
12	930268.2	4575.79	6337.47
13	928179.4	4612.59	6388.43
14	927002.5	5474.26	7581.85
15	926928.5	8937.58	12378.55
16	928355.4	69801.71	96675.37
17	932146.5		
18	935848.3		
19	938815.4		
20	941359.5		

Como se puede concluir del cuadro anterior, las áreas necesarias para cubrir toda la demanda energética en invierno son muy grandes y superan ampliamente la superficie máxima de colectores que se puede instalar. Estudiando los requerimientos energéticos se nota que un porcentaje amplio del calor necesario se utiliza para el calentamiento del aire ambiente dentro del natatorio, por ello si de los cálculos se aparta este consumo, los resultados que se obtienen son los que se ven a continuación:

Hora solar	Carga térmica total sin renov. aire [W]	Área absorción [m ²]	Área bruta colectores [m ²]
8	211333.7		
9	205417.2	5945.87	8235.02
10	199440.9	1836.85	2544.03
11	194922.7	1152.81	1596.64
12	191700.9	942.94	1305.97
13	189612.1	942.28	1305.05
14	188435.2	1112.77	1541.19
15	188361.2	1816.21	2515.45
16	189788.1	14269.89	19763.80
17	193579.2		
18	197281.0		
19	200248.1		
20	202792.2		

Aclaración: en los tres cuadros de resultados anteriores existen horarios para los cuales no se calcula la superficie necesaria de colectores, esto se debe a que para estos horarios la eficiencia de los colectores es 0 a causa de la inexistente o muy baja radiación solar.

e. Superficie máxima bruta de colectores

Se sabe que el área útil para la colocación de colectores solares es de 3380m². Si se instalan colectores en toda esta superficie respetando una separación entre filas de 3,22 m se tiene un área neta de absorción de aproximadamente 1100m². Tamaña superficie de absorción no solamente requiere de una inversión muy importante, sino también que en ciertos horarios de los meses de verano se supera en hasta un 300% la superficie necesaria para cubrir las necesidades de aire acondicionado del complejo. Por ello se decide adoptar una superficie de absorción tal que como máximo genere 1,5 veces la energía necesaria para abastecer de aire acondicionado a los distintos puntos del complejo en un día típico de verano.

Por lo tanto, se instalan colectores en los techos del complejo hasta sumar 538m² de absorción.

5. Pérdidas de presión

Las pérdidas de presión generadas en los circuitos hidráulicos son valores esenciales para determinar qué bombas se precisan. A continuación, se realiza el cálculo para cada parte del circuito.

a. Circuito de colectores solares

i. Cantidad de tubos por circuito

La totalidad de colectores fueron divididos en tres circuitos distintos, cada máquina de absorción será alimentada por 1 de ellos. Los circuitos cuentan con la siguiente cantidad de colectores:

Circuito de colectores N°1: 1780 tubos.

Circuito de colectores N°2: 1800 tubos.

Circuito de colectores N°3: 1800 tubos.

Las diferencias entre ellos se deben a que para su división se buscó siempre simplificar el recorrido de los tubos.

ii. Caudales y diámetros de tuberías en los circuitos de colectores

Para lograr un salto de temperatura adecuado la empresa Thermomax recomienda que la circulación de fluido térmico debe ser entre 0,1 y 0,25 litros por minuto por tubo del circuito de colectores.

Por lo tanto, para conocer una aproximación del caudal total de cada circuito se aplica la siguiente fórmula:

$$Q_{\text{circuito}} = Q_{\text{tubo}} \cdot n_{\text{tubos}}$$

A su vez el diámetro económico de una tubería, cuando se conoce el caudal y la velocidad de circulación del fluido, se puede calcular a través de la siguiente expresión:

$$d_{\text{econ}} = 4,6 \sqrt{\frac{Q_{\text{circuito}} [l / \text{min}]}{v [m / s]}}$$

Considerando un caudal por tubo de 0,18 l/min y una velocidad de circulación de 1,25 m/s (para líquidos se recomiendan valores entre 1 y 2 m/s) los resultados son:

Circuito	Caudal [l/min]	Diám. Ec. [mm]
1	320.4	73.6
2	324	74.1
3	324	74.1

Una vez conocidos los diámetros necesarios se procede a seleccionar los diámetros comerciales que mejor se adapten y recalculan las velocidades de circulación en cada circuito.

Circuito	Diámetro comercial	Velocidad real [m/s]
1	2 1/2"	1.73
2	2 1/2"	1.75
3	2 1/2"	1.75

Los diámetros anteriores son los necesarios en el tubo principal que alimenta cada circuito. Cada una de las ramas en paralelo de colectores se conectan mediante tubos con un diámetro de 3/4".

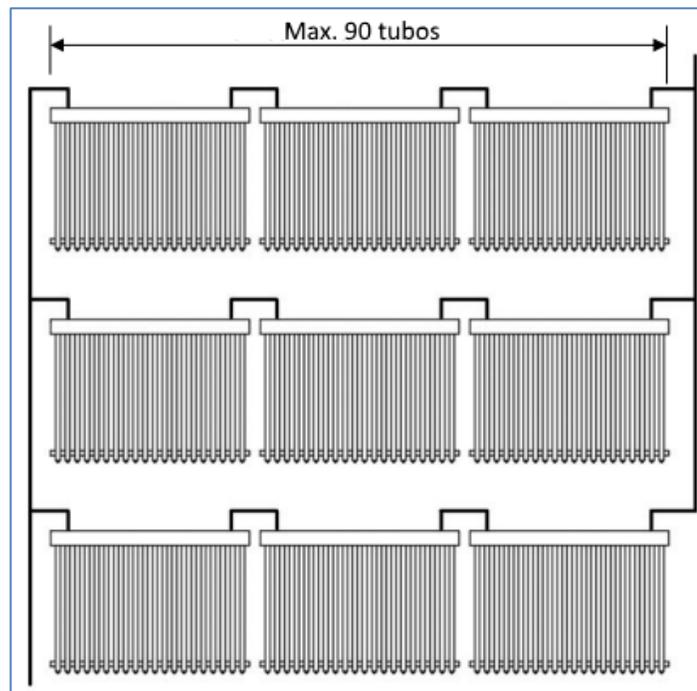


Ilustración 7 - Esquema básico de conexión de colectores

iii. Pérdida de presión en el circuito de colectores

Las caídas de presión en los circuitos se producen fundamentalmente en tres puntos:

- Los colectores.
- La tubería de distribución.
- El intercambiador de calor.

