



UNIVERSIDAD DE CHILE
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO, DESARROLLO Y EVALUACIÓN DEL DESEMPEÑO DE UN MÓDULO DE COGENERACIÓN PARA UN GENERADOR A GLP

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

MARIO BRUNO FIGUEROA HURTADO
JOSEMANUEL PÉREZ VALDÉS

PROFESOR GUÍA
LEONEL ALEJANDRO NÚÑEZ LAZO

MIEMBROS DE LA COMISIÓN
MANUEL GABRIEL ROJAS VIADA
JOSÉ MIGUEL CARDEMIL IGLESIAS

SANTIAGO DE CHILE
2019

RESUMEN DE MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO

De: Ingeniero Civil Mecánico

Por: Mario Bruno Figueroa Hurtado

Por: Josemanuel Pérez Valdés

Fecha: 25/06/2019

Profesor Guía: Leonel Aleiandro Núñez Lazo

DISEÑO, DESARROLLO Y EVALUACIÓN DEL DESEMPEÑO DE UN MÓDULO DE COGENERACIÓN PARA UN GENERADOR A GLP

El proyecto tiene su génesis en la necesidad del HOTEL EL MORADO LODGE de generar su propia energía para el servicio de sus operaciones, por lo que contrata a la empresa de ingeniería ESCOCHILE para que le desarrolle un sistema de cogeneración a partir de un grupo electrógeno (GE) de 150 kW a Gas Licuado de Petróleo (GLP). A su vez, ESCOCHILE ofrece a los autores del documento participar en el desafío y presentarlo como proyecto de título de ingeniería Mecánica. En esa perspectiva los memoristas se encargan de integrar un kit de cogeneración para aprovechar el calor residual del proceso de generación de electricidad a través de un GE, con la finalidad de temperar una piscina de 172 m³ perteneciente al Lodge.

El objetivo general del proyecto es desarrollar, diseñar, integrar y probar un módulo de cogeneración para un grupo electrógeno existente. Los objetivos específicos son: reconocer el contexto energético nacional e identificar la oportunidad para realizar cogeneración en el sector residencial/comercial aislado; reconocer el equipo y efectuar su balance térmico; diseñar y seleccionar sus componentes y el sistema de control del módulo de cogeneración; construir y montar el módulo de cogeneración; evaluar el desempeño del módulo de cogeneración, y desarrollar una evaluación económica y de eficiencia energética del proyecto.

La metodología para cumplir los objetivos específicos comprende: la realización de un levantamiento técnico de información; el desarrollo de una metodología de cálculo para dimensionar las componentes; la evaluación experimental en sitio del desempeño de la unidad cogeneradora y; finalmente, la evaluación de los ahorros energéticos que la unidad cogeneradora permite alcanzar, con respecto a generación eléctrica pura y suministro de calor con una caldera, a partir de la cual se efectúa la evaluación de la rentabilidad económica del proyecto.

Los principales resultados del proyecto muestran que, para una demanda eléctrica de 37 kW, el módulo de cogeneración recupera, en promedio, unos 116,2 kW térmicos lo que permite mantener la temperatura de la piscina a 30 °C. En esas condiciones la eficiencia global del sistema cogenerador se estima en 79,71%, valor que se considera bueno comparado con cogeneradores a GLP existentes. Otro resultado notable del proyecto es que se logra construir 2 cogeneradores a GLP para el HOTEL NOI PUMA LODGE, en los que se incluyen mejoras en el diseño a partir de las lecciones aprendidas.

La conclusión global del trabajo es que la cogeneración, con GLP a baja escala, desarrolla alta eficiencia produciendo rentabilidad en términos económicos; lo cual permite inferir que la cogeneración remota con GLP es conveniente y adecuada para generación off grid en el sector residencial/comercial.

AGRADECIMIENTOS

A nuestros padres, compañeros, profesores y amigos, que fueron parte vital de todo el proceso universitario.

TABLA DE CONTENIDO

1	Introducción	1
2	Motivación	2
3	Objetivos.....	3
3.1	Objetivo General.....	3
3.2	Objetivos Específicos	3
4	Alcance.....	3
5	Metodología.....	4
6	Evolución del consumo de energía en Chile en el período 1991 - 2017.....	7
6.1	Contexto energético nacional	7
6.1.1	Sector Comercial, Público y Residencial.....	8
6.2	Cogeneración	9
6.3	Identificación de la Oportunidad.....	13
6.3.1	Contexto nacional de localidades aisladas	14
6.3.2	Oportunidad concreta: LIPIGAS Y ESCO	16
6.4	Reseña de la actualidad de motores alternativos en la cogeneración	16
6.4.1	Aprovechamiento de calor	17
6.4.2	Clasificación de motores por velocidad.....	19
6.4.3	Tipos de potencia según intensidad de carga	20
6.4.4	DESEMPEÑO.....	20
6.4.4.1	Efectos del consumo parcial en motores alternativos	21
6.4.4.2	Efectos del medio ambiente en el desempeño de motores alternativos.....	22
6.5	Antecedentes del Proyecto	22
6.6	Levantamiento Técnico.....	22
6.7	Descripción del Equipo	25
7	Solución Propuesta.....	26
7.1	Funcionamiento y Diagrama de flujo.....	27
8	Criterios de Diseño	28
8.1	Circuito de refrigerante	28
8.1.1	Definiciones.....	28

8.1.2	Características.....	29
8.1.3	Consideraciones de diseño.....	29
8.1.4	Materialidad de la red	29
8.2	Circuito de Gases	30
8.2.1	Definiciones.....	30
8.2.2	Características.....	30
8.2.3	Consideraciones de diseño.....	31
8.2.4	Materialidad del ducto de escape	31
8.3	Intercambiador de Tubos y Carcasa	32
8.3.1	Definición.....	32
8.3.2	Características.....	33
8.3.3	Consideraciones de diseño.....	33
8.3.4	Materialidad	34
8.4	Control automático.....	34
9	Método de cálculo del cogenerador	35
9.1	Caracterización de la demanda térmica de la piscina de interior.....	35
9.1.1	Pérdidas de calor por la evaporación del agua	36
9.1.2	Transferencia de calor por radiación del agua	37
9.1.3	Transferencia de calor por convección	37
9.1.4	Pérdidas por conducción	37
9.1.5	Pérdidas por renovación del agua de la piscina.....	38
9.2	Balance Energético del Grupo Electrónico-Cogeneración	38
9.2.1	Refrigeración del motor	38
9.2.2	Gases de escape.....	39
9.3	Dimensionamiento del intercambiador de tubo y carcasa	40
9.3.1	Coeficiente global de transferencia de calor	40
9.3.2	Método de la diferencia media logarítmica de temperatura (LMTD).....	42
9.3.3	Método de la EFECTIVIDAD – NTU	42
9.3.4	Cálculo del coeficiente de convección	44
9.3.4.1	Flujo interior.....	44
9.3.4.2	Flujo exterior.....	45
9.3.5	Conservación de la sección transversal.....	47
9.4	Simulación computacional del balance energético	47

9.4.1	Definición de los parametros para el Balance energético del grupo electrógeno	47
9.4.2	Parámetros del Intercambiador de tubos y carcasa para simulación computacional	52
10	Resultados	54
10.1	Intercambiador de tubos y carcasa	54
10.1.1	Resultado de la simulación	54
10.1.2	Diseño del intercambiador	57
10.1.3	Balance Térmico del sistema	59
10.1.3.1	pérdidas térmicas de la Piscina	59
10.1.3.2	Balance térmico del Sistema de Cogeneración.....	59
10.2	Descripción de la solución	61
10.2.1	Selección de Componentes	61
10.2.1.1	Intercambiador de placas	61
10.2.1.2	Válvula de Tres Vías BELIMO	62
10.2.1.3	Válvula Cut-Out	64
10.2.1.4	Sensores de temperatura	65
10.2.1.5	PLC LOGO V8.....	65
10.2.2	Descripción sistemas mecánicos	66
10.2.3	Construcción.....	68
10.2.3.1	Preparativos	69
10.2.3.2	Montaje en taller	72
10.2.3.3	Montaje en terreno	74
10.2.3.4	Puesta en marcha	76
10.3	pruebas de desempeño	80
10.3.1	Desempeño Energético	80
10.3.1.1	Resultados	81
10.3.1.2	Análisis de resultados.....	94
10.3.2	Evaluación del Desempeño de Componentes	95
10.3.2.1	Intercambiador de tubos y carcasa	96
10.3.3	Válvulas Cut-Out	99
10.4	Mejoras al prototipo	100
10.4.1	Antecedentes del proyecto	100
10.4.2	Descripción de Mejoras	102

10.4.2.1	Circuito de agua	102
10.4.2.2	Válvulas Cut-Out	103
10.4.2.3	ITC	104
11	Evaluación técnica – económica del prototipo	106
11.1	Evaluación económica	106
11.2	Comparación con costos de capital típicos	112
11.3	Evaluación de eficiencia energética	113
12	Conclusiones.....	115
	Bibliografía.....	119
	Anexo	122
	Anexo A: Technical Data Sheet.....	122
	Generator	123
	Engine	124
	Installation Data	126
	Dimensions.....	126
	Anexo B: Código TEMA para designación de ITC	127
	Anexo C: Tabla entalpía gases de combustión.....	128
	Anexo D: Código EES para balances térmicos y simulaciones	129
	Anexo E: Especificaciones Técnicas válvula Cut-Out QTP.....	131
	Anexo F: Tarifas de suministro eléctrico.....	132

1 INTRODUCCIÓN

Un sistema de energía independiente SAPS o también conocido como RAPS (por sus siglas en inglés *stand-alone power system* y *remote area power supply* respectivamente) se refiere a uno fuera de la red eléctrica por no contar con un sistema de distribución de energía, ya sea por la ubicación geográfica o por decisión propia. Para generación aislada o de respaldo, en el contexto nacional, se utilizan ampliamente grupos generadores (también denominados generadores o grupos electrógenos) a base de diésel y en una menor medida a GLP. Ambos sistemas consisten en un motor (ya sea diésel u Otto) acoplado a un alternador encargado de generar energía eléctrica. Es común hallar este tipo de generación en la industria salmonera, hotelera, minera, entre otros. Los grupos electrógenos (GE) son los encargados de satisfacer la demanda eléctrica por medio de un funcionamiento ya sea parcial o continuo.

Se estima que un 14 % de la matriz energética del país es generada por Diesel y que el GLP (mezcla de propano y butano) tiene una escasa participación, alcanzando alrededor de 50 MW [1]. Sin embargo, el GLP ha presentado tasas de crecimiento del orden de un 2,3 % anual durante los últimos 10 años. Para el caso del GLP envasado crece a un 1,2 % anual y el granel a un 4,6 % anual [2].

El notorio crecimiento del mercado del GLP ha llevado a las empresas a adoptar nuevas posturas, desarrollando integraciones verticales de innovación en el mercado energético. Algunos ejemplos es el uso del GLP vehicular, cogeneración y proyectos de eficiencia energética en la industria salmonera.

Tanto la generación remota como la generación de respaldo, debido al creciente mercado del GLP, han optado por cambiar el combustible pasando del uso de diésel a GLP. Las principales razones que han motivado el cambio son: confiabilidad de suministro, menor contaminación ambiental (atmosférica y de suelo) y la capacidad de almacenamiento. La elevada inversión del cambio de tecnología crea aversión por parte de los clientes, sin embargo, se motiva el cambio con la implementación de sistemas de cogeneración. Estos permiten aprovechar el calor residual del proceso de generación de energía eléctrica, obteniéndose ahorros en la producción de calor o frío.

El proyecto que se desarrolla en este trabajo corresponde a una propuesta tecnológica solicitada por la empresa comercializadora de gas LIPIGAS a la empresa de ingeniería y montaje ESCOCHILE. En una primera etapa se contempla la construcción de una unidad cogeneradora para el HOTEL EL MORADO LODGE y luego, dos unidades en redundancia para el HOTEL NOI PUMA LODGE. Ambos proyectos consisten básicamente en implementar un kit de cogeneración para grupos electrógenos de 150 kW existentes, que buscan satisfacer la demanda de energía eléctrica y realizar un aporte térmico a las instalaciones mediante la producción de agua caliente.

Si bien la empresa ESCOCHILE genera soluciones energéticas, esta no tiene experiencia en el desarrollo de este tipo de producto y como el proyecto corresponde a la elaboración de un prototipo, la metodología de trabajo se centra en la rápida y económica construcción de las unidades. La forma de trabajo corresponde a una metodología ágil centrada en la rápida producción del prototipo y en la generación de soluciones ante fallas.

Como se construyen tres prototipos en dos etapas, existe la posibilidad de incorporar mejoras en las versiones posteriores. Por lo tanto, en el presente trabajo de título se exponen las primeras consideraciones de diseño, las lecciones aprendidas y finalmente la segunda versión mejorada del sistema. Es importante destacar que, el producto que se construye no es tecnología nueva, no obstante, es inexistente en el mercado chileno.

2 MOTIVACIÓN

La motivación del presente trabajo de título nace a partir de la necesidad de una propuesta tecnológica para la implementación de un generador en un hotel con requerimientos de generación remota. El proyecto es solicitado por LIPIGAS, que interesado en vender GLP, ofrece generación de energía eléctrica a base de GLP. Debido a que el costo del GLP es más elevado que el diésel, se propone la incorporación de un sistema de cogeneración para la producción de calor de baja temperatura con el fin de generar ahorros. Se designa a la empresa ESCOCHILE como la encargada de desarrollar la ingeniería y el montaje del módulo de cogeneración. El desafío íntegro del proyecto se traspasa a los estudiantes memoristas para su diseño e implementación.

La ambición del trabajo de título es desarrollar un producto robusto y económico para ofrecerlo a un precio competitivo, además de entregar antecedentes para su replicabilidad. Es importante mencionar que se trata de un producto inédito en el mercado chileno que califica como un proyecto constructivo energético moderno y relevante para la disciplina de energía & eficiencia energética.

3 OBJETIVOS

3.1 OBJETIVO GENERAL

Desarrollar, diseñar, integrar y evaluar un módulo de cogeneración para un generador eléctrico existente.

3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Para el cumplimiento del objetivo general, se identifican los siguientes objetivos específicos:

- i. Reconocer el contexto energético nacional e identificar la oportunidad para realizar cogeneración en el sector residencial/comercial aislado.
- ii. Reconocer el equipo y efectuar su balance térmico.
- iii. Diseñar, seleccionar, construir y montar componentes y sistema de control del módulo de cogeneración.
- iv. Evaluar el desempeño del módulo de cogeneración.
- v. Desarrollar una evaluación económica y de eficiencia energética del proyecto.

4 ALCANCE

Si bien el trabajo de título aborda un proyecto desde su fase previa hasta su entrega, los alcances se restringen a lo siguiente:

- Exponer el contexto energético del país, especialmente en el sector comercial/residencial.
- Identificar el número de comunidades aisladas en Chile.
- Mostrar antecedentes de cogeneración.
- Identificar la oportunidad para instalar un sistema de cogeneración en el sector comercial/residencial aislado.
- Exponer una reseña de motores alternativos destinados a CHP.
- Generar una metodología de cálculo para el dimensionamiento de:
 - Potencias caloríficas.
 - Intercambiadores de calor.
- Exponer los criterios de diseño para los principales componentes
 - Válvulas.
 - Intercambiadores de calor.
 - *Piping*.

- Exponer el diseño del intercambiador de tubo y carcasa.
- Exponer los resultados del desempeño del prototipo.
- Realizar un análisis económico utilizando como indicador financiero el VAN (Valor Actual Neto).
- Realizar un análisis de eficiencia energética.

5 METODOLOGÍA

La metodología para cumplir con los objetivos específicos comprende:

- Reconocer el contexto energético nacional e identificar la oportunidad para realizar cogeneración en el sector residencial/comercial aislado.

Con la finalidad de reconocer el contexto energético nacional se revisan artículos científicos, documentos técnicos, papers, metodologías de cálculo, boletines del mercado energético, trabajos de título y documentos gubernamentales. Con ello, se identifican los consumos energéticos nacionales en el sector residencial/comercial; se define el concepto cogeneración; generación remota y localidad aislada. Se caracterizan las tecnologías de cogeneración más utilizadas para seleccionar la adecuada.

Finalmente, con los antecedentes reunidos se identifican oportunidades para la implementación de sistemas de cogeneración en localidades aisladas y se da a conocer el proyecto que motiva la realización del presente trabajo de título.

- Reconocer el equipo y efectuar su balance térmico.

Una vez seleccionado el equipo, se revisan papers, metodologías de cálculos, reseñas, manuales de funcionamiento e instalación, etc. para reconocer el funcionamiento de las unidades de cogeneración; su clasificación y los efectos que provocan las condiciones externas en su desempeño.

Por otro lado, a partir de las especificaciones técnicas del equipo seleccionado y de una metodología de cálculo elaborada por los memoristas, se estima el calor disponible en el sistema de refrigeración y en los gases de escape. Luego, utilizando el software EES (Engineering Equation Solver) se simula el comportamiento de la unidad cogeneradora para distintos escenarios.

iii. Diseñar, seleccionar, construir y montar componentes y sistema de control del módulo de cogeneración.

De acuerdo con los objetivos del proyecto se elabora una propuesta tecnológica que contempla, principalmente, una intervención en el sistema de refrigeración del motor y la fabricación de un intercambiador de tubos y carcasa (ITC).

Se establecen los criterios de diseño para determinar las componentes del sistema. Además, se desarrolla una metodología de cálculo para el dimensionamiento de los intercambiadores de calor. Una vez seleccionadas las componentes, se elabora un diagrama de flujo y se plantea un sistema de control para la unidad cogeneradora.

Al no disponer del equipo en una fase inicial del proyecto, el proceso de construcción se divide en tres etapas:

- Preparativos: previo a la llegada del grupo electrógeno, se adquieren las componentes.
- Montaje en taller: Se retiene el grupo electrógeno en el taller para la realización de las modificaciones.
- Montaje en terreno: Consta del ensamblado del sistema de cogeneración en las dependencias del hotel.

iv. Evaluar el desempeño del módulo de cogeneración.

Para evaluar el desempeño energético de la unidad cogeneradora se instalan sensores de temperatura en cada etapa de calentamiento. Se recolectan datos para obtener el comportamiento de la temperatura del fluido de trabajo con respecto al tiempo. Posteriormente, a partir de los datos, se estima la potencia térmica del intercambiador de placas, del ITC y total del sistema. Con esto es posible calcular el consumo, el rendimiento, el ahorro energético generado, entre otros indicadores.

Por otro lado, se evalúa el desempeño mecánico de las componentes más importantes durante la operación, a través de un seguimiento visual y pruebas de funcionamiento.

v. Desarrollar una evaluación económica y de eficiencia energética del proyecto.

Para realizar la evaluación económica y de eficiencia energética del proyecto se plantean dos escenarios: en el primero se considera que la producción de energía eléctrica y térmica se obtiene a partir del grupo electrógeno y una caldera; mientras que en el segundo escenario la energía eléctrica y térmica se produce con el sistema de cogeneración.

En la evaluación económica se compara el valor actual neto (VAN) de ambos escenarios para 5 años de funcionamiento, para ello se utiliza un flujo de caja donde el ingreso corresponde al valor de la energía eléctrica producida (CLP/kW) y los costos a la inversión inicial del proyecto, la operación y mantención del equipo. Con ello se obtiene el VAN de cada situación y se compara.

Finalmente, para la evaluación de eficiencia energética se comparan los consumos de combustible y la eficiencia global del sistema para cada escenario.

6 EVOLUCIÓN DEL CONSUMO DE ENERGÍA EN CHILE EN EL PERÍODO 1991 - 2017

En el siguiente apartado se presentan las principales características y directrices del proyecto de cogeneración. Para ello, se realiza una breve descripción del sistema energético del país y de las tecnologías utilizadas para la generación de energía eléctrica. Luego, se exponen datos del consumo energético en el sector residencial/comercial y se muestran los antecedentes que llevan a identificar la oportunidad de cogeneración. Finalmente, se describe de forma general el proyecto, sus objetivos y principales consideraciones para su ejecución.

6.1 CONTEXTO ENERGÉTICO NACIONAL

Entre los años 1991 y 2011 la demanda energética nacional aumentó un 122 % [3], siendo el sector de transporte el de mayor alza, seguido por la industria y minería, como se muestra en la tabla 6.1.

Tabla 6.1: Evolución del consumo energético en el período 1991 – 2011.

	Transporte	Industria y Minería	Comercial, Público y Residencial	Sector Energía: Auto Consumo	Consumo Total
1991	37.440	43.815	36.954	4.255	122.464
2001	67.320	75.118	56.282	5.595	204.315
2011	87.189	100.326	71.410	12.504	271.429

Fuente: [3].

Al mes de agosto 2017, la capacidad eléctrica instalada del Sistema Eléctrico Nacional (SEN) es de 24.068,6 MW, correspondiente a más del 99 % de la capacidad nacional instalada. De lo anterior, un 53,2 % es de origen térmico; un 28,1 % de origen hídrico; un 6,7 % de origen eólico; un 9,9 % de origen solar; un 1,8 % de biomasa y cogeneración; por último; un 0,2 % de geotermia. De esta manera, un 46,8 % se genera a partir de tecnología de generación en base a recursos renovables y el 53,2 % a partir de centrales termoeléctricas a gas natural, carbón o derivados del petróleo (como se muestra en la figura 6.1) [4].

CAPACIDAD TOTAL SEN - MW

RENOVABLE	11.271,4
HIDRO EMBALSE	3.402,0
HIDRO PASADA	3.361,1
BIOMASA	443,1
EÓLICO	1.620,6
SOLAR	2.389,6
GEOTÉRMICA	55,0
NO RENOVABLE	12.797,2
GAS NATURAL	4.619,1
CARBÓN	5.164,6
DERIV. DEL PETRÓLEO	3.013,5
TOTAL	24.068,6

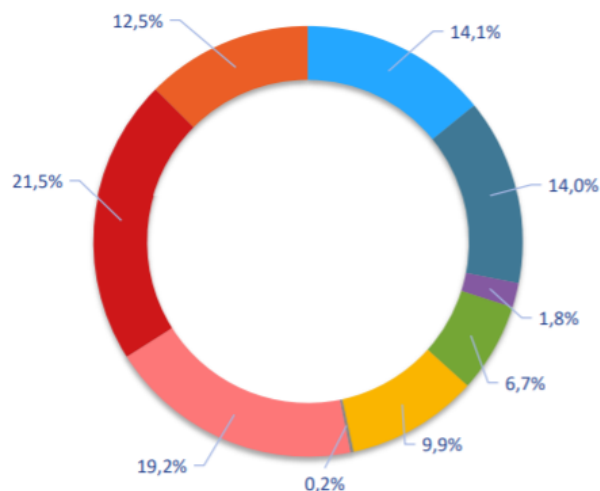


Figura 6.1 Matriz energética nacional. Fuente: [4].

Además, el sector comprendido por la industria y la minería consume cerca del 40 % del consumo total del país, seguido por el sector de transporte con un 33 %, y del sector comercial, público y residencial con un 21 %.

6.1.1 SECTOR COMERCIAL, PÚBLICO Y RESIDENCIAL

Como se expresa en el apartado anterior, el sector comercial, público y residencial representa el 21 % del consumo energético del país, donde el 76,9 % del total corresponde al sector residencial, seguido por el comercial con un 20,3 % y el público con un 2,8 % [3]. Por otro lado, es importante destacar que más del 62 % del consumo energético del sector residencial es destinado a climatización o producción de agua caliente sanitaria, además, considerando solo el consumo de energía eléctrica, la refrigeración representa un 31,6 % y la iluminación alcanza un 19 % [5]. Finalmente, las fuentes energéticas utilizadas para satisfacer las demandas de energía térmica y eléctrica del sector residencial son: leña (44,3 %), derivados del petróleo (24,8 %) y electricidad (22,7 %) [5].

Debido al crecimiento energético del país en las últimas décadas, surge la necesidad de implementar y desarrollar tecnologías que permitan llevar a cabo un desarrollo energético sustentable, con los adecuados resguardos en materia de salud y protección medio ambiental. Para ello se ha promulgado el uso de energías renovables no convencionales,

tales como: energía solar, eólica, geotérmica, entre otras, además de la cogeneración y la eficiencia energética.

Actualmente, la cogeneración y la eficiencia energética no forman parte del desarrollo energético del sector residencial, ya que son pocos los sistemas integrados de producción de electricidad y calor en el sector residencial/comercial. Además, la población no presenta una cultura del uso eficiente de la energía. Lo anterior, sumado a que la calefacción, refrigeración y electricidad son los mayores consumos energéticos del sector residencial/comercial, lleva a reconocer una gran oportunidad para la implementación sistemas sustentables y eficientes.

Algunos de los ejemplos interesantes de eficiencia energética y cogeneración en el sector residencial del país son [6]:

- Eficiencia energética en el HOTEL EXPLORA ATACAMA: Instalación de microturbinas y calderas de condensación para la producción de energía eléctrica y térmica respectivamente.
- Cogeneración en el HOTEL ALTO ATACAMA: Sistema de cogeneración que aprovecha los calores residuales de un motor de combustión interna para la producción de agua caliente sanitaria.
- Planta de enfriamiento en Mall Plaza Egaña: Se logró generar un ahorro del 30 % del consumo eléctrico asociado a climatización implementando diversas soluciones de eficiencia energética.

6.2 COGENERACIÓN

En la actualidad se busca reducir el costo asociado a la generación de energía, implementando medidas que tienen como objetivo: alcanzar mayores eficiencias de operación, utilizar de forma eficiente la energía disponible, disminuir la generación de desechos, entre otros. Por otro lado, debido a la contaminación la normativa existente se ha vuelto más exigente respecto a la emisión de gases de efecto invernadero.

En general tanto las industrias como las edificaciones pertenecientes al sector residencial/comercial (urbanizaciones, centros comerciales, oficinas, hoteles, etc.) demandan servicios energéticos tales como electricidad, agua caliente sanitaria (ACS), calefacción, refrigeración, suministro de vapor, entre otros, las cuales pueden ser suministradas utilizando sistemas independientes o integrados (cogeneración).

Se define la cogeneración como la “producción conjunta, en proceso secuencial, de energía mecánica o eléctrica y de energía térmica útil, a partir de la misma fuente primaria, con la finalidad de aumentar la eficiencia del suministro energético en un proceso o lugar determinado” [7].

Entre las tecnologías de cogeneración más utilizadas se encuentran:

- **Generador turbina de vapor – generador vapor de proceso:** mediante una caldera se genera vapor de alta entalpía, el cual es inyectado a una turbina para la generación de electricidad. La cogeneración se realiza a través de una derivación que permite extraer vapor para ser aprovechado en un proceso térmico. Por otro lado, el excedente de vapor tras la expansión es enviado a un sistema de condensación para su recuperación. En la figura 6.2 se muestra un diagrama tipo del ciclo.

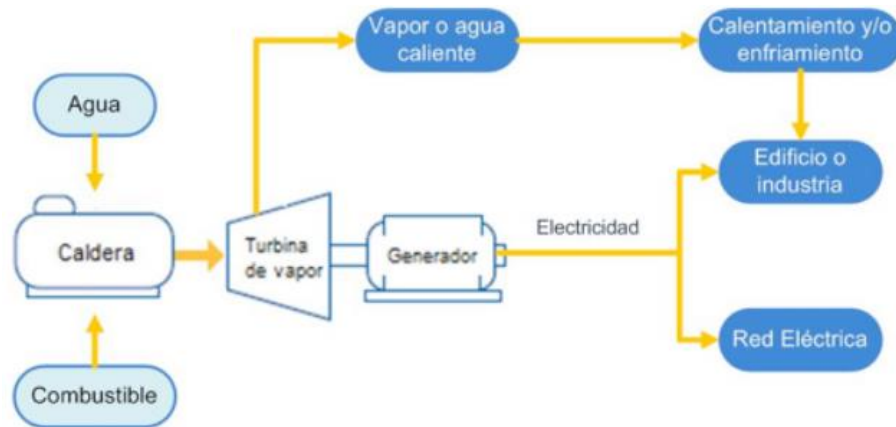


Figura 6.2 Esquema ciclo turbina de vapor - vapor de proceso. Fuente: [8].

- **Generador Turbina a gas – recuperador de calor:** Más conocido en la literatura como ciclo combinado, consiste en la generación de energía eléctrica mediante una turbina a gas. Su funcionamiento consiste en quemar combustible en una cámara a altas presiones, para posteriormente expandir los gases de combustión en una turbina. En la descarga de la sección de expansión se obtienen gases con temperaturas de alrededor de los 700 °C, los cuales son enviados hacia un recuperador de calor para aprovechar su energía térmica disponible, a continuación, en la figura 6.3 se observa un ejemplo de un ciclo combinado.

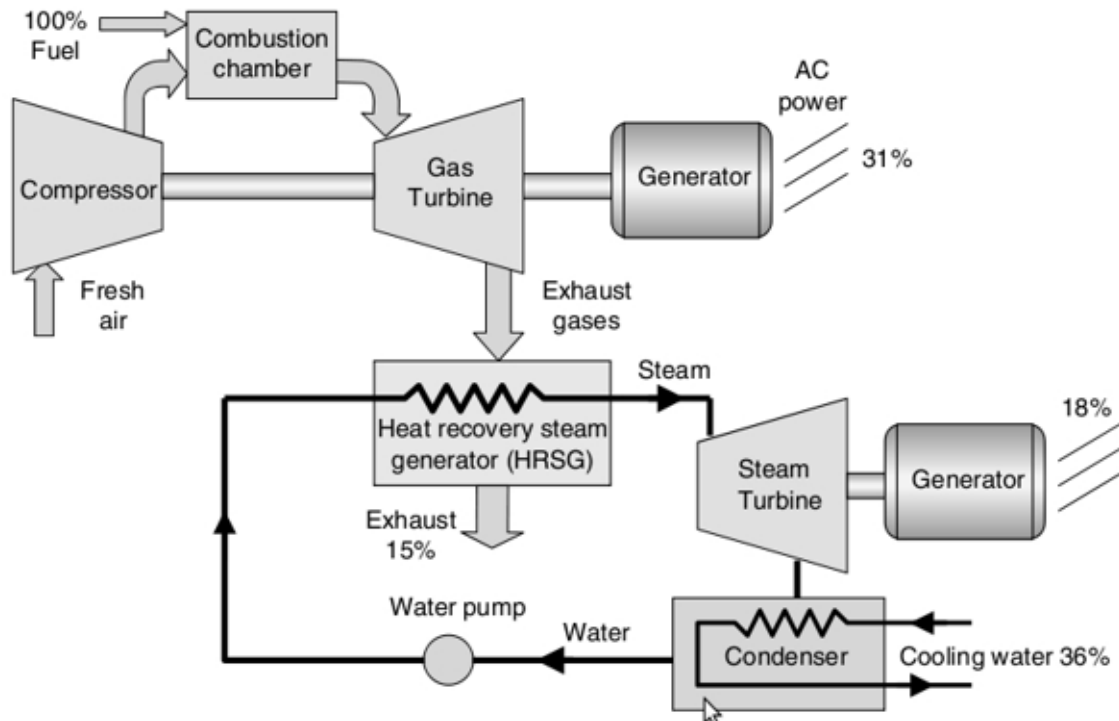


Figura 6.3 Representación ciclo combinado. Fuente: [9].