Para su determinación se aplica la siguiente fórmula:

$$\Delta p_s = \frac{n_{\text{mod}} \cdot \Delta p_{\text{mod}} + \Delta p_{\text{tub}} + \Delta p_{\text{interc}}}{10000}$$

Dónde:

Δp_s : Pérdida de carga [m].

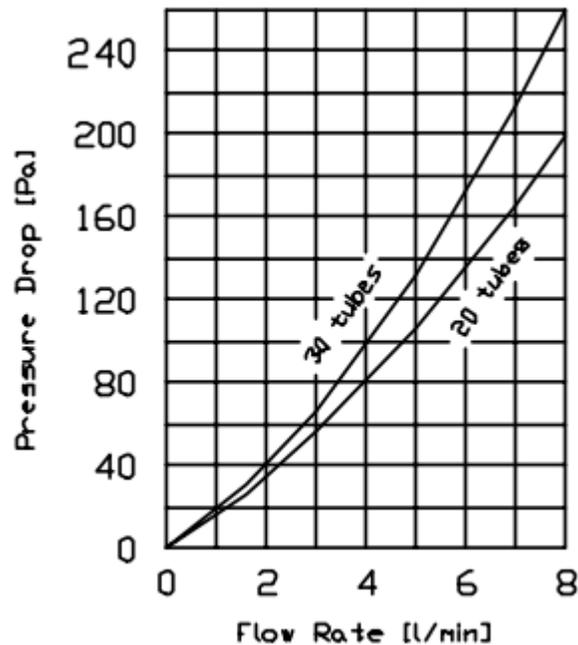
n_{mod} : Número de módulos de colectores [Pa].

Δp_{mod} : Pérdida de presión por módulo [Pa].

Δp_{tub} : Pérdida de presión en las tuberías [Pa].

Δp_{interc} : Pérdida de presión en el intercambiador [Pa].

La pérdida de presión que se produce en cada módulo de 30 tubos se puede conocer consultando el catálogo del fabricante, en dónde se encuentra el siguiente gráfico:



Para los cálculos se considera que la pérdida de presión por módulos es:

$$\Delta p_{\text{mod}} = 150 \text{ Pa}$$

El valor exacto de la pérdida de carga del intercambiador Δp_{interc} sólo se puede saber una vez que es calculado por el fabricante en base a los requerimientos térmicos necesarios. Como valor de cálculo se tomará 70 kPa, la cual es la caída de presión que presentan la mayoría de los intercambiadores bien diseñados.

Entonces:

$$\Delta p_{\text{interc}} = 70 \text{ kPa}$$

La pérdida de carga generada por la tubería se calculará para los 3 circuitos de colectores solares.

- Ecuaciones:

De Bernoulli:

$$y_1 + \frac{P_1}{\delta_1 \cdot g} + \frac{v_1^2}{2g} + h_1 = y_2 + \frac{P_2}{\delta_2 \cdot g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_2 + \sum h_f$$

De Reynolds:

$$\text{Re} = \frac{4 \cdot \delta \cdot Q}{\pi \cdot \mu \cdot D}$$

De Darcy-Weisbach:

$$h_f = \frac{8 \cdot f \cdot L \cdot Q^2}{g \cdot \pi^2 \cdot D^5}$$

Siendo:

δ : densidad.

Q : caudal.

μ : viscosidad dinámica.

D : diámetro interior.

f : factor de rugosidad de Fanning-Darcy

L : longitud equivalente.

- Datos de cálculo:

- Temperatura:

$$T_1 = 95^\circ C$$

$$T_2 = 89^\circ C$$

- Densidad:

$$\delta_{media} = 963,8 \text{ kg} / \text{m}^3$$

- Viscosidad dinámica:

$$\mu_{media} = 0,000308 \text{ kg} / \text{m} \cdot \text{s}$$

- Diámetro:

Variables entre 2 ½" y ¾".

- Rugosidad absoluta:

$$\varepsilon = 0,0015mm$$

Realizando los cálculos necesarios se estima que las pérdidas de carga en las tuberías son de:

$$\Delta p_{tub,circ1} : 8,8m$$

$$\Delta p_{tub,circ2} : 6,8m$$

$$\Delta p_{tub,circ3} : 8,8m$$

Sumando las tres caídas de presión calculadas, nos da que la pérdida total es:

$$\Delta p_s = \frac{3 \cdot 150Pa + 70000Pa}{10000 Pa / mca} + \Delta p_{tub,circi}$$

$$\Delta p_{circ1} = 15,8mca$$

$$\Delta p_{circ2} = 13,8mca$$

$$\Delta p_{circ3} = 15,8mca$$

Al valor anterior se le debe adicionar la diferencia de altura entre el plano en el que estarán instaladas las bombas y el de los colectores solares. Este valor es para el circuito 1 de 8 m, y para 2 y 3 de 10m.

b. Pérdidas de presión en el sistema de refrigeración

Utilizando el mismo método de cálculo desarrollado para el circuito de colectores se resolvieron las pérdidas de carga en los restantes circuitos que forman parte de la distribución de frío.

A continuación, se presentan los valores de cálculo utilizados y el resultado obtenido en cada caso.

	Tanque- Generador	Generador- Torre	Circuito 1 Generador- FanCoil	Circuito 2 Generador- FanCoil
Temperatura media[°C]	92	33	10	10
Densidad [Kg/m3]	963,4	995	1000	1000
Longitud tubería [m]	25	20	-	-
Longitud accesorios [m]	10	10	-	-
Viscosidad dinámica [Kg/m*s]	0,000308	0,000749	0,001308	0,001308
Diámetro interior [mm]	52,48	90,12	52,48	40,94
Rugosidad absoluta [mm]	0,0015	0,0015	0,0015	0,0015
Caudal [m3/s]	0,0048	0,0102	0,00306	0,00231
Pérdida de carga tubería[m]	2,34	1,1	6,1	6,5
Diferencia de alturas [m]	1,5	8	8	13
Pérdida de carga otros componentes[m]	4,64 ⁴	4,53 ¹³	5,98 ¹³ /1,7 ⁵	5,98 ¹³ /1,7 ¹⁴
Pérdida total circuito[m]	8,5	13,63	22,75	32,45

La traza de los distintos circuitos hidráulicos puede verse en los planos H3, H6 y H7.

c. Pérdidas de presión en el sistema de calefacción

Con el mismo método de cálculo que en los puntos anteriores de este trabajo, se procede a calcular las pérdidas de presión presentes en el circuito de climatización de las piscinas.

Los resultados que se obtienen son:

	Tanque-Intercambiador 1		Tanque-Intercambiador 2	
	Lado frío	Lado caliente	Lado frío	Lado caliente
Temperatura media[°C]	30	40	30	40
Densidad [Kg/m3]	995,6	992,2	995,6	992,2
Longitud tubería [m]	22	5	15	5
Longitud accesorios [m]	10	10	10	10
Viscosidad dinámica [Kg/m*s]	0,000798	0,000596	0,000798	0,000596
Diámetro interior [mm]	52,48	52,48	26,64	40,94
Rugosidad absoluta [mm]	0,0015	0,0015	0,0015	0,0015
Caudal [m3/s]	0,00293	0,00325	0,00097	0,0011
Pérdida de carga tubería[m]	2,28	4,2	6,4	2,2
Diferencia de alturas [m]	1,5	1,5	1,5	1,5
Pérdida de carga otros componentes[m]	7	4	7	4
Pérdida total circuito[m]	10,78	9,7	14,9	7,7

⁴ Pérdidas de carga de la máquina de absorción.

⁵ Pérdida de carga de los Fan Coils.

El último circuito para el que se calcula la pérdida de carga es el que une los tanques de almacenamiento T1 y T2, dispuestos en la zona noreste del edificio, con T3, instalado en el ala suroeste, con el fin de unificar los caudales que en invierno alimentarán los intercambiadores de calor que calefaccionan las piscinas.

Ya que los tres circuitos de colección de calor son similares, se puede suponer que cada uno de ellos debe abastecer 1/3 de la demanda de las piscinas. La suma de caudales circulantes del lado caliente de los intercambiadores es de 15,66 m³/h por lo tanto el caudal a transportar desde los tanques T1 y T2 a T3 es 10,44 m³/h.

	Circuito Intertanques
Temperatura media[°C]	40
Densidad [Kg/m ³]	992,2
Longitud tubería [m]	220
Longitud accesorios [m]	40
Viscosidad dinámica [Kg/m*s]	0,000596
Diámetro interior [mm]	52,48
Rugosidad absoluta [mm]	0,0015
Caudal [m ³ /s]	0,0029
Pérdida de carga tubería[m]	8,63
Diferencia de alturas [m]	0,5
Pérdida de carga otros componentes[m]	0
Pérdida total circuito[m]	9,13

6. Pérdidas de calor

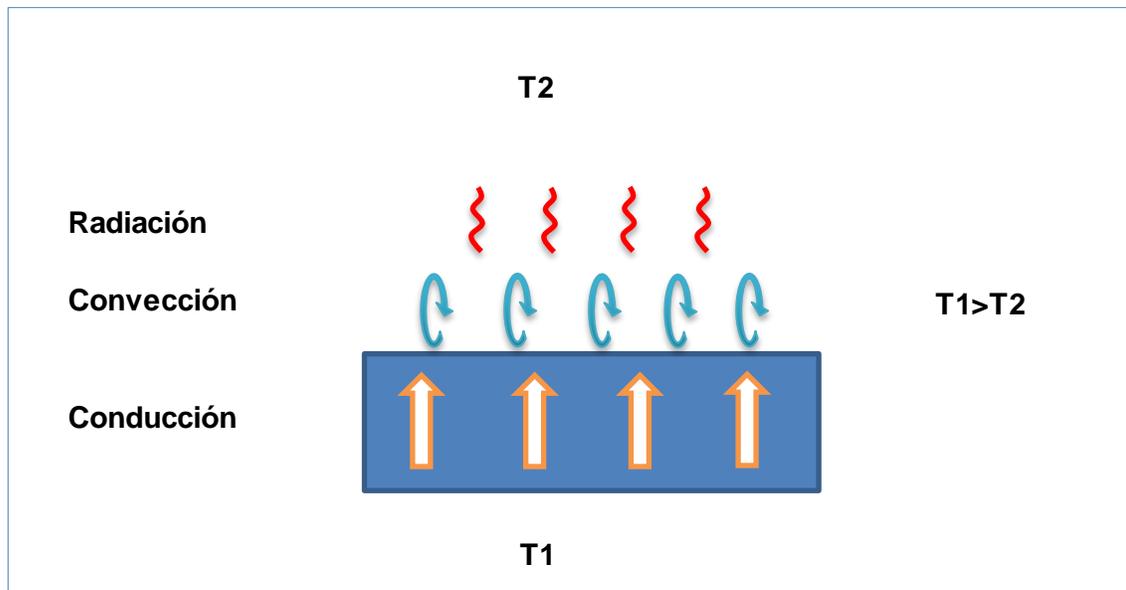
Como es sabido, cuando existen dos elementos a diferentes temperaturas, se produce intercambio de calor entre ellos, tendiéndose siempre al equilibrio térmico. Este proceso se da en todos los circuitos hidráulicos del proyecto, transporten fluido frío o caliente. La forma de evitar este intercambio calórico es mediante el uso de aislantes.