- Motor de combustión interna – recuperador de calor:** A partir de un motor de combustión interna acoplado a un generador eléctrico se genera energía eléctrica. Por otro lado, se busca recuperar el calor disponible en los gases de combustión, ciclo de refrigeración del motor, ciclo de refrigeración de aceite, entre otros, para producir vapor de baja entalpia o agua caliente. En la figura 6.4 se ilustra este tipo de sistema.

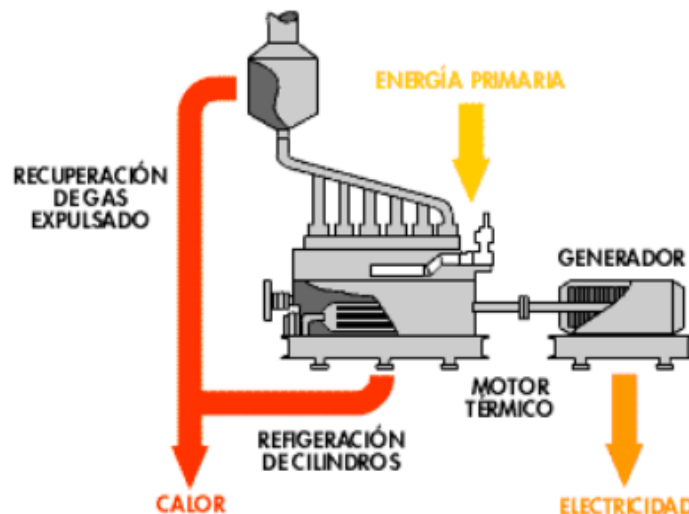


Figura 6.4 Esquema sistema de cogeneración para motor de combustión interna. Fuente: [8].

Los sistemas antes descritos buscan utilizar de forma eficiente la energía disponible, de esta manera, un sistema energético integrado que emplee tecnologías de cogeneración puede generar ahorros económicos – energéticos del orden del 10 % al 40 % [7] respecto del uso de instalaciones energéticas convencionales (sistemas independientes) para la misma cantidad y calidad de suministro energético.

El incremento de la eficiencia energética por medio de sistemas independientes (electricidad y calor) resulta más costoso y genera más emisiones que utilizar sistemas de cogeneración.

En países desarrollados, en el sector industrial el potencial de la cogeneración ha sido explotado y existen pocas oportunidades para su implementación; de esta manera el desafío tecnológico apunta a la aplicación de sistemas de cogeneración en el sector comercial/residencial debido a su escasa presencia. Por ejemplo: en España menos del 5 % de la potencia eléctrica instalada en cogeneración corresponde al sector residencial/comercial [7], lo que supone, considerando los enormes consumos de agua caliente sanitaria, calefacción y climatización, un desperdicio enorme de energía.

En la unión europea, la Directiva 2002/91/CE [7] relativa a la eficiencia energética de los edificios indica que:

- El sector de la vivienda y de servicios, compuesto en su mayoría por edificios, absorbe más del 40 % del consumo final de energía en la comunidad y se encuentra en fase de expansión.
- La cogeneración es de alta eficiencia cuando el ahorro energético es superior al 10 %.

Los sistemas de cogeneración en edificaciones son diseñados con el fin de satisfacer la demanda de electricidad, agua caliente sanitaria y climatización. Su viabilidad económica se garantiza cuando la producción de electricidad y calor se respalda por un uso efectivo del sistema por varias horas al año, es decir, un factor de planta alto. De esta manera es posible obtener un ahorro económico considerable y cortos períodos de recuperación de la inversión. En el sector comercial/residencial (RCS) los sistemas de cogeneración con mayor utilización corresponden a motores de combustión interna.

Los sistemas de cogeneración instalados en el sector RCS, en general se dimensionan dependiendo de las necesidades de la instalación, de las estrategias de operación, de los consumos, entre otros. Sin embargo, es común dimensionar según los siguientes criterios:

- Satisfacer la totalidad de la demanda eléctrica y térmica.
- Satisfacer parcialmente la demanda eléctrica y la totalidad de la demanda térmica.
- Satisfacer parcialmente la demanda térmica y la totalidad de la demanda eléctrica.

La demanda de electricidad, calefacción y refrigeración que atiende la cogeneración dentro de los sistemas RCS se caracteriza por presentar:

- Consumos variados de energía (electricidad, calor y frío) para satisfacer varios servicios tales como: climatización, agua caliente sanitaria, iluminación, entre otros.
- Demanda estacional de los servicios de calefacción (invierno) y refrigeración (verano).
- Variación en consumos energéticos debido a la ocupación, artefactos y su forma de uso.

Por lo tanto, es de suma importancia realizar estudios que permitan elaborar perfiles de demanda eléctrica y térmica que reflejen el comportamiento de los usuarios al disponer de energía ininterrumpida. El objetivo de los estudios es predecir el gasto energético en función de valores pasados y de algunos factores influyentes. Es posible identificar cuatro tipos de predicción en función del período de tiempo [10]:

- A largo plazo.
- A mediano plazo.
- A corto plazo.
- A muy corto plazo.

En la actualidad, los sistemas de cogeneración basados en motores a combustión interna son los únicos que presentan altas eficiencias a un costo razonable [11], además dichos sistemas son atractivos para aplicaciones de baja escala por ser una tecnología “bien conocida” y robusta. Los sistemas de micro – turbinas también son utilizados en el sector RCS, pero presentan menor eficiencia para bajas cargas y son más costosos que los motores a combustión interna [11].

6.3 IDENTIFICACIÓN DE LA OPORTUNIDAD

Un sistema de energía independiente (SAPS), es aquel que no forma parte de una red de distribución de energía eléctrica, ya sea por su ubicación geográfica (lugares de difícil acceso), o por decisión propia. Estos sistemas presentan una micro – red compuesta por generadores distribuidos (GD), sistemas de distribución y almacenamiento, que tiene la capacidad de producir, transmitir y distribuir energía eléctrica dentro de un sector geográfico específico [10].

Las tecnologías más utilizadas en sistemas SAPS son:

- Sistemas fotovoltaicos de paneles solares.
- Turbinas eólicas, hidráulicas, vapor o gas.
- Motores a combustión interna.
- Fuente geotérmica.

Es importante destacar que la tecnología a utilizar en un sistema SAPS depende de factores tales como: el tipo de instalación, ubicación geográfica, fuentes de energía disponibles,

perfiles de demanda energética, etc. Cabe mencionar, que la demanda eléctrica y térmica son unos de los elementos más importantes dentro de un sistema eléctrico, ya que dependiendo de la demanda máxima y su proyección en el tiempo es posible dimensionar con mayor exactitud el tipo de generación/cogeneración requerida en una micro – red específica.

De acuerdo con lo expresado en el apartado anterior, existe un gran potencial en el uso de la cogeneración en el sector residencial debido a la posibilidad de generar electricidad y calor a partir de una sola fuente energética como el Diesel, Gas Natural Licuado (GNL) y Gas Licuado de Petróleo (GLP) con altas eficiencias, por medio un motor de combustión interna acoplado a un alternador.

Por lo tanto, para sectores residenciales aislados, cuya demanda eléctrica varíe entre 10 kW y 10 MW [11], y que no presenten acceso a una red de distribución de electricidad, conviene y resulta atractivo instalar sistemas de generación eléctrica a partir de motores de combustión interna. Para este tipo de instalaciones es importante evaluar la factibilidad técnica y económica de adicionar un kit de cogeneración. El calor recuperado suele utilizarse para calefacción, agua caliente sanitaria, o refrigeración utilizando ciclos de absorción. De esta manera, un sistema integrado busca satisfacer las demandas de calor y electricidad, reducir al mínimo las emisiones y/o pérdidas energéticas y maximizar la eficiencia global del sistema.

6.3.1 CONTEXTO NACIONAL DE LOCALIDADES AISLADAS

Para implementar sistemas SAPS se debe tener conocimiento acerca de la cantidad de comunidades aisladas existentes en el país y sus principales características tales como: ubicación geográfica, número de viviendas y habitantes, recursos disponibles, perfiles de demanda energética, etc., que permitan realizar un estudio acabado para seleccionar la mejor tecnología de generación.

Según el Decreto Supremo N° 608 publicado el 27 de noviembre de 2010, que establece la Política Nacional de Desarrollo de Localidades Aisladas, se señala que: “Se entiende por territorio aislado aquel con bajo nivel de accesibilidad, con escasa población y alta dispersión de ésta, baja presencia y cobertura de servicios básicos y públicos, y que, a consecuencia de estos factores, se encuentra en una situación de desventaja y desigualdad social respecto del desarrollo del país” [12].

De acuerdo al estudio de identificación de localidades en condiciones de aislamientos realizado el año 2012 por la Subsecretaría de Desarrollo Regional y Administrativo (SUBDERE) [12], en Chile existen 4.885 localidades en condiciones de aislamiento, con una población de 169.317 habitantes, lo que corresponde al 1,1% de la población chilena (según CENSO de población del 2002). A continuación, en la tabla 6.2 se muestran los resultados globales por región.

Tabla 6.2: Localidades aisladas y su población clasificadas por región.

Región	Nº Localidades Aisladas	Nº Localidades ⁶⁰	% Localidades Aisladas	Población Aislada ⁶¹	Población Regional ⁶²	% Población Aislada
Arica y Parinacota	252	353	71,4%	3.054	189.644	1,6%
Tarapacá	166	310	53,5%	5.878	276.833	2,1%
Antofagasta	127	269	47,2%	4.561	493.984	0,9%
Atacama	212	751	28,2%	3.310	254.336	1,3%
Coquimbo	595	2.255	26,4%	17.216	603.210	2,9%
Total Macrozona Norte	1.352	3.938	34,3%	34.019	1.818.007	1,9%
Valparaíso	58	1.621	3,6%	5.916	1.535.428	0,4%
Metropolitana	70	2.522	2,8%	4.318	6.061.185	0,1%
O'Higgins	85	2.850	3,0%	2.659	780.627	0,3%
Maule	312	5.045	6,2%	7.344	908.097	0,8%
Biobío	709	6.033	11,8%	34.759	1.873.530	1,9%
Araucanía	461	5.717	8,1%	20.367	871.771	2,3%
Los Ríos	237	2.389	9,9%	12.806	356.396	3,6%
Total Macrozona Centro	1.932	26.177	7,4%	88.169	12.387.034	0,7%
Los Lagos	556	4.530	12,3%	30.011	716.739	4,2%
Aisén	430	646	66,6%	10.471	91.492	11,4%
Magallanes	615	762	80,7%	6.647	150.696	4,4%
Total Macrozona Sur	1.601	5.938	27,0%	47.129	958.927	4,9%
Total País	4.885	36.053	13,5%	169.317	15.163.968	1,1%

Fuente: [12].

De acuerdo con el estudio realizado, la Región del Biobío cuenta con la mayor cantidad de población en condición de aislamiento, equivalente al 21% de la población aislada en Chile. La Macrozona Centro concentra más del 50 % de la población aislada.

Las regiones Metropolitana y O'Higgins son las que cuentan con los menores valores relativos de población aislada, 0,1 % y 0,3 % respectivamente. Finalmente, en las regiones extremas se aprecian los mayores porcentajes de localidades aisladas (Arica y Parinacota 71,4 %, Tarapacá 53,5 %, Aisén 66,6 % y Punta Arenas 80,7 %).

De lo anterior, se desprende que existe un gran potencial para la instalación de sistemas de generación aislados. Por otro lado, conociendo la naturaleza beneficiosa de los sistemas de cogeneración resulta muy atractivo el desarrollo de sistemas integrados. Sin embargo, el desafío es dimensionar, seleccionar e instalar la tecnología adecuada.

6.3.2 OPORTUNIDAD CONCRETA: LIPIGAS Y ESCO

Teniendo conocimiento de que existe un alto atractivo para el desarrollo de sistemas de cogeneración en el sector residencial y aislado, las empresas LIPIGAS y ESCOCHILE acuerdan implementar un sistema de cogeneración, para la producción de electricidad y energía térmica, en dos hoteles (HOTEL EL MORADO LODGE y HOTEL NOI PUMA LODGE), los cuales no presentan conexión a la red.

El proyecto consiste en producir energía eléctrica a través de un grupo electrógeno y aprovechar sus calores residuales para generar agua caliente. En el HOTEL EL MORADO LODGE se utiliza el calor para mantener una piscina de 172 m³ a 30 °C, mientras que en el HOTEL EL MORADO LODGE se utiliza con la finalidad de precalentar el agua que ingresa a la caldera principal de la instalación.

El principal desafío del proyecto es diseñar e incorporar un kit de cogeneración a un grupo electrógeno a GLP a un bajo costo y con componentes que se encuentren en el mercado nacional.

6.4 RESEÑA DE LA ACTUALIDAD DE MOTORES ALTERNATIVOS EN LA COGENERACIÓN

Los motores alternativos de combustión interna son una tecnología establecida y utilizada ampliamente a nivel mundial. Se estima una producción de motores de 200 millones de unidades por año [14]. Dicha tecnología presenta dos principales tipos: *Spark-ignition engine* (motor con ignición por chispa o motor Otto) y Diesel. Actualmente, los motores son fundamentales en el transporte y en usos estacionarios. Sus tamaños pueden variar desde una producción de una pequeña fracción de caballos de fuerza hasta 80 MW. La larga historia del desarrollo tecnológico ha contribuido a fabricar motores robustos y altamente confiables. Se presenta como una buena alternativa para aplicaciones en CHP (*Combined Heat and Power*, también llamado cogeneración) [13]. A continuación, se muestran aplicaciones de usos estacionarios, además, en la tabla 6.3 se muestran algunas características de los actuales motores alternativos:

- CHP (presente en sector residencial/comercial, hospitales, colegios, industrias, entre otros).
- Sistemas de generación de emergencia o *standby*.
- *Peak shaving* (suministro de energía eléctrica para peaks de demandas).

Tabla 6.3: Principales características de los motores a combustión interna para generadores eléctricos.

Rango de tamaño	Existen generadores desde los 10 kW hasta los 18 MW
Output térmico	Los generadores pueden producir agua caliente, vapor de baja entalpía y agua fría (utilizando un sistema de absorción)
Partida rápida	El sistema de partida rápida de los generadores actuales permite que estos satisfagan la demanda suministro ante emergencias o realizar peak shaving
Capacidad de <i>black-start</i>	Los generadores no requieren de estar suministrados eléctricamente para su partida, ya que generalmente cuentan con una batería.
Operación a carga parcial	Los generadores permiten funcionar a distintos niveles de carga
Confiabilidad y vida	Los generadores son una tecnología con elevada confiabilidad y vida si reciben el mantenimiento adecuado
Emisiones	Si bien los generadores diésel tienen elevados niveles de emisión de Nox, los motores a gas muestran un mejor desempeño

Fuente: [13].