Para determinar la necesidad o no de aislante y el espesor requerido, se deben conocer cuáles son las pérdidas o ganancias térmicas de cada circuito. A continuación se describe el método utilizado y al final los resultados obtenidos.

a. Pérdidas de calor

Las pérdidas térmicas en tuberías y tanques se producen de tres maneras:

- Conducción: a través de materiales sólidos.
- Convección: en fluidos.
- Radiación: en fluidos.

**b. Hipótesis de cálculo**

Para los cálculos se tomaron las siguientes suposiciones:

- La convección del lado interior no es significativa, por lo tanto la temperatura de la pared del lado interno es igual a la del fluido transportado.
- Se desprecian las pérdidas por radiación.
- Meses de cálculo: Enero y Julio.
- Coeficientes de transmisión de calor:
 - o Tuberías de PPR: 0,24 W/m K.
 - o Pared tanque: 53 W/m K → Material: acero.
 - o Aislante: 0,037 W/m K.

c. Desarrollo teórico de los cálculos

i. Pérdidas por conducción

Este método de pérdida de calor se produce a través de materiales sólidos cuando existe una diferencia de temperatura entre dos puntos del mismo, ya que ambas tratan de equipararse.

- Ecuaciones:

Las ecuaciones para el cálculo de transferencia de calor por conducción varían según si el proceso se produce a través de paredes planas o bien cilíndricas.

- Conducción a través de caras planas:

$$Q_{cond} [W] = \frac{A \cdot \Delta T}{\sum \frac{e_i}{k_i}}$$

Dónde:

$k [W / mK]$: Coeficiente de transferencia de calor.

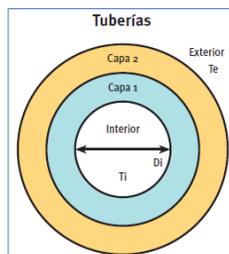
$A [m^2]$: Área.

$\Delta T [K]$: Diferencia de temperatura.

$e [m]$: Espesor.

- Conducción a través de cilindros:

$$Q_{cond} [W] = \frac{2\pi \cdot l \cdot \Delta T}{\sum \frac{\ln \left(\frac{d_e}{d_i} \right)_i}{k_i}}$$



Dónde:

$k[W / mK]$: Coeficiente de transferencia de calor.

$l[m]$: Longitud del cilindro.

$\Delta T[K]$: Diferencia de temperatura.

d_e : Diámetro exterior.

d_i : Diámetro interior.

La fórmula general para el cálculo de transferencia de calor por convección es:

- Convección:

$$Q_{conv}[W] = h \cdot A \cdot \Delta T$$

Dónde:

$h[W / m^2 K]$: Coeficiente de convección.

$A[m^2]$: Área.

$\Delta T[K]$: Diferencia de temperatura.

- Coeficiente de convección:

Existen diversas maneras de determinar el coeficiente h de convección. En este caso al tratarse de aire en convección libre se utilizan fórmulas brindadas por McAdams (W. H. McAdams, W. *Heat Transmission*. 1954).

$$h = 0,5 \cdot \left(\frac{\Delta T}{d_e} \right)^{0,25} \rightarrow \text{Tubo horizontal.}$$

$$h = 0,4 \cdot \left(\frac{\Delta T}{d_e} \right)^{0,25} \rightarrow \text{Tubo vertical.}$$

$$h = 0,38 \cdot (\Delta T)^{0,25} \rightarrow \text{Placa plana hacia abajo.}$$

$$h = 0,2 \cdot (\Delta T)^{0,25} \rightarrow \text{Placa plana hacia arriba.}$$

d. Resultados

Los cálculos se realizan para el circuito hidráulico intertanques, los circuitos de distribución de agua fría, para uno de los tanques de almacenamiento y para el circuito hidráulico número 4 de colectores solares. Luego esos valores se extrapolan para los demás tanques y circuitos hidráulicos.

Los resultados obtenidos se presentan a continuación:

Circuito	Tint [°C]	Tamb [°C]	Espesor aislante [mm]	Pérdidas de calor sin aislación[W]	Pérdidas de calor con aislación [W]	Ahorro [%]
Intertanques ida	45	12.4	13	37975	2189	94.2
Intertanques retorno	40	12.4	13	32120	1854	94.2
Circuito 1 de colectores ida y vuelta	92	25.24	13	232484	15605	93.3
Circuito 2 de colectores ida y vuelta	92	25.24	13	173783	11781	93.2
Circuito 3 de colectores ida y vuelta	92	25.24	13	209343	14335	93.2
Tanque Alm. Agua Caliente Verano	95	25.24	6	522391	4624	99.1
Tanque Alm. Agua Caliente Invierno	50	12.4	6	268953	2483	99.1
Tanque Alm. Agua Fría Verano	10	25.24	6	148341	1695	98.9
Circuito Frío 1 ida	7	25.24	6	62476	1840	97.1
Circuito Frío 1 retorno	12	25.24	6	45350	1335	97.1
Circuito Frío 2 ida	7	25.24	6	32807	1101	96.6
Circuito Frío 2 retorno	12	25.24	6	23814	800	96.6

7. Tanque de expansión

El tanque de expansión es necesario en el circuito de colectores para poder contrarrestar las variaciones de volumen del agua a causa de los cambios de temperatura. A continuación, se calcula el volumen que debe tener el tanque utilizando la siguiente fórmula:

$$V_{total} = \frac{1}{1 - \frac{P_m}{P_M}} \cdot V_{sistema} \cdot C_e$$

Dónde:

P_m : Presión mínima del sistema (absoluta) [bar].

P_M : Presión máxima del sistema (absoluta) [bar].

$V_{sistema}$: Volumen de fluido en el sistema [l]

C_e : Coeficiente de expansión del agua.

- Datos de cálculo:

La presión máxima del sistema está dada por la válvula de seguridad del sistema de colectores, la cual es de 4 Bar, por lo tanto en valores de presión absoluta se tiene:

$$P_M = 5bar$$

La presión mínima en el tanque de expansión se toma como:

$$P_m = 2,5bar$$

El volumen del sistema se puede calcular de manera aproximada conociendo la cantidad de colectores del circuito y el volumen contenido por cada uno. A ese valor se lo afecta por un coeficiente de 2 para considerar también el volumen contenido en las cañerías.

$$V_{sistema} = 1800tubos \cdot 0,17 \frac{l}{tubo} \cdot 2 = 612l$$

El coeficiente de expansión del agua depende de la temperatura máxima a la cual será sometido el fluido. Para una temperatura máxima de 100°C se tiene que:

$$C_e = 0,0477$$

- Resultados:

Con los valores anteriores se calcula que el volumen necesario del tanque de expansión es de:

$$V_{total} = 29,2l$$

8. Tanques de almacenamiento de agua

Si bien el área de colectores fue calculada lo más ajustada posible a las necesidades del sistema, existen momentos durante el día en los que la energía provista por el sol es mayor a la que necesita el sistema para abastecer la carga térmica del edificio. Estos son los casos cuando se puede almacenar la energía excedente para darle un uso posterior.

Existen dos alternativas válidas para guardar energía: almacenando agua fría o agua caliente. Entre estas dos soluciones la más recomendada es la primera, ya que el agua fría, que estará a una temperatura de entre 7 y 12°C, tiene un salto térmico respecto de la temperatura ambiente inferior al agua caliente, la cual ronda los 90°C, con lo cual las pérdidas de energía son menores. Es por ello que se prioriza el almacenamiento de agua fría y sólo se considera el de agua caliente cuando la energía solar supera las posibilidades de las máquinas de absorción de transformarla en frío.

Los cálculos a continuación se realizaron tomando los datos ambientales y de funcionamiento del sistema para el mes de enero.

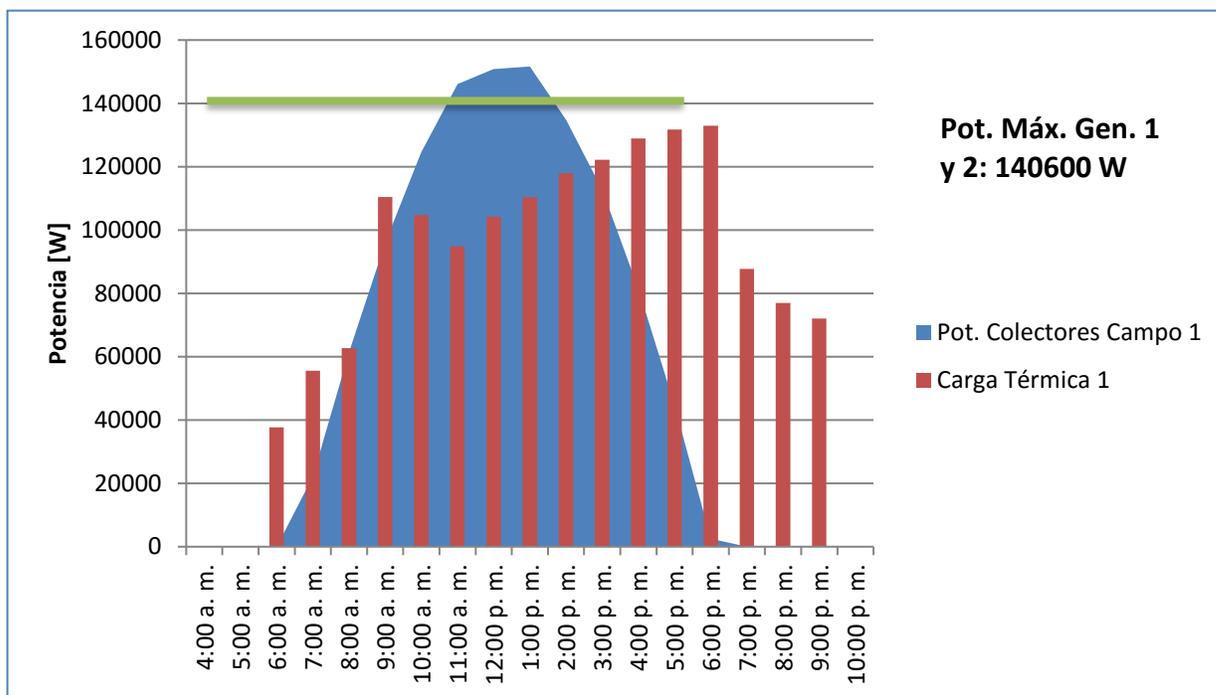


Ilustración 8 - Carga Térmica 1 vs. Potencia entregada Campo colectores 1.