6.4.1 APROVECHAMIENTO DE CALOR

La economía térmica que ofrecen los motores depende del aprovechamiento efectivo de la energía térmica contenida en los gases de escape y la refrigeración, que representan entre un 60 % a un 70 % de la energía total disponible en el combustible. Las mayores pérdidas energéticas de un motor a combustión corresponden a la refrigeración del motor y gases de escape. En una menor medida, les siguen la refrigeración del aceite lubricante y el aftercooler e intercooler (en el caso de ser un motor turbo-alimentado). Es importante mencionar que algunos motores integran la refrigeración del aceite lubricante y del motor en un mismo radiador.

Existen tres principales intervenciones que se pueden realizar a un motor alternativo para aprovechar el calor. La principal diferencia entre los distintos ciclos radica en el producto que se obtiene, que puede ser agua caliente o vapor de baja entalpía. A continuación, se describen los ciclos:

Closed-loop cooling systems (sistema de refrigeración ciclo cerrado): Este tipo de ciclo corresponde al método más común para recuperar calor (figura 6.5). Estos sistemas están diseñados para enfriar el motor mediante la circulación forzada del refrigerante a través de los pasajes del motor y un intercambiador de calor externo. Este tipo de sistema puede operar a temperaturas de refrigerante de 87 °C a 121 °C). Dependiendo de los requisitos del motor y del sistema CHP, el enfriamiento del aceite lubricante y el aftercooler del turbocompresor pueden ser separados.

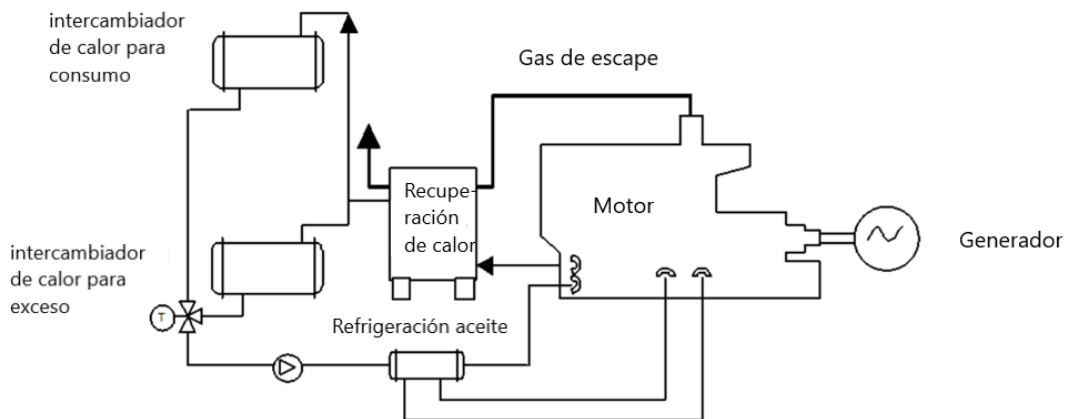


Figura 6.5 Representación sistema de refrigeración de ciclo cerrado. Fuente: [13].

Ebullient Cooling Systems (Sistemas de refrigeración en ebullición): estos sistemas refrigeran el motor mediante la circulación natural de un refrigerante en ebullición a través del motor. Se usa típicamente junto con la recuperación del calor del escape para la producción de vapor a baja presión. El fluido refrigerante se introduce en la parte inferior del motor y debido a las altas temperaturas este comienza a hervir. La formación de burbujas reduce la densidad del refrigerante, causando una circulación natural en la parte superior del motor.

El refrigerante en la salida del motor se mantiene en condiciones de vapor saturado y generalmente se limita a 121 °C y un máximo de 15 psig. El agua de enfriamiento de entrada también está cerca de las condiciones de saturación y generalmente es de 2 a 3 °F (~1 °C) por debajo de la temperatura de salida. La temperatura, uniforme en todo el circuito de refrigerante extiende la vida del motor y contribuye a mejorar las eficiencias de la combustión.

Exhaust Heat Recovery (Recuperación de calor de escape): el calor de los gases de escape puede ser usado para generar agua caliente hasta 230 °F o vapor hasta 400 psig. Con la finalidad de evitar los efectos corrosivos debido a la condensación de los gases de escape, los sistemas de recuperación de gases solo aprovechan una parte del calor. Por esta razón, la mayoría de las unidades de recuperación de calor están diseñadas para una temperatura de salida del intercambio de 350 °F.

La recuperación del calor del escape es independiente del sistema de enfriamiento del motor. Lo que permite una intervención que puede o no considerar la refrigeración del motor. En el caso de ser considerado el sistema de refrigeración en el sistema CHP, el agua caliente del enfriamiento del motor puede ser utilizada como agua de alimentación o de precalentamiento para pasar por el aftercooler y luego hacer intercambio de calor con los gases de escape.

6.4.2 CLASIFICACIÓN DE MOTORES POR VELOCIDAD

Los motores alternativos se clasifican según velocidad en: alta, media y baja (como se muestra en la tabla 6.4). Generalmente, la generación eléctrica se realiza a 50 hz o 60 hz. Entonces, para los 50 hz el motor debe operar con 1.000, 1.500 o 3.000 rpm y para el caso de 60 hz se requeriría 1.200, 1.800, 3.600 rpm.

Tabla 6.4: Tipos de motores y clasificación por velocidad.

Clasificación por velocidad	velocidad de giro rpm	<i>Stoic/Rich Burn,</i> Motor a gas	<i>Lean Burn,</i> Motor a gas	Motor Dual	Diesel
Alta velocidad	1.000-3.600	0,01-1,5 MW	0,15-3,0 MW	1,0-3,5 MW	0,01-3,5 MW
velocidad media	275-1.000	-	1,0-18 MW	1,0-17 MW	0,5-18 MW
velocidad baja	58-275	-	-	2,0-84 MW	2,0-84 MW

Fuente: [13].

La potencia de salida del motor es, aproximadamente, proporcional su velocidad, lo que permite a los motores de alta velocidad tener una mayor producción por unidad de desplazamiento (tamaño del cilindro). Por consiguiente, los motores de alta velocidad generalmente tienen los costos de producción más bajos de \$/kW producido. Sin embargo, para hacer una evaluación de costo - beneficios se deben considerar otros factores. Por ejemplo, los motores de alta velocidad más pequeños tienen menor eficiencia que los motores más grandes y de menor velocidad. Esto se debe a la menor razón de área de superficial y de volumen que tienen los motores de mayores tamaños en los cilindros, que se traduce en pérdidas ligeramente menores. Además, los motores de mayor velocidad tienden a presentar tasas mayores de desgaste, lo que implica más detenciones, revisiones, mantenciones y reparaciones. Estos factores, a menudo, son más importantes que el factor \$/kW.

Los motores de velocidad media se encuentran presentes en aplicaciones de motores marinos y locomotoras. Estos tienden a tener un costo más alto, sin embargo, son más eficientes que los motores de alta velocidad.

Debido a su tamaño físico masivo y su alto costo de instalación, los motores de baja velocidad están siendo remplazados por los de alta y media. El uso de los motores de baja velocidad se restringe principalmente a la marina.

6.4.3 TIPOS DE POTENCIA SEGÚN INTENSIDAD DE CARGA

La mayoría de los fabricantes de grupos electrógenos asignan 3 potencias según la intensidad de la carga.

- **Potencia *Standby*:** para uso intermitente con cargas completas, parciales o cíclicas por un tiempo relativamente corto (menor a 100 horas al año). La potencia *Standby* corresponde a la máxima potencia eléctrica capaz de generar.
- **Potencia *Prime*:** corresponde a la potencia capaz de generar por tiempo ilimitado (excepto para apagados por mantenimientos) con cargas variables. Se considera 80 % - 85 % de la potencia en *Standby*.
- ***Baseload (Continuos)*:** Uso continuo por tiempo ilimitado a máxima carga. Se considera 70 % - 75 % de la potencia en *Standby*.

6.4.4 DESEMPEÑO

En la tabla 6.5 se resumen los desempeños típicos de sistemas CHP comerciales desde un rango de 100 kW a 9 MW. Este rango cubre la mayoría de los sistemas CHP existentes en el mercado. Los valores para las eficiencias y las capacidades caloríficas son tomados de datos de la industria y especificaciones técnicas de los fabricantes. Los distintos calores aprovechados son estimados a partir de la producción de agua caliente o vapor de baja entalpía.

Tabla 6.5: Desempeño típico de sistemas CHP.

Costos y características de desempeño	1	2	3	4	5
Capacidad eléctrica continua kW	100	633	1.121	3.326	9.341
Costo total instalado en el 2013 \$/kW	2.900	2.837	2.366	1.801	1.433
Razón del Calor aportado por potencia eléctrica generada BTU/kW HHV	12.637	9.896	9.264	8.454	8.207
Eficiencia electromecánica % HHV	27,0%	34,5%	36,8%	40,4%	41,6%
Velocidad de giro rpm	2.500	1.800	1.800	1.500	720
Consumo de combustible MMBTU/h HHV	1,26	6,26	10,38	28,12	76,66
Presión de gas requerida psig	0,4-1,0	>1,16	>1,74	>1,74	75
Características CHP					
Flujo gases de escape 1.000 lb/h	1,20	7,89	13,68	40,17	120,00
Temperatura de gases de escape °F	1.200	941	797	721	663
Calor recuperado de gases de escape MMBTU/h	0,21	1,48	2,00	5,03	10,00
Calor recuperado de refrigeración de motor MMBTU/h	0,46	0,72	1,29	1,63	4,27
Calor recuperado del aceite MMBTU/h	incl.	0,27	0,44	1,12	5,00
Calor recuperado del <i>intercooler</i> MMBTU/h	n/a	0,31	0,59	2,89	7,54
Calor total recuperado MMBTU/h	0,67	2,78	4,32	10,67	26,81
Calor total recuperado kW	196	815	1.266	3.126	7.857

Fuente: [13].

Tabla 6.6: Eficiencia eléctrica sistemas CHP.

Costo y características de del desempeño	1	2	3	4	5
Forma de recuperación de calor	agua líquida	agua líquida	agua líquida	agua líquida	agua líquida, vapor
Eficiencia total %	80	78,90	78,40	78,30	76,50
Calor aportado/calor disponible en el combustible %	53	44,40	41,60	37,90	35
Razón de potencia eléctrica aportada/calor aportado	0,51	0,78	0,89	1,06	1,19

Fuente: [13].

En la tabla 6.6 los datos muestran que la eficiencia eléctrica aumenta a medida que aumenta el tamaño del motor. Como aumenta la eficiencia eléctrica, la cantidad absoluta de energía térmica disponible para producir energía térmica útil disminuye por unidad de potencia entregada. Lográndose, de esta manera, mayor eficiencia global para motores de menor tamaño.

6.4.4.1 EFECTOS DEL CONSUMO PARCIAL EN MOTORES ALTERNATIVOS

La generación de potencia eléctrica con aplicaciones en CHP, se realiza generalmente acoplando un motor y un alternador síncrono a una velocidad constante para producir corriente alterna (AC). Si la carga del sistema disminuye, la tasa de generación de calor en motores Otto aumenta y la eficiencia disminuye. En la figura 6.6 se muestra la eficiencia de un motor Otto a gas natural sometido a carga parcial. En la figura es posible notar que la eficiencia con una carga del 50 % es, aproximadamente, 8 a 10 puntos menos que la eficiencia a plena carga.

Los motores Diesel presentan características de carga parcial más favorables que los motores ciclo Otto. La curva de eficiencia para motores Diesel es relativamente plana entre el 50 % y 100 % de carga.

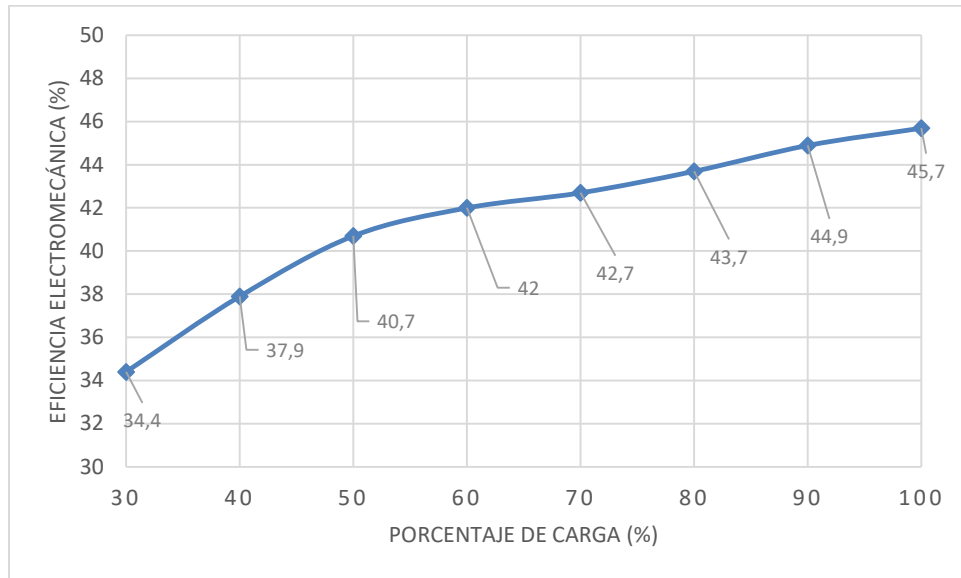


Figura 6.6 Eficiencia eléctrica LHV vs porcentaje de carga para un motor típico a GLP (GE Wartsila 20V34SG). Fuente: [13].

6.4.4.2 EFECTOS DEL MEDIO AMBIENTE EN EL DESEMPEÑO DE MOTORES ALTERNATIVOS

El desempeño del equipo se ve afectada por la temperatura y la presión (*derating* o “derateo”). Se considera que la eficiencia y la potencia se reduce aproximadamente 4 % por cada 1.000 ft de altura sobre los 1.000 ft de altura y un 1 % por cada 10 °F sobre los 77 °F.

6.5 ANTECEDENTES DEL PROYECTO

6.6 LEVANTAMIENTO TÉCNICO

En esta sección se exponen las características generales del hotel en estudio, una descripción de los equipos generadores existentes y se caracteriza la demanda energética.

El HOTEL EL MORADO LODGE se encuentra ubicado en el camino al Volcán km. 75,6 – Lo Valdés, Cajón del Maipo a una altura geográfica aproximada de 2.000 m.s.n.m. El lugar presenta una temperatura máxima y mínima promedio de 17 °C y 4 °C respectivamente, su demanda energética depende directamente de la cantidad de huéspedes, variando desde un 60 % de su capacidad en invierno a un 100 % en verano.

Actualmente se dispone de un grupo generador de 20 kW, el cual tiene un funcionamiento permanente, siendo capaz de satisfacer la demanda de energía eléctrica. Por otro lado, el hotel posee dentro de sus instalaciones 70 paneles solares fotovoltaicos de 300 Wp aproximados. El uso del sistema fotovoltaico Off – grid se proyecta utilizarlo durante la noche, por medio de baterías. En la tabla 6.7 se muestra un cuadro resumen de la potencia total instalada. Se utilizan las siglas TDA para tablero de alumbrado, TDF para tablero de fuerza y TDFC para tablero de calefacción.