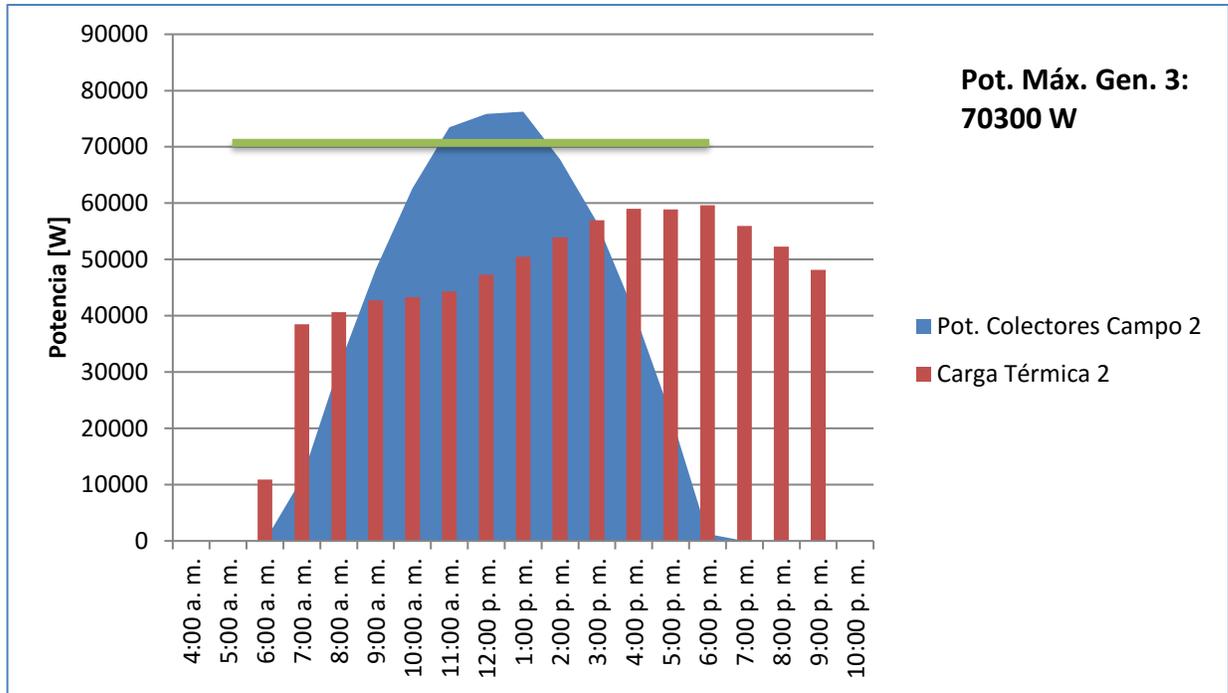


Ilustración 9 - Carga Térmica 2 vs. Potencia entregada Campo colectores 2.

Hora solar	Almacenamiento	
	Gen. 1 y 2	Gen. 3
6:00 a. m.	-	-
7:00 a. m.	-	-
8:00 a. m.	-	-
9:00 a. m.	-	F
10:00 a. m.	F	F
11:00 a. m.	F+C	F+C
12:00 p. m.	F+C	F+C
1:00 p. m.	F+C	F+C
2:00 p. m.	F	F
3:00 p. m.	-	-
4:00 p. m.	-	-
5:00 p. m.	-	-
6:00 p. m.	-	-
7:00 p. m.	-	-
8:00 p. m.	-	-
9:00 p. m.	-	-
10:00 p. m.	-	-

Tabla 1 - Tipo de almacenamiento según el horario.

a. Volumen máximo tanque de almacenamiento de agua fría

Para conocer el volumen del tanque se considera que la máquina de refrigeración por absorción trabaja al 80% de su potencia durante 4 horas al día, con lo cual se puede decir que, si se hace funcionar el chiller al 100% de su capacidad, es posible almacenar en forma de agua fría el 20% de la potencia.

Conociendo que cada máquina de absorción entrega 3 l/s de agua fría, el volumen necesario del tanque de almacenamiento será:

$$V_{MAX} = q_{H_2O,fría} \cdot t \cdot \frac{(100 - \%_{uso})}{100}$$

Siendo:

$Q_{H_2O,fría}$: el caudal de agua fría.

t: tiempo.

$\%_{uso}$: porcentaje promedio de uso del chiller.

Entonces:

$$V_{MAX} = 3l/s \cdot 3600s \cdot 4h \cdot \frac{100 - 80}{100}$$

$$V_{MAX} \cong 8,6m^3$$

Se adoptan por cuestiones prácticas tanques de 5000 litros para almacenar agua fría. Suponiendo que tienen una altura de 3,5m el diámetro será:

$$d = \sqrt{\frac{4V}{\pi \cdot h}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5m^3}{\pi \cdot 3,5m}} = 1,35m$$

b. Volumen máximo tanque de almacenamiento de agua caliente

En los momentos del día en que la energía solar captada por los colectores es superior a la que puede procesar la máquina de absorción es posible almacenar agua caliente.

Para este cálculo es necesario estimar el porcentaje de uso de la energía de los colectores por parte del generador. Se puede observar en las ilustraciones 8 y 9 de esta memoria que en horas de mediodía los chillers pueden funcionar al 100% sin consumir toda la potencia absorbida por los colectores. Los resultados dan en promedio que durante 3 horas diarias es

posible almacenar agua caliente y que el porcentaje de uso de la energía por el generador es de 93,8%, es decir que se puede almacenar el 6,2% restante.

El volumen máximo del tanque se calcula a través de la siguiente fórmula:

$$V_{MAX} = q_{H_2O,cal} \cdot t \cdot \frac{(100 - \%_{uso})}{100}$$

Siendo:

$Q_{H_2O,cal}$: el caudal de agua caliente que circula por los colectores.

t: tiempo.

$\%_{uso}$: porcentaje promedio de uso de la energía captada.

Entonces:

$$V_{MAX} = 324l / \text{min} \cdot 60 \text{ min} \cdot 3h \cdot \frac{100 - 93,8}{100}$$

$$V_{MAX} = 3,6m^3$$

Se adopta un tanque de 3500 litros y suponiendo que es cilíndrico y tiene 2m de alto, el diámetro será de:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,5m^3}{\pi \cdot 2m}} = 1,5m$$

9. Agua de reposición en las torres de enfriamiento

A consecuencia del principio de funcionamiento que utilizan las torres de enfriamiento, existe un cierto volumen de agua que se evapora y otra cantidad que puede pasar al ambiente por arrastre de los ventiladores.

Es necesario conocer la masa de agua que sale al ambiente para poder seleccionar una bomba adecuada que reponga el fluido en el circuito.

- Ecuaciones:

$$m_{evap} = \frac{Q_w}{c_v}$$

Dónde:

m_{evap} : Masa de agua evaporada.

Q_w : Potencia térmica a disipar [kW].

c_v : Calor latente de vaporización medio [kJ/kg].