Tabla 6.7: Cuadro resumen de potencia instalada en el hotel.

DESIGNACIÓN	Potencia instalada kW	Factor de planta	Potencia demandada kW
TDA	10,0	1	10,0
TDF	9,0	1	9,0
TDFC clima. y calefacción	21,1	1	21,1
TDF bombas de agua de piscina y spa	18,8	1	18,8
TDFC aire acondicionado de recepción	5,5	1	5,5
TDFC aire acondicionado de cafetería	5,5	1	5,5
TDFC aire acondicionado de sala de masaje	2,0	1	2,0
Totales	71,88	-	71,88
Potencia total instalada		71,88	
Potencia total instalada con FP		71,88	
Grupo electrógeno		72 kW - 90 kVA	

Fuente: Elaboración propia.

Debido a la alta demanda ocupacional durante el verano, se decide ampliar las instalaciones, por esta razón se proyecta una potencia de 52 kW extra. Para suplir dicho aumento se evalúa la posibilidad de un sistema de cogeneración.

El sistema de cogeneración recibe dos variables principales de interés, por un lado, la demanda de la potencia eléctrica y por otro, la demanda de la potencia térmica necesaria para calentar la piscina de interior. Esta última depende de tres principales factores: la temperatura deseada en la piscina, el aumento de temperatura posible de generar y el caudal que se impulsa. El hotel cuenta con un sistema de bombeo que determina el caudal, el cual es utilizado para todos los cálculos y estimaciones.

La bomba instalada corresponde a una AstralPool. En la figura 6.7 y 6.8 se aprecia una imagen de su placa y su curva de rendimiento Caudal – Altura respectivamente. Se determina que esta se encuentra impulsando 21,5 m³/h. Es importante mencionar, que la red de agua es de PVC y su diámetro es de 2 in.

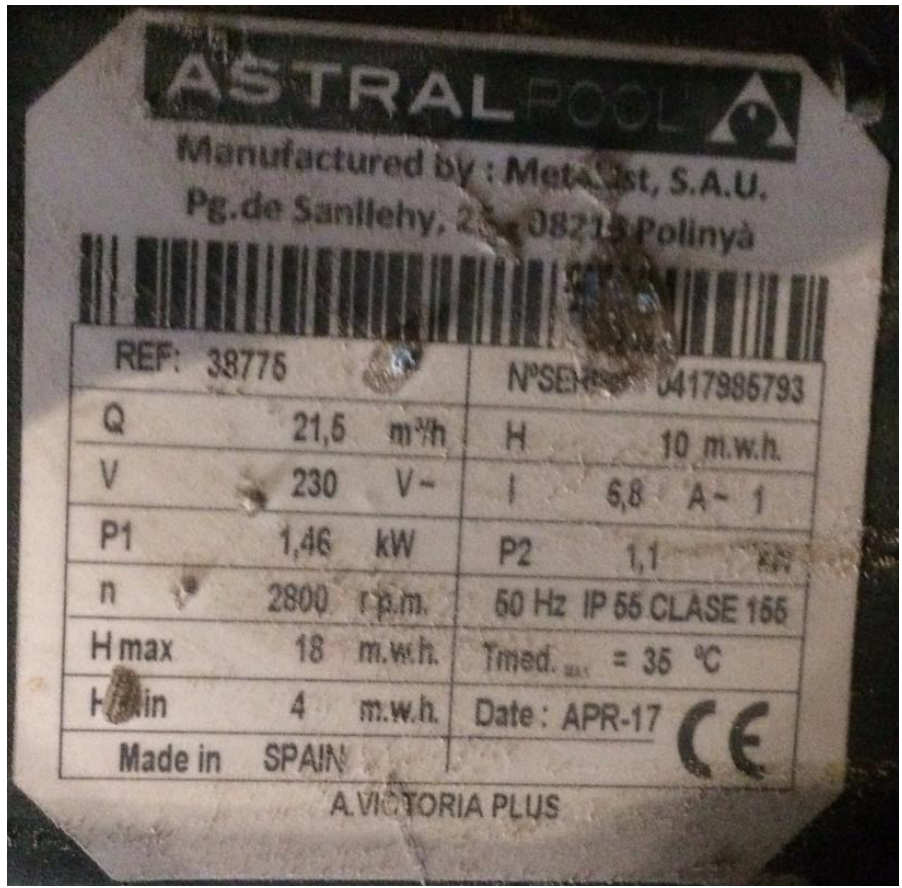


Figura 6.7 Placa de Bomba Centrífuga Fuente: Elaboración propia.

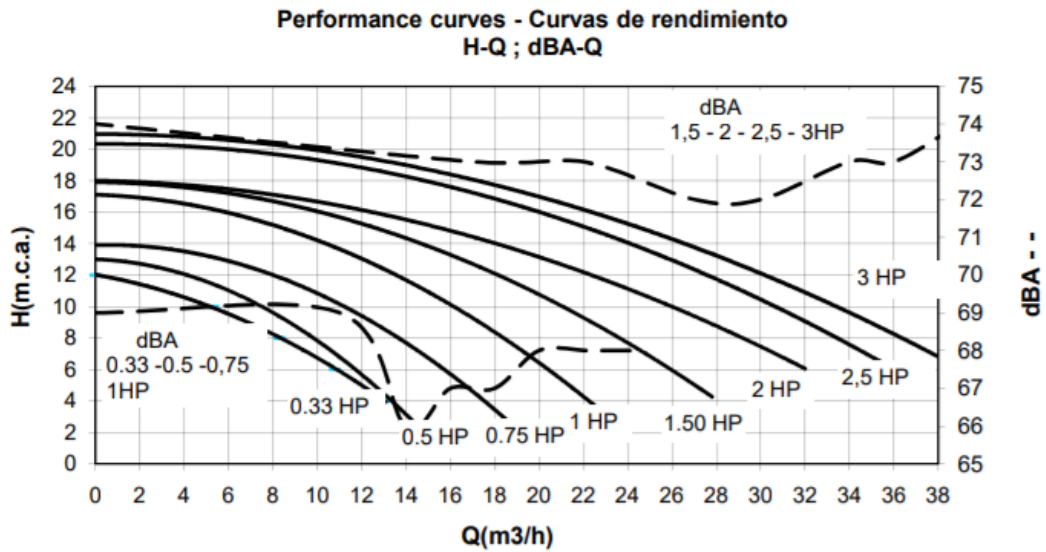


Figura 6.8 Curva de Rendimiento de Bomba Centrífuga Astral Pool. Fuente: [14].

6.7 DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO

Para la generación remota es de amplio y común el uso del GE que corresponde a un equipo que integra un motor a combustión interna y un alternador eléctrico. Los grupos más comunes para la generación remota en Chile son del tipo Diesel, sin embargo, en el presente proyecto se trabaja con un grupo electrógeno a GLP. En el Anexo A se muestran las especificaciones técnicas en detalle del equipo.

El equipo corresponde a un ensamble montado sobre un skid (estructura metálica utilizada para posicionar el equipo) dotado de aisladores de vibraciones. El skid dispone de un radiador el cual es ventilado forzosamente por un ventilador impulsado por el motor. Es importante mencionar, que el radiador se divide en dos secciones: la parte superior corresponde al *aftercooler* y la parte inferior corresponde al sistema de refrigeración del motor, que integra la refrigeración del aceite.

Las características generales del GE se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 6.8 Características principales grupo electrógeno.

Tipo	PSI 8,8 L
Velocidad de operación	1.800 rpm
Aspiración	Turbo alimentado
Consumo GLP al 100% de carga	20,2 Nm ³ /h
Potencia eléctrica al 100% de carga	150 kWe

Fuente: [15].

Sin embargo, los efectos ambientales del sitio, junto a las condiciones de operación causan una disminución en algunos de los parámetros expuestos en la tabla 6.1. A continuación se especifican cada uno de los efectos que merman el funcionamiento del equipo:

- **Velocidad de operación:** El equipo trabaja a 1.500 rpm. Según la sección 6.4.2 del presente documento, la potencia eléctrica efectiva es proporcional a la velocidad de operación, por lo tanto, es posible determinar que el grupo electrógeno ve disminuida su potencia efectiva en un 16,7 %.
- **Efecto de la altura:** De acuerdo con lo expresado en el apartado 6.4.4.2 el desempeño del equipo se ve afectado dependiendo del ambiente en el cual se encuentre. El hotel se encuentra aproximadamente a 2.000 m.s.n.m., por lo tanto, el grupo sufre una disminución de un 22 % en su potencia efectiva.
- No existe disminución de la potencia debido a la temperatura, ya que el grupo electrógeno se encuentra al interior de una cabina que presenta un sistema de ventilación adecuado.

Finalmente, considerando las condiciones a las que se somete el grupo electrógeno, los parámetros esperados se resumen en la siguiente tabla:

Tabla 6.9 Características grupo electrógeno en condiciones de operación.

Velocidad de operación	1.500 rpm
Máxima potencia eléctrica efectiva	97,19 kW _e
Rendimiento electromecánico	32 %
Consumo GLP a potencia máxima	13,15 Nm ³ /h

Fuente: [15].

7 SOLUCIÓN PROPUESTA

La solución propuesta, para la cogeneración, considera la modificación del sistema de refrigeración del motor y el aprovechamiento de los gases de escape para la producción de agua de piscina caliente. Se deja fuera aftercooler debido al bajo aporte calorífico. Lo anterior corresponde a un ***Closed-loop cooling systems with Exhaust Heat Recovery***.

Las ventajas de intervenir el sistema de refrigeración y el sistema de escape son:

- Trabajan de forma independiente, es decir, la modificación de uno no guarda relación con el funcionamiento normal del otro.
- La intervención de ambos sistemas no genera mayores alteraciones al funcionamiento normal del motor:
 - **Para el caso del refrigerante**, el grupo electrógeno dispone de un sistema de control que mantiene al motor operando en un rango de temperatura adecuado. Entonces, el caudal impulsado por la bomba de refrigeración es tal que el motor trabaje en un rango normal de temperatura. Por lo tanto, no existe riesgo de que el motor sea subenfriado o sobre calentado.
 - **Para el caso del sistema de escape** corresponde al sistema de expulsión y, por lo tanto, se encuentra fuera del motor. La gran consideración que se debe tener en cuenta es no vencer la contrapresión admisible en el ducto de escape. Básicamente, esto hace referencia a no generar una pérdida de carga tal que no se logren expulsar los gases al ambiente.

7.1 FUNCIONAMIENTO Y DIAGRAMA DE FLUJO

Como sugiere la literatura y evidentemente para hacer más eficiente la transferencia de calor, su producción se realiza en dos etapas. Primero se hace un intercambio térmico con el sistema de refrigeración, que posee una menor temperatura y luego con el sistema de gases de escape. Es decir, se disponen ambas etapas de intercambio térmico en serie.

Respecto a los equipos que se desean utilizar para realizar el intercambio térmico, se tiene que los de mejor desempeño y más amplio uso para líquidos sin mezcla son los intercambiadores de placa. Por otro lado, para el caso de un intercambio sin mezcla entre gas y líquido es de común uso los intercambiadores de tubo y carcasa.

A continuación, en la figura 7.1 se muestra el diagrama de flujo donde se expone la solución preliminar.

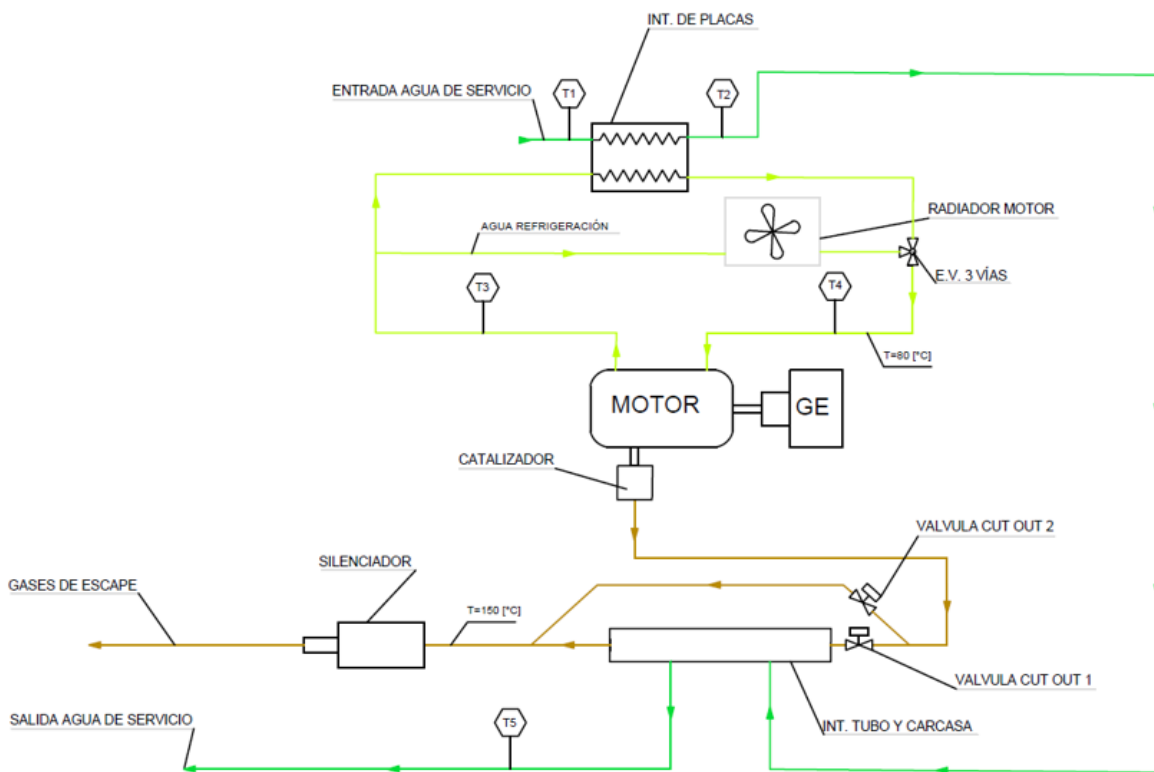


Figura 7.1 Diagrama de flujo. Fuente: Elaboración Propia.

El funcionamiento del sistema se basa en la permanente circulación del agua de la piscina por el sistema de cogeneración. El accionamiento de la cogeneración, es decir, la producción conjunta de calor y energía eléctrica depende del desvío de las fuentes que producen calor a los intercambiadores de calor. Entonces, se tiene lo siguiente:

- El sistema tendrá dos modos de operación: cogeneración y generación de energía eléctrica.
- El agua de la piscina circula permanentemente por el sistema independiente en el modo en que se encuentre.
- Las dos fuentes térmicas calientan en conjunto, es decir. Ambas calientan o ninguna calienta.
- El refrigerante en modo cogeneración es desviado por una válvula de 3 vías y es obligado a pasar por un intercambiador de placas y en modo generación es obligado a pasar por el radiador.
- Los gases de escape en modo de cogeneración son desviados al intercambiador de tubos y carcasa y en modo generación son conducido al ducto de escape.

8 CRITERIOS DE DISEÑO

Como no se dispone de datos del grupo electrógeno a intervenir, para conocer las características de operación, se utilizan datos referenciales de una unidad cogeneradora Senergie modelo 9408TI, cuya capacidad es de 140 kW_e, con una eficiencia electromecánica de un 34,15 %, funciona a base de GLP, es turbo alimentado y opera a 1500 rpm (Es similar al generador que se desea intervenir, en el Anexo A se adjunta ficha técnica completa).