Entonces, sabiendo que la potencia a disipar por cada torre es de 171kW y el calor latente de vaporización para el agua de 2550 kJ/kg, la masa evaporada es:

$$m_{evap} = \frac{171kW}{2550kJ / kg} = 0,067kg / s \approx 0,24m^3 / h$$

10. Fórmula PLC para determinación del sistema de refrigeración más conveniente

Para determinar cuál es el sistema que tiene prioridad de funcionamiento, se debe calcular la potencia que consumiría por un lado el chiller convencional para cubrir la demanda de frío y por el otro la del sistema solar, o bien, la combinación entre este último y el chiller en caso de que no toda la carga de frío pueda ser cubierta por el generador por absorción.

Para que se ahorre energía utilizando el sistema solar se debe cumplir la siguiente inecuación:

$$P_{\%gen} + P_{\%chiller} \leq P_{chiller}$$

Ecuación 1 - Ecuación PLC

Dónde:

$$P_{\%gen} = P_{fija,gen} + \frac{P_{var,gen} \cdot \%_{uso,gen}}{100}$$

$P_{fija,gen}$: Potencia fija consumida en el funcionamiento del sistema de energía solar.

$P_{var,gen}$: Potencia variable consumida por el sistema de energía solar.

$$\%_{uso,gen} = \frac{Q_{frío}}{P_{max,gen}} \cdot 100 \leq 100\%$$

$P_{\max,gen}$: Potencia de frío máxima que puede entregar el generador de absorción.

$$P_{\max,gen} = G \cdot S \cdot \eta_{colectores} \cdot COP_{gen} \cdot \eta_{interc}$$

G : Radiación solar.

S : Superficie de absorción de los colectores.

$\eta_{colectores}$: Rendimiento de los colectores.

COP_{gen} : COP del generador de absorción.

η_{interc} : Rendimiento del intercambiador.

A su vez, la potencia consumida por el chiller cuando este funciona en paralelo con la máquina de absorción es:

$$P_{\%chiller} = \frac{\left(\frac{1 - \%_{cub,gen}}{100} \right) \cdot Q_{frio}}{COP_{chiller}}$$

Dónde el porcentaje de la carga térmica que es cubierta por el generador se puede calcular como:

$$\%_{cub,gen} = \frac{P_{\max,gen}}{Q_{frio}} \cdot 100 \leq 100\%$$

La potencia consumida por el chiller cuando trabaja sólo es:

$$P_{chiller} = \frac{Q_{frio}}{COP_{chiller}}$$

Reemplazando los valores anteriores en la ecuación 1, queda que la fórmula a cargar en el PLC es:

$$P_{fija,gen} + P_{var,gen} \cdot \frac{Q_{frio}}{P_{max,gen}} + \frac{\left(1 - \frac{G \cdot S \cdot \eta_{colectores} \cdot COP_{gen} \cdot \eta_{interc}}{Q_{frio}}\right) \cdot Q_{frio}}{COP_{chiller}} \leq \frac{Q_{frio}}{COP_{chiller}}$$

11. Evaluación del desempeño del sistema de refrigeración solar

Una vez dimensionado el equipo de refrigeración solar se debe verificar que el mismo cubra la carga térmica del edificio y se debe conocer además de que manera lo hace para así poder abordar diferentes cuestiones técnicas y financieras del proyecto.

En el anexo se puede ver el resultado de los cálculos térmicos para cada uno de los grupos de cargas durante los meses comprendidos entre noviembre y marzo inclusive, considerándose que éste es el período en que se utilizará el sistema de refrigeración.

También en el anexo A página 63 en adelante se pueden ver los resultados obtenidos por el funcionamiento de las máquinas de absorción durante las distintas horas del día. Los parámetros que se determinaron fueron:

- Potencia máxima entregada: es el máximo valor de potencia de frío capaz de ser entregada por los generadores de absorción de acuerdo a las características climáticas y del sistema.

$$P_{max,gen} = S_{colectores} \cdot G \cdot \eta_{colectores} \cdot \eta_{intercambiador} \cdot COP_{gen}$$

- Total de la demanda cubierta con los generadores de absorción: porcentaje de la demanda frigorífica total que puede ser cubierta por los generadores de absorción.
- Nivel de uso de los generadores de absorción: porcentaje de la potencia máxima de frío que pueden entregar los generadores que es necesaria para abastecer la carga térmica del edificio.
- Almacenamiento de energía: en los casos en que los generadores no funcionen al 100% de su capacidad o bien cuando los colectores entregan más energía de la necesaria se puede almacenar agua fría o bien agua caliente según el caso.

12. Cálculo de factibilidad

Para el cálculo de la factibilidad económica del proyecto, es decir, para conocer si se recupera el monto invertido y en cuanto tiempo, se utilizan los métodos de cálculo del Valor Actual Neto VAN y de la Tasa Interna de Retorno TIR.

a. Inversión inicial de la obra

Como se describe en la tabla 4 de la Ingeniería de detalle el valor total del sistema de calefacción y refrigeración asciende a los \$7765000.

b. Retorno de la inversión

El uso de un sistema basado en energías alternativas está enfocado al ahorro energético que puede producir sobre el consumo de otras fuentes como electricidad y combustibles fósiles, y es a partir de este ahorro económico que se debe recuperar la inversión realizada.

Cómo primer paso se debe entonces conocer el ahorro energético generado, al cual se le dará un valor monetario conociendo los costos de la energía eléctrica y gas natural.

c. Hipótesis de cálculo

- Se supone que el sistema de aire acondicionado se utiliza 5 meses al año, entre noviembre y marzo.
- Se considera que las piscinas precisan de calefacción por un periodo de 8 meses al año, entre abril y octubre.
- Poder calorífico del gas natural: PCI=8400 kcal/h.
- Rendimientos:
 - o Caldera: 0,9
 - o Intercambiador: 0,95
- Los costos de energía eléctrica y gas natural son los que se presentan a continuación y corresponden al mes de mayo de 2016 según lo establecido por las empresas distribuidoras de los servicios.
 - o Energía eléctrica:
 - Menos de 300kWh: 0,4452 \$/kWh.
 - Más de 300kWh: 1,0063 \$/kWh.
 - o Gas natural:
 - Menos de 1000m³: 3,22 \$/m³.
 - Más de 1000m³: 3,17 \$/m³.
- El retorno es calculado para la vida útil estimada del sistema: 20 años.

d. Cálculos

- Refrigeración

Aplicando el procedimiento usado en el punto 2 de este documento se determinaron los siguientes datos para los meses cálidos del año:

- Carga térmica de cada uno de los ambientes a refrigerar del complejo.
- Curva de radiación solar media.
- Eficiencia de los colectores solares.
- Potencia producida por los colectores.
- Porcentaje de demanda cubierta con energía solar.
- Tasa de funcionamiento de las máquinas de absorción.

Aclaración: cuando el sistema de refrigeración solar cubre solo un porcentaje pequeño de la carga térmica, ya sea por baja radiación o baja carga térmica del complejo, no es recomendable su uso ya que termina consumiendo mayor cantidad de energía eléctrica que si se utiliza un método convencional de enfriamiento, es por eso que en los cálculos se tiene en cuenta este aspecto y se considera el uso del sistema solar sólo cuando realmente genera ahorros energéticos. Este mismo fundamento da lugar a la fórmula desarrollada para el sistema de automatización en el punto 10 de esta Memoria de Cálculo.

Con los valores anteriores es posible determinar el consumo eléctrico que generaría alimentar la carga de frío con un chiller convencional de agua fría o bien utilizando de forma combinada el chiller con la máquina de absorción.

- Calefacción de piscinas

Con el mismo método aplicado en el punto 3 de esta Memoria de Cálculo se determinan para cada mes los siguientes parámetros:

- Carga térmica a satisfacer.
- Curva diaria de radiación solar media.
- Eficiencia de los colectores.
- Potencia producida por los colectores.
- Porcentaje de demanda cubierta con energía solar.
- Tasa de funcionamiento de la caldera de respaldo.

Con estos datos se pudo determinar el consumo de combustible si toda la carga térmica debiera ser cubierta por la caldera como así también el ahorro de combustible generado con el uso conjunto de la caldera y el sistema de colectores solares.

Consumo de gas:

Caldera:

$$Gas = \frac{Q_{necesario}}{\eta_{caldera} \cdot \eta_{intercambiador1} \cdot PCI}$$

Caldera con aporte de energía solar:

$$Gas = \frac{Q_{necesario} - Q_{colectores} \cdot \eta_{intercambiador2}}{\eta_{caldera} \cdot \eta_{intercambiador1} \cdot PCI}$$

Siendo:

$$\eta_{caldera} = 0,9$$

$$\eta_{intercambiador1} = \eta_{intercambiador2} = 0,95$$

$$PCI = 8400kcal / m^3 \rightarrow \text{Poder calorífico inferior gas natural.}$$

- **Factibilidad mediante VAN y TIR**

El VAN se halla mediante la siguiente expresión:

$$VAN = \sum_{t=1}^n VA - I = \sum_{t=1}^n \frac{Q_t}{(1+r)^t} - I$$

Dónde:

I : Inversión inicial.

Q_t : Flujo de dinero por periodo de un año.

r : Tasa anual de descuento. Para el cálculo se toma 10%.

t : Número de periodo.

n : Cantidad total de periodos sobre los que se realiza el cálculo.

e. Resultados de los cálculos

En las siguientes tablas se presentan los resultados de los cálculos descritos anteriormente.

Mes	Energía [kWh]			Ahorro [€]	Ahorro con Impuestos [€]
	Chiller	Chiller+Abs.	Ahorro		
Noviembre	7678,3	6330,4	1347,9	1188,1	1686,6
Diciembre	12627,2	9844,1	2783,1	2632,3	3736,9
Enero	14943,8	11007,9	3935,9	3792,3	5383,7
Febrero	9623,0	7964,8	1658,2	1500,3	2129,8
Marzo	8557,3	7187,9	1369,4	1209,7	1717,3
					14654,3

Tabla 2-Ahorro refrigeración.

Gas [m3]					
Mes	Caldera	Caldera Solar +	Ahorro	Ahorro [\$]	Ahorro con Impuestos [\$]
Abril	5527,1	2313,1	3214,0	10238,4	13002,8
Mayo	8026,6	5337,2	2689,4	8575,5	10890,8
Junio	9394,2	6564,8	2829,4	9019,4	11454,6
Julio	9483,0	7710,0	1773,0	5670,4	7201,4
Agosto	9124,2	5587,4	3536,8	11261,7	14302,4
Septiembre	7490,9	3289,9	4201,0	13367,1	16976,2
Octubre	5387,7	1846,6	3541,1	11275,3	14319,6
					88147,8

Tabla 3-Ahorro calefacción.

Los resultados detallados mes a mes se pueden ver en el anexo A a partir de la página 68.

Realizando el cálculo para la vida útil estimada del sistema se obtienen los siguientes valores.

Temporadas	Valor fijo	Valor actual
1	102802,1	93456,4
2	102802,1	84960,4
3	102802,1	77236,7
4	102802,1	70215,2
5	102802,1	63832,0
6	102802,1	58029,1
7	102802,1	52753,7
8	102802,1	47957,9
9	102802,1	43598,1
10	102802,1	39634,7
11	102802,1	36031,5
12	102802,1	32755,9
13	102802,1	29778,1
14	102802,1	27071,0
15	102802,1	24610,0
16	102802,1	22372,7
17	102802,1	20338,8
18	102802,1	18489,9
19	102802,1	16809,0
20	102802,1	15280,9
	VAN	-6889787

Como el VAN no es un valor positivo, el proyecto no es rentable en el plazo previsto, por lo que no se realiza el cálculo de la TIR.