8.1 CIRCUITO DE REFRIGERANTE

8.1.1 DEFINICIONES

Se denomina circuito de refrigerante al circuito interno del motor y radiador intervenido por el kit de cogeneración. Básicamente, este incorpora los siguientes componentes:

- Bomba de circulación interna de refrigerante.
- Radiador.
- Intercambiador de placas.
- Válvula de tres vías.

8.1.2 CARACTERÍSTICAS

El circuito de refrigerante tiene las siguientes características:

- Fluido de trabajo: coolant (etilenglicol al 30 %) con inhibidores de corrosión.
- Caudal 12,54 m³/h.
- Temperatura máxima de operación: 88 °C.
- Diámetro circuito refrigerante del motor: 1 ¼ in.

8.1.3 CONSIDERACIONES DE DISEÑO

- Aportar baja pérdida de carga al sistema para no afectar funcionamiento interno del motor.
- Uniones flexibles con grupo electrógeno, para no transmitir vibraciones del motor a las componentes.
- En funcionamiento de cogeneración y generación debe refrigerar el motor adecuadamente.
- En modo cogeneración, la válvula de 3 vías debe ser capaz de desviar la totalidad del flujo del refrigerante al intercambiador de placas. Y en generación, dejar circular la totalidad del flujo por el radiador.
- La válvula debe operar automáticamente y soportar las temperaturas a las que está sometida.
- El intercambiador de placas debe ser apto para la circulación de líquido corrosivo (agua de piscina). Además, se debe considerar una fácil extracción ante un eventual mantenimiento, limpieza, entre otros.

8.1.4 MATERIALIDAD DE LA RED

Como el fluido que circula por el motor no es corrosivo, el *pipng* se realiza en cañería de acero negro A53 Gr. B SCH. 40. Las uniones flexibles se realizan en mangueras de caucho cuya fabricación se destina para sistemas de refrigeración automotriz. Es importante mencionar que las uniones flexibles se realizan con abrazaderas. En la figura 8.1 se muestra un ejemplo de manguera de caucho.



Figura 8.1 Mangueras utilizadas. Fuente: [16].

8.2 CIRCUITO DE GASES

8.2.1 DEFINICIONES

El circuito de gases corresponde al compuesto por los ductos que guían los gases de escape al ambiente. Se integra por los siguientes componentes.

- Catalizador.
- Silenciador.
- Intercambiador de tubo y carcasa.
- 2 válvulas automáticas.

8.2.2 CARACTERÍSTICAS

- Temperatura máxima de los gases: 470 °C.
- Flujo de gases: 917,61 kg/h; 710,34 Nm³/h.
- Máxima contrapresión admisible del motor 50 mbarg.
- Diámetro ducto de escape: 3 in.

8.2.3 CONSIDERACIONES DE DISEÑO

- Soportar altas temperaturas.
- Ciclos de carga térmica, es decir, soportar fatiga térmica.
 - Esto se debe a que el funcionamiento del sistema de cogeneración depende del desvío de los gases de escape hacia el intercambiador o al ambiente.
- Unión flexible al motor que soporten altas temperatura.
- Generar una pérdida de carga inferior a la contrapresión recomendada por el fabricante.
- Soportar la posible formación de condensado.
 - Si bien se busca diseñar con la finalidad de evitar la condensación de los gases de escape, no se descarta su ocurrencia. Sin embargo, la formación de líquido se estima reducida.

8.2.4 MATERIALIDAD DEL DUCTO DE ESCAPE

El material seleccionado para los ductos es acero negro A53 GR B, pero a diferencia del refrigerante, se trabaja con tubería que presenta menor espesor y por lo tanto bajo peso. Por otro lado, la unión flexible con el motor se realiza con flexible de doble malla. Estas uniones son de acero inoxidable AISI 304 y son de común uso en la industria automotriz. En la figura 8.2 se muestra un ejemplo de flexible de doble malla.



Figura 8.2 Unión flexible de doble malla. Fuente: [17].

8.3 INTERCAMBIADOR DE TUBOS Y CARCASA

8.3.1 DEFINICIÓN

Un intercambiador de tubo y carcasa (ITC) es un equipo que permite el intercambio térmico entre dos fluidos sin mezclarlos.

Es usual que los ITC sean clasificados y construidos acorde a los estándares TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) standards (TEMA, 1999). Existen estándares ASME, DIN u otros europeos, sin embargo, la de mayor renombre en este rubro es la TEMA. En el sistema TEMA, los ITC se clasifican según la combinación de tres letras. La primera letra indica el tipo de cabezal de entrada, la segunda el tipo de carcasa y la tercera el cabezal de salida [18].

El tipo ITC empleado en el proyecto responde a la necesidad de generar la menor pérdida de carga en los gases de escape, por lo que se elige el tipo BEM¹ (figura 8.3), que corresponde a un ITC con un paso por la carcasa y un paso por los tubos.

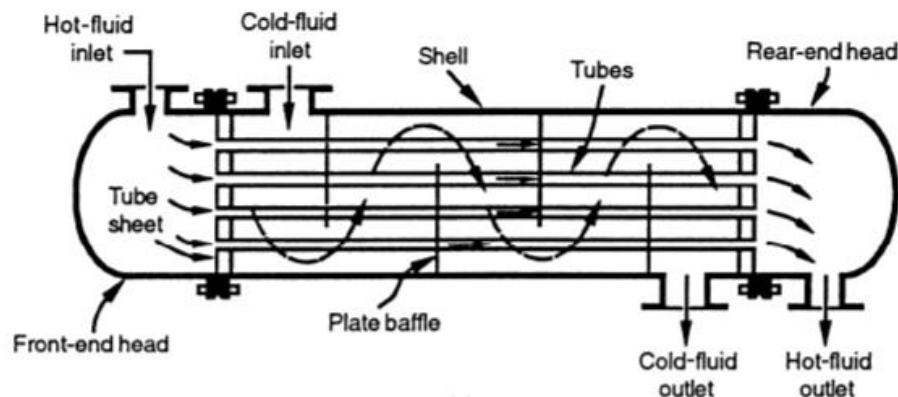


Figura 8.3: ITC tipo BEM. Fuente: [18].

La configuración que se construye pasa los gases por el haz de tubo y el intercambio térmico se realiza a contracorriente. Por lo tanto, por el exterior circula el agua de piscina, que corresponde a un agua con contenido mineral (agua dura) e hipoclorito de sodio o cloro comercial.

El dimensionamiento del intercambiador se realiza mediante la determinación del área de intercambio, mediante el método NTU y el método de temperatura media logarítmica. Es importante mencionar que en la actualidad se ha optimizado bastante el diseño de los ITC (respecto a costos, transferencia de calor, tamaño, pérdida de carga, entre otros), empleando métodos computacionales en simulaciones en CFD, algoritmos genéticos, entre

¹ En Anexo b se muestra la figura 0.5 con el sistema de clasificación utilizado.

otros. Sin embargo, el objetivo del presente trabajo de título busca desarrollar un equipo robusto y funcional por lo que no se destina tiempo a investigar en detalle el estado del arte del desarrollo y diseño del intercambiador.

8.3.2 CARACTERÍSTICAS

A continuación, se muestran las características de los flujos que circulan por el ITC (gases de escape y agua de piscina):

- Temperatura máxima gases de escape: 470 °C.
- Temperatura máxima de agua de piscina: 40 °C.
- Flujo de gases: 674,8 kg/h.
- Flujo de agua de piscina: 21 m³/h.
- Máxima contrapresión admisible: 50 mbarg.
- Diámetro ducto de escape: 3 in.
- Diámetro circuito agua de piscina: 2 in.

8.3.3 CONSIDERACIONES DE DISEÑO

- Generar la menor pérdida de carga posible en el circuito de gases.
 - Para generar baja pérdida de carga se decide respetar el área de la sección de paso de los gases de escape dada por un diámetro de 3 in. Por la dificultad constructiva que implica soldar una gran cantidad de tubos, se considera conveniente utilizar tubos de ½ in SCH 10.
- Soportar altas temperaturas.
 - Una de las consecuencias del aumento de la temperatura es la dilatación térmica. Como se considera que el gas fluye por el haz de tubos, estos se expanden, siendo la dilatación longitudinal la de mayor relevancia. En algunos casos los ITC son dotados de juntas de expansión. Sin embargo, se descarta su incorporación por temas económicos, sumado a que se diseña para que la dilatación axial se mantenga en un rango aceptable.
- Como se trata de un ITC que enfría gases, es posible que haya condensación de estos en su interior. Es importante dotarlo de un despiche.
 - Es de suma importancia impedir la condensación hacia el interior del motor, pues puede originar una falla catastrófica.
- Circulación de fluidos corrosivos en su interior.
- Debido a que se busca calentar agua y se trabaja con temperaturas relativamente elevadas, el sistema debe considerar una medida de seguridad ante una posible estanquidad del agua de piscina. Por lo tanto, el ITC debe incorporar una válvula de alivio.

- Su diseño debe permitir su fácil extracción ante una falla.
- Debido al funcionamiento del sistema, el ITC está expuesto a ciclos de carga térmica, ya que el funcionamiento de la cogeneración depende a la circulación de gases por su interior o no. Esto puede ser fuente de falla por fatiga térmica.

8.3.4 MATERIALIDAD

El material que se elige para la fabricación del ITC corresponde al Acero AISI 304 L, que presenta buena resistencia a la corrosión, conformado en frío y soldabilidad. La soldadura a utilizar es la AWS E 308 [19].

8.4 CONTROL AUTOMÁTICO

El sistema de control tiene las siguientes consideraciones:

- Al encender el GE automáticamente el sistema debe operar en modo de "no cogeneración". Esto implica que la válvula de 3 vías debe dejar circular el líquido refrigerante por el radiador del motor y las válvulas de los gases de escape deben encontrarse de tal manera que permitan el desvío de los gases hacia el ambiente. Es decir, la válvula que va hacia el ITC debe encontrarse completamente cerrada y la válvula dispuesta en el bypass completamente abierta.
- El operador de la máquina debe poder presionar un botón para activar/desactivar el sistema de cogeneración, lo que acciona la apertura y cierre (sincronizado) de la válvula de gases que se encuentra en el ITC y el bypass respectivamente; sumado a que la válvula de 3 vías debe cambiar su posición por completo.
- El sistema debe considerar ingresar una temperatura deseada a la salida de la unidad cogeneradora. Si el sistema alcanza esta temperatura debe dejar de cogenerar pasando a modo generación. Para evitar que el sistema oscile entre ambos modos de operación, se debe considerar un *delay* para accionar automáticamente la cogeneración.
- El tablero de control debe contar con pantalla para visualizar las temperaturas (T1, T2, T3, T4 y T5).

Respecto a los sistemas de emergencia se considera:

- Cuando T4 (entrada del refrigerante al motor) supera los 90 C el sistema debe dejar de cogenerar. Si esta disminuye, el sistema debe volver automáticamente a cogenerar. También, se debe considerar *delay* para evitar la oscilación del sistema.

- Cuando T1 o T5 (entrada/salida agua cliente) supera los 50 C el sistema debe dejar de cogenerar y no volver a operar en modo cogeneración, pues es un síntoma de falla. La cogeneración puede volver a funcionar si el operador lo cambia manualmente en el monitor.

9 MÉTODO DE CÁLCULO DEL COGENERADOR

9.1 CARACTERIZACIÓN DE LA DEMANDA TÉRMICA DE LA PISCINA DE INTERIOR

Para caracterizar la demanda energética en la climatización de la piscina es necesario determinar las siguientes pérdidas, que se muestran en la figura 9.1:

- \dot{Q}_{evap} W: Pérdidas de calor producidas por la evaporación del agua contenida.
- \dot{Q}_{rad} W: Transferencia de calor producida por la radiación entre el agua de la piscina y el aire contenido en el recinto.
- \dot{Q}_{conv} W: Transferencia de calor por convección entre la superficie de la piscina y el aire.
- \dot{Q}_{cond} W: Pérdidas de calor por conducción a través de las paredes de la piscina.
- \dot{Q}_{renv} W: Pérdidas de calor debido a la renovación del agua.

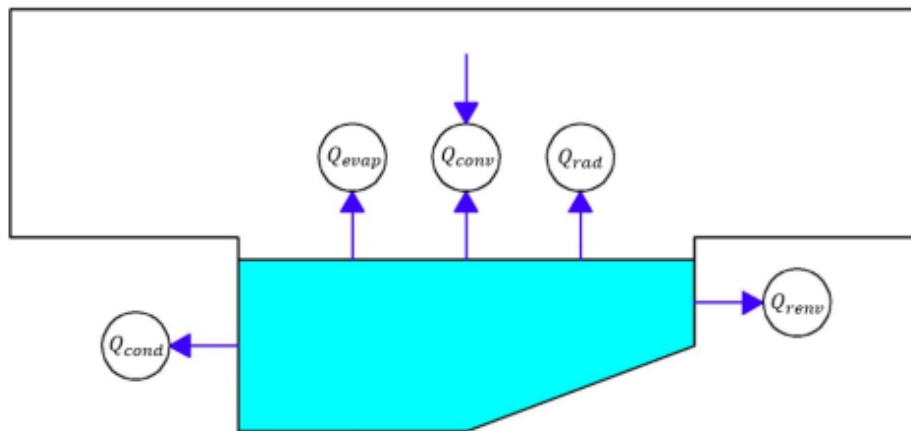


Figura 9.1 Representación de las pérdidas de calor en una piscina. Fuente: [20].

Por lo tanto, para mantener una temperatura definida al interior de una piscina, el aporte térmico debe ser igual a la suma de las pérdidas de calor:

$$\dot{Q}_{CP} = \dot{Q}_{evap} + \dot{Q}_{rad} + \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{cond} + \dot{Q}_{renv} \quad (9.1)$$

Donde \dot{Q}_{CP} en W corresponde a la potencia calorífica requerida para mantener la piscina a un cierto nivel de temperatura.

9.1.1 PÉRDIDAS DE CALOR POR LA EVAPORACIÓN DEL AGUA

Para determinar las pérdidas de calor que sufre el sistema producto de la evaporación del agua se utiliza la expresión de Bernier [20] con la finalidad de obtener la tasa de evaporación M_e , que contempla dos factores:

- Piscina sin agitación (sin ocupación): Coeficiente equivalente a 16 kg_{aire}/hm².
- Piscina con ocupación: Coeficiente equivalente a 133 kg_{aire}/hm².

De esta manera la tasa de evaporación de una piscina se determina mediante:

$$M_e = S_{pisc} \cdot \left(\frac{16 + 133n_o}{3600} \right) \cdot (w_e - G_a \cdot w_{as}) \quad (9.2)$$

Donde S_{pisc} en m² corresponde a la superficie superior de la piscina, n_o en m⁻² es el número de ocupantes en la piscina por metro cuadrado, w_e corresponde a la humedad absoluta de aire saturado a la temperatura del agua, w_{as} es la humedad absoluta de aire saturado a la temperatura del aire y G_a la humedad relativa del ambiente.

n_o tiene valores entre 0,1 y 0,2. Para el caso particular estudiado se considera una piscina relativamente llena ($n_o = 0,2$) y una humedad relativa del lugar del 50%.

Los valores de la humedad absoluta del aire saturado se muestran en la tabla 9.1:

Tabla 9.1 Humedad absoluta del aire saturado.

T °C	Humedad absoluta kg _{agua} /kg _{aire}
16	0,0114
17	0,0123
18	0,0130
19	0,0139
20	0,0147
21	0,0155
22	0,0165
23	0,0177
24	0,0187
25	0,0200
26	0,0213
27	0,0225
28	0,0240

Fuente: [20].

Finalmente, para obtener las pérdidas producidas por la evaporación del agua se utiliza la siguiente relación:

$$\dot{Q}_{evap} = M_e \cdot L_{v,agua} \quad (9.3)$$

Donde $L_{v,agua} = 2,257 \cdot 10^6$ J/kg corresponde al calor latente de evaporación del agua.

9.1.2 TRANSFERENCIA DE CALOR POR RADIACIÓN DEL AGUA

El calor transferido por radiación, \dot{Q}_{rad} , entre el agua de la piscina y su ambiente se calcula mediante la expresión de transferencia de calor entre dos cuerpos grises:

$$\dot{Q}_{rad} = S_{pisc} \cdot \varepsilon_{ag} \cdot \sigma \cdot (T_{pisc}^4 - T_{rec}^4) \quad (9.4)$$

Donde $\varepsilon_{ag} = 0,95$ es la emisividad del agua, $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8}$ W/m²K⁴ la constante de Stefan-Boltzman, T_{pisc} en K es la temperatura de la superficie de la piscina y T_{rec} en K la temperatura del recinto.

9.1.3 TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN

La diferencia de temperaturas entre la piscina y el ambiente provoca un cambio en la densidad del aire contenido en el recinto, por lo tanto, la transferencia de calor se realiza mediante el proceso de convección natural. Para el cálculo se utiliza la correlación propuesta por Sebastián Jordi Noruega [1]. La correlación conserva el signo de la diferencia de temperaturas debido a que la transferencia de calor por convección puede ser una pérdida o una ganancia para el sistema.

$$\dot{Q}_{conv} = S_{pisc} \cdot 0,6426 \cdot |T_{pisc} - T_{aire}|^{\frac{4}{3}} \quad (9.5)$$

9.1.4 PÉRDIDAS POR CONDUCCIÓN

Corresponde al calor transferido por medio de las paredes de la piscina y este se expresa a través de la ecuación (9.6):

$$\dot{Q}_{cond} = S_{cerr,pisc} \cdot k_{cerr,pisc} \cdot (T_{pisc} - T_{pared}) \quad (9.6)$$

Donde $S_{cerr,pisc}$ en m^2 es la superficie de las paredes de la piscina, $k_{cerr,pisc}$ en W/mK la conductividad térmica del material de las paredes y T_{pared} en K la temperatura de las paredes.

9.1.5 PÉRDIDAS POR RENOVACIÓN DEL AGUA DE LA PISCINA

\dot{Q}_{renv} es una pérdida asociada al uso de la piscina, es decir al agua removida por los bañistas y al calor que se debe aportar para que el agua de renovación alcance el mismo nivel de temperatura que la piscina. Finalmente, las pérdidas por renovación se estiman mediante la ecuación (9.7).

$$\dot{Q}_{renv} = F_{renv} \cdot V_{pisc} \cdot \rho_{agua} \cdot C_{p,agua} \cdot (T_{pisc} - T_{renv}) \quad (9.7)$$

Donde F_{renv} es el porcentaje de renovación del volumen de la piscina en un día (5 % para este caso), V_{pisc} en m^3 el volumen de agua de la piscina y T_{renv} en K la temperatura a la cual se inyecta el agua de renovación a la piscina.

9.2 BALANCE ENERGÉTICO DEL GRUPO ELECTRÓGENO-COGENERACIÓN

En el siguiente apartado se expone el balance energético de las componentes del motor que se desean intervenir. Es importante mencionar que se desprecian pérdidas y rendimientos en intercambios térmicos.

9.2.1 REFRIGERACIÓN DEL MOTOR

La combustión tiene como consecuencia el aumento excesivo de la temperatura en las componentes del motor, entonces, para mantener un funcionamiento continuo y eficiente se debe controlar constantemente la temperatura. Para este caso el calor cedido corresponde a la refrigeración del motor y el aceite. El sistema de cogeneración cuenta con un sistema de refrigeración que consta de un intercambiador de calor de placas (IP) y un radiador con ventilador.

El calor cedido por el refrigerante en el IP al agua se calcula mediante:

$$\dot{Q}_{refrigerante} = \dot{m}_r \cdot C_{pr} \cdot (T_{r1} - T_{r2}) \quad (9.8)$$

Donde $\dot{Q}_{refrigerante}$ en W es el calor cedido por el refrigerante, \dot{m}_r en kg/s el flujo másico del refrigerante, C_{pr} en J/kgK calor específico del refrigerante y T_{r1} , T_{r2} en K son las temperaturas de entrada y salida del refrigerante del motor.

El calor captado por el agua en la refrigeración del motor es:

$$\dot{Q}_{refrigerante} = \dot{m} \cdot C_{p2} \cdot (T_3 - T_2) \quad (9.9)$$

\dot{m} en kg/s representa al flujo másico del agua de circulación de la piscina, C_{p2} J/kgK el calor específico promedio del agua (entre T_2 y T_3) y T_2 , T_3 en K corresponden a la temperatura del agua a la entrada y salida del IP respectivamente.

9.2.2 GASES DE ESCAPE

Luego de realizada la combustión del propano, los gases generados son expulsados a altas temperaturas, por lo que el intercambiador de tubo y carcasa (ITC) tiene la finalidad de recuperar el calor de los gases bajando su temperatura. Se debe tener en cuenta que si se baja demasiado su temperatura estos pueden condensar, lo que es indeseable.

El calor cedido por los gases en el ITC se calcula según la ecuación:

$$\dot{Q}_{gases} = \dot{m}_g \cdot (h_{g1} - h_{g2}) \quad (9.10)$$

Donde \dot{Q}_{gases} en W es el calor cedido por los gases de combustión al agua, \dot{m}_g en kg/s es el flujo másico de los gases y h_{a1} , h_{a2} en J/kg son las entalpías de los gases a la entrada y salida del ITC respectivamente.

Finalmente, el calor absorbido por el agua en el ITC viene dado por:

$$\dot{Q}_{gases} = \dot{m} \cdot C_{p3} \cdot (T_4 - T_3) \quad (9.11)$$

C_{p3} en J/kgK representa el calor específico promedio del agua (entre T_3 y T_4) y T_3 , T_4 en K corresponden a la temperatura del agua a la entrada y a la salida del intercambiador respectivamente.

9.3 DIMENSIONAMIENTO DEL INTERCAMBIADOR DE TUBO Y CARCASA

Los intercambiadores de calor permiten el intercambio de calor entre dos fluidos, que se encuentran a distintas temperaturas, evitando que se mezclen entre sí. La transferencia se realiza a través de convección en cada fluido y conducción entre la pared que los separa. El tipo de intercambiador a diseñar se muestra en la figura 9.2.

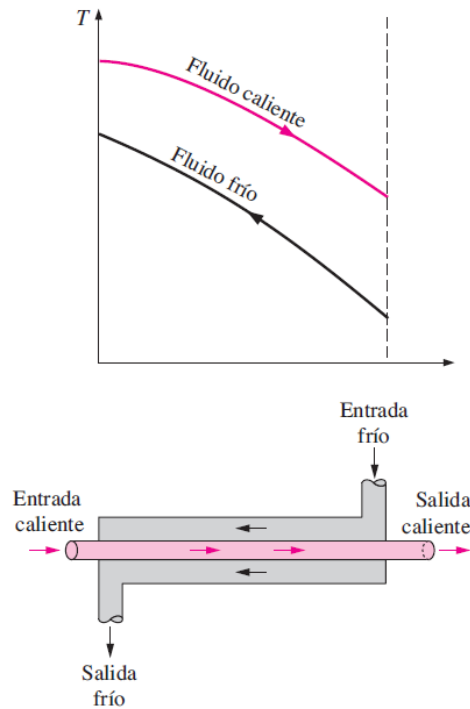


Figura 9.2 Intercambiador de flujo cruzado. Fuente: [21].

9.3.1 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR

En el análisis del funcionamiento de un intercambio de calor es conveniente combinar las resistencias térmicas que se encuentran en la trayectoria del flujo de calor, del fluido caliente hacia el frío y expresar la razón de la transferencia de calor entre los dos fluidos como:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T_{ln}}{R} = U A_s \Delta T_{ln} = U_i A_i \Delta T_{ln} = U_o A_o \Delta T_{ln} \quad (9.13)$$

Donde \dot{Q} en W representa el calor transferido entre los fluidos, R en K/W la resistencia térmica global, U en W/m² el coeficiente de transferencia global, A_s en m² el área superficial para la transferencia de calor total A_i y A_o en m² corresponden al área de la superficie interior y exterior, respectivamente, que separa los fluidos, U_i y U_o en W/m² los coeficientes

de transferencia global asociados a la pared interior y exterior respectivamente y ΔT_{ln} en K la temperatura media logarítmica calculada según la ecuación (9.14).

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (9.14)$$

Donde ΔT_1 y ΔT_2 en K son las diferencias de temperatura entre los dos fluidos a ambos extremos (entrada y salida) del intercambiador, y se determinan mediante la figura 9.3.

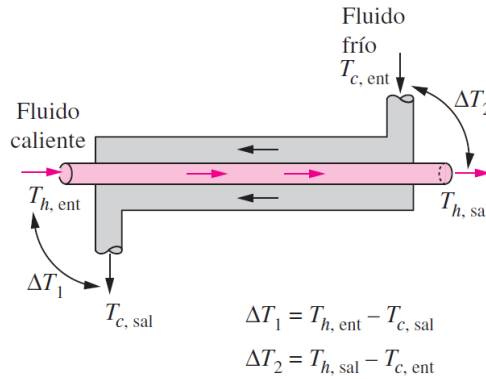


Figura 9.3 Expresiones de ΔT_1 y ΔT_2 en un intercambiador de calor de contraflujo. Fuente [21].

De la ecuación (9.13) es posible desprender que:

$$\frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = R = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi k L n} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (9.15)$$

Donde h_i y h_o en W/m^2 corresponden a los coeficientes de convección al interior y al exterior de los tubos respectivamente, r_i y r_o en m representa el radio interior y exterior de los tubos respectivamente, k en W/mK el coeficiente de conductividad térmica de los tubos y n el número de tubos utilizados en el intercambiador de calor.

Finalmente es posible estimar el coeficiente global de transferencia interno y externo mediante:

$$\frac{1}{U_i} = \frac{1}{h_i} + r_i \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{k} + \frac{r_i}{h_o r_o} \quad (9.16)$$

$$\frac{1}{U_o} = \frac{r_o}{h_i r_i} + r_o \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{k} + \frac{1}{h_o} \quad (9.17)$$

Para la estimación del área de transferencia requerida por el intercambiador de tubos y carcasa se utiliza el método de la efectividad – NTU y el de la diferencia media logarítmica de temperatura, que se detallan a continuación.

9.3.2 MÉTODO DE LA DIFERENCIA MEDIA LOGARÍTMICA DE TEMPERATURA (LMTD)

El método de la diferencia media logarítmica de temperatura (LMTD por sus siglas en inglés) es fácil de aplicar en el análisis de los intercambiadores de calor cuando se conocen, o se pueden estimar, las temperaturas a la entrada y a la salida de los fluidos caliente y frío a partir de un balance de energía. Una vez que se tienen el ΔT_{ln} , el flujo másico y el coeficiente total de transferencia de calor, se puede determinar el área superficial de transferencia mediante la ecuación (9.18):

$$\dot{Q} = UA_s \Delta T_{ln} \quad (9.18)$$

Donde A_s en m^2 es el área superficial para la transferencia de calor total y ΔT_{ln} la temperatura media logarítmica.

Por lo tanto, el método LMTD se utiliza para determinar el tamaño de un intercambiador, con la finalidad de establecer las temperaturas de salida, cuando se especifica el flujo másico y las temperaturas de entrada y salida de los fluidos caliente y frío.

Finalmente, el proceso de selección de un intercambiador comprende los siguientes pasos:

- i. Seleccionar el tipo de intercambiador apropiado para la aplicación.
- ii. Determinar las temperaturas desconocidas mediante balances de calor.
- iii. Calcular la diferencia de temperatura media logarítmica.
- iv. Obtener (seleccionar o calcular) el valor del coeficiente total de transferencia de calor U .
- v. Calcular el área superficial A_s de transferencia de calor.

9.3.3 MÉTODO DE LA EFECTIVIDAD – NTU

El siguiente método es utilizado en el análisis de los intercambiadores de calor cuando no se conocen, o cuando resulta complicado determinar las temperaturas de salida de los fluidos frío y caliente. El método se basa en un valor adimensional conocido como efectividad de la transferencia de calor ε que se define como:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{Q_{max}} \quad (9.19)$$

Donde \dot{Q} en W representa a la razón de la transferencia de calor real y \dot{Q}_{max} la razón máxima posible de transferencia de calor.

La potencia calorífica real se determina mediante un balance de calor entre los fluidos caliente y frío como se expresa a continuación:

$$\dot{Q} = C_c \cdot (T_{c,sal} - T_{c,ent}) = C_h \cdot (T_{h,ent} - T_{h,sal}) \quad (9.20)$$

$$C_c = \dot{m}_c \cdot c_{pc} \quad (9.21)$$

$$C_h = \dot{m}_h \cdot c_{ph} \quad (9.22)$$

C_c , C_h en W/K son las razones de la capacidad calorífica del fluido frío y caliente respectivamente, $T_{c,ent}$, $T_{c,sal}$ en K las temperaturas de entrada y salida del fluido frío, $T_{h,ent}$, $T_{h,sal}$ en K son las temperaturas de entrada y salida del fluido caliente, \dot{m}_c , \dot{m}_h en kg/s son los flujos másicos de los fluidos frío y caliente y c_{pc} , c_{ph} en J/kgK los calores específicos de los fluidos frío y caliente respectivamente.

La potencia calorífica máxima se calcula a partir de la ecuación (9.23):

$$\dot{Q}_{max} = C_{min} \cdot (T_{h,ent} - T_{c,ent}) \quad (9.24)$$

C_{min} corresponde a la máxima capacidad calorífica entre el fluido frío y caliente y corresponde al máximo entre C_c y C_h , \dot{Q}_{max} es la potencia calorífica máxima disponible.

Por otro lado, se define el número adimensional de unidad de transferencia (NTU), el cual depende del coeficiente global de transferencia de calor U , el área de transferencia A_s y la capacidad calorífica mínima C_{min} como se muestra en la ecuación (9.25).

$$NTU = \frac{UA_s}{C_{min}} \quad (9.25)$$

Finalmente, existe una relación entre la efectividad y el número NTU, que para un intercambiador de tubos y carcasa es:

$$NTU = -\frac{1}{\sqrt{1+c^2}} \ln \left[\frac{\frac{2}{\varepsilon} - 1 - c - \sqrt{1+c^2}}{\frac{2}{\varepsilon} - 1 - c + \sqrt{1+c^2}} \right] \quad (9.26)$$

Donde $c = \frac{C_{min}}{C_{max}}$ es la relación de capacidades.

9.3.4 CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE CONVECCIÓN

De acuerdo a los métodos descritos en los capítulos 9.3.2 y 9.3.3 para el cálculo del área de transferencia, se requiere conocer el coeficiente de transferencia global del intercambiador que depende del coeficiente de convección. En el siguiente apartado se exponen los antecedentes para el cálculo de h_i y h_o .

9.3.4.1 FLUJO INTERIOR

Para calcular el coeficiente de convección al interior de los tubos basta analizar sólo uno de ellos. Por lo tanto, suponiendo que el flujo se divide de forma homogénea al ingresar a los tubos se obtiene que el flujo másico que circula por cada uno de ellos es:

$$m_{gi} = \frac{m_g}{n} \quad (9.27)$$

Donde m_g en kg/s corresponde al flujo másico de los gases de combustión, m_{gi} en kg/s el flujo másico que circula por cada tubo y n la cantidad de tubos del intercambiador.

La velocidad del fluido al interior de cada tubo se obtiene mediante la ecuación (9.28):

$$v_i = \frac{m_{gi}}{\rho_g A_{sec}} \quad (9.28)$$

Con v_i en m/s la velocidad del fluido en cada tubo, ρ_g en kg/m³ la densidad del gas y A_{sec} en m² el área de la sección trasversal del tubo.

Con lo anterior es posible calcular el número de Reynolds y el número de Prandtl

$$Re = \frac{v_i d_i}{\nu_g} \quad (9.29)$$

$$Pr = \frac{C_{pg} \mu_g}{k_g} \quad (9.30)$$

Donde d_i en m representa el diámetro interior del tubo, ν_g m²/s la viscosidad dinámica del gas, μ_g Pa s la viscosidad cinemática del gas y k_g en W/mK su conductividad térmica.

Suponiendo un régimen turbulento ($Re > 10.000$) y un número de Prandtl entre 0,7 y 160 es posible determinar el número de Nusselt a partir de la ecuación de Dittus – Boelter:

$$Nu = 0,02 Re^{0,8} Pr^n \quad (9.31)$$

n es un valor que depende de si el fluido se calienta ($n=0,4$) o se enfría ($n=0,3$).

Finalmente es posible determinar el valor del coeficiente convectivo al interior de un tubo utilizando la siguiente expresión:

$$h_i = \frac{Nuk_g}{d_i} \quad (9.32)$$

9.3.4.2 FLUJO EXTERIOR

Al tratarse de un intercambiador de tubos y carcasa, la transferencia de calor realizada desde los tubos hacia el fluido de trabajo se puede modelar mediante un banco de tubos escalonado como el que se muestra en la figura 9.4.

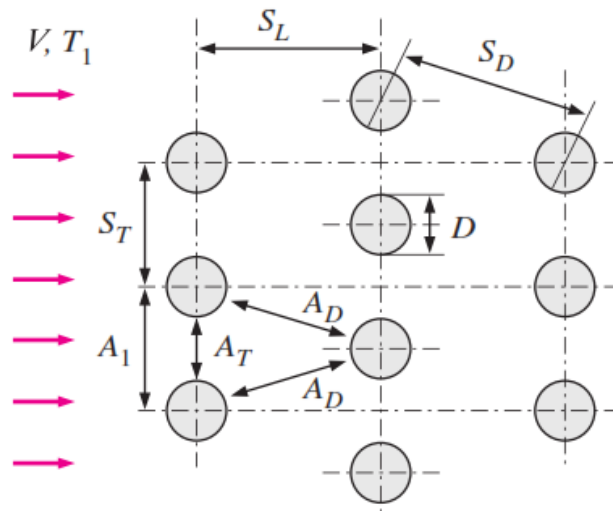


Figura 9.4 Banco de tubos escalonado. Fuente: [21].

La disposición de los tubos se caracteriza por el paso transversal S_T , el paso longitudinal S_L , la cantidad filas N_L y el paso diagonal S_D que se determina como:

$$S_D = \sqrt{S_L^2 + \left[\frac{S_T}{2}\right]^2} \quad (9.33)$$

En la disposición escalonada la velocidad puede aumentar en la región diagonal si las filas de tubos se encuentran próximas entre sí. En los bancos de tubos las características del flujo son dominadas por la velocidad máxima que se alcanza. Por lo tanto, el número de Reynolds se define como:

$$Re = \frac{v_{max} d_0}{\nu_a} \quad (9.34)$$

Donde v_{max} en m/s es la velocidad máxima al interior del banco de tubos, d_e en m el diámetro exterior de los tubos y ν_a en m^2/s la viscosidad dinámica del agua.

Para determinar la velocidad máxima es necesario analizar dos casos:

- Caso 1: $2A_D > A_T$, la velocidad máxima se alcanza entre los tubos:

$$v_{max} = \frac{S_T}{S_T - d_0} V \quad (9.35)$$

Donde V en m/s corresponde a la velocidad del fluido antes de ingresar al banco de tubos.

- Caso 2: $2A_D < A_T$, la velocidad máxima se alcanza en la sección diagonal, por lo tanto:

$$v_{max} = \frac{S_T}{2(S_D - d_0)} V \quad (9.36)$$

Es importante destacar que para obtener la velocidad de entrada V se debe definir con anterioridad la geometría del intercambiador de tubos y carcasa.

Una vez calculado el número de Reynolds se procede a utilizar la correlación de Zukauskas, que se expresa en la tabla 9.2.

Tabla 9.2: Correlaciones del número de Nusselt para flujos cruzados sobre banco de tubos para $N_L > 16$ y $0.7 < Pr < 500$.

Configuración	Rango de Re_D	Correlación
Alineados	0-100	$Nu_D = 0.9 Re_D^{0.4} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	100-1 000	$Nu_D = 0.52 Re_D^{0.5} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	1 000- 2×10^5	$Nu_D = 0.27 Re_D^{0.63} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	2×10^5 - 2×10^6	$Nu_D = 0.033 Re_D^{0.8} Pr^{0.4} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
Escalonados	0-500	$Nu_D = 1.04 Re_D^{0.4} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	500-1 000	$Nu_D = 0.71 Re_D^{0.5} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	1 000- 2×10^5	$Nu_D = 0.35 (S_T/S_L)^{0.2} Re_D^{0.6} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	2×10^5 - 2×10^6	$Nu_D = 0.031 (S_T/S_L)^{0.2} Re_D^{0.8} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$

Fuente: [21].

Dependiendo el número de filas es necesario aplicar un factor de corrección, el cual se obtiene de la tabla 9.3.

Tabla 9.3: Factor de corrección F que debe usarse en $Nu_D, Ni < 16 = F Nu_D$ y $Re_D > 1000$.

N_L	1	2	3	4	5	7	10	13
Alineados	0.70	0.80	0.86	0.90	0.93	0.96	0.98	0.99
Escalonados	0.64	0.76	0.84	0.89	0.93	0.96	0.98	0.99

Fuente: [21].

Finalmente, el coeficiente convectivo externo se calcula mediante:

$$h_0 = \frac{Nuk_a}{d_0} \quad (9.37)$$

9.3.5 CONSERVACIÓN DE LA SECCIÓN TRANSVERSAL

Para evitar que los gases de escape superen la contrapresión admisible (recomendada por el fabricante), se debe minimizar la pérdida de carga producida por el intercambiador de tubos y carcasa, para ello la primera consideración es conservar el área de la sección transversal por donde circulan los gases, por lo tanto, se cumple que:

$$A_g \leq nA_t \quad (9.38)$$

Donde A_g en m^2 corresponde al área de la sección transversal del tubo de escape, n el número de tubos y A_t en m^2 el área de la sección transversal de cada tubo del ITC.

9.4 SIMULACIÓN COMPUTACIONAL DEL BALANCE ENERGÉTICO

9.4.1 DEFINICIÓN DE LOS PARAMETROS PARA EL BALANCE ENERGÉTICO DEL GRUPO ELECTRÓGENO

Para la obtención de las potencias caloríficas entregadas en cada una de las etapas de intercambio y las temperaturas del circuito de agua que se desea calentar, se realiza una simulación con el software EES. Este resultado es fundamental para el dimensionamiento de los dos intercambiadores. Se realiza análisis para carga máxima y 50 % de la máxima.

Si bien la simulación es una estimación, esta entrega resultados aproximados fundamentales para el dimensionamiento de componentes. Por lo que al momento de elegir componentes se debe considerar holgura.

En primer lugar, la simulación incluye un balance que busca determinar las pérdidas generadas por la piscina temperada en condiciones de confort. Luego, estas pérdidas son comparadas con la potencia calorífica capaz de generar en la unidad cogeneradora.

En la tabla 9.2 se resumen los datos utilizados para balance térmico de la piscina. El valor del caudal másico de agua corresponde al que impulsa la bomba de mayor capacidad utilizada para el calentamiento de la piscina en el hotel.

Tabla 9.4: Parámetros piscina.

Parámetro	Valor
S_p (Superficie piscina)	148 m ²
Vol_p (Volumen piscina)	171,97 m ³
\dot{m} (Flujo másico agua alimentación piscina)	5,97 kg/s
$T_{ambiente}$	17 °C
T_p (Temperatura de piscina)	30 °C
T_{renov} (Temperatura de renovación del agua)	15 °C
w_{as} (humedad absoluta a la temperatura del aire)	0,0123
w_e (humedad absoluta a la temperatura de la piscina)	0,01805
g_a (humedad relativa del ambiente)	50 %
n_0 (Número de ocupantes por m²)	0,2

Fuente: Elaboración propia.

Como no se dispone de datos del generador a intervenir, se busca un generador de similares características para definir los valores de flujos (refrigerante y de gases de escape) y temperaturas de operación. Se trabaja con la unidad cogeneradora de marca Senergie modelo 9408TI.

Para determinar los valores de los flujos se supone que estos disminuyen linealmente con la potencia eléctrica entregada. En efecto, el flujo de gases de escape es proporcional al combustible. Por otro lado, para el caso del refrigerante, el motor debe operar en un determinado rango de temperatura por lo que este se dota de una válvula que regula el caudal. Formulándolo matemáticamente se tiene lo siguiente:

- Sabiendo que la potencia total es:

$$P_{total} = \frac{P_{ef}}{\eta} \quad (9.39)$$

- Entonces se tiene:

$$m_i \propto \frac{P_{ef}}{\eta} \quad (9.40)$$

- Lo que se traduce en:

$$m_i = m_{i,s} \frac{\frac{P_{ef}}{\eta}}{\frac{P_{ef,s}}{\eta_s}} \quad (9.41)$$

Donde m_i en kg/s corresponde a los flujos máxicos del refrigerante y gases del generador a intervenir; $m_{i,s}$ en kg/s corresponde a los flujos máxicos del refrigerante y gases del generador Sinergie; P_{ef} en W a la potencia eléctrica efectiva y η a la eficiencia electromecánica del generador a intervenir; $P_{ef,s}$ en W la potencia eléctrica efectiva y η_s la eficiencia electromecánica del generador Sinergie.

En la ecuación (9.41) aparece la eficiencia electromecánica η que es variable con la carga, entonces se busca determinar cómo disminuye la eficiencia en función de la carga. Se conocen los consumos de combustible (Q) del grupo a intervenir a distintas cargas funcionando a 1.800 rpm (ficha técnica adjunta). Entonces, primero se supone que los consumos disminuyen linealmente con las rpm (esta suposición es válida pues corresponde a un cambio pequeño de 1.800 rpm a 1.500 rpm).

Continuando, se calcula la potencia total de la siguiente forma:

$$P_{total} = \frac{Q \cdot \rho_{GLP} \cdot PCI \cdot 1,16}{1.000} \quad (9.42)$$

$$\eta = \frac{P_{ef}}{P_{total}} \quad (9.43)$$

Donde Q en m³/h es el consumo de combustible, ρ_{GLP} en kg/m³ la densidad del GLP y PCI en kcal/kg el poder calorífico inferior.

Se multiplica por 1,16 y se divide por 1.000 para pasar de kcal a kWh. El valor de la densidad se determina con el programa EES a partir de una mezcla de 95 % de propano y 5 % de butano en condiciones ISO (25 °C y 1 bar).

$$\rho_{GLP} = 1,83 \quad (9.44)$$

El poder calorífico utilizado corresponde al que se muestra a continuación:

Tabla 9.5: Poder calorífico GLP

Poder calorífico inferior	kcal/kg	10,8	ASTM D-3588
Poder calorífico superior	kcal/kg	11,9	ASTM D-3588

Fuente: [22].

Es importante mencionar, que se utiliza el PCI y no el PCS, pues no se aprovecha la condensación de los gases de escape.

Finalmente, se obtiene la tabla que se muestra a continuación.

Tabla 9.6: Resultados de potencia efectiva, consumo y eficiencia para carga parcial funcionando a 1500 rpm.

Porcentaje de carga	P_{ef} a 1.500 rpm kW	Q Consumo a 1.500 rpm Nm^3/h	P_{total} kW	η %
50%	62,5	1,8	216	28,88%
75%	93,75	2,7	269	34,84%
100%	125	3,5	333	37,59%

Fuente: Elaboración propia.

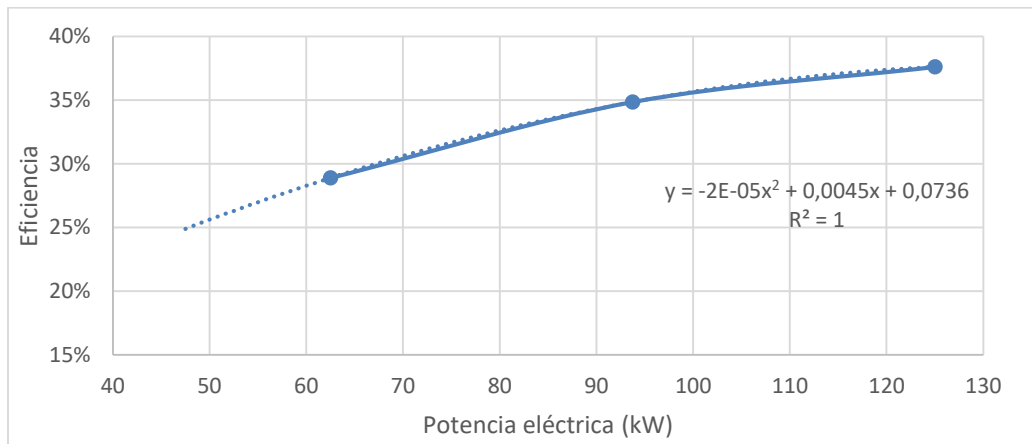


Figura 9.5 Eficiencia v/s potencia eléctrica. Fuente: Elaboración propia.

La figura 9.5 permite realizar análisis para distintas cargas, pues como se expone en los antecedentes la eficiencia electromecánica depende de la carga a la que está sometido el

generador. Esta consideración se traduce en que la disminución de la carga no repercute tan fuerte en la disminución de la potencia térmica entregada por el generador.

Por último, las condiciones termodinámicas de los flujos en cada etapa se consideran iguales que en el generador Sinergie. A continuación, se resumen los datos utilizados en tablas para cada etapa.

Tabla 9.7: Parámetros para el balance energético de la refrigeración del motor.

Parámetro	Valor
$T_r[1]$ (Temperatura refrigerante entrada intercambiador)	88 °C
$T_r[2]$ (Temperatura refrigerante salida intercambiador)	80,16 °C
\dot{m}_r (Flujo másico refrigerante) *	2,56 kg/s
Cp_r (calor específico refrigerante) **	3,729 kJ/(kgK)
ρ_r (densidad refrigerante) **	1.035 kg/m ³

Fuente: Elaboración propia.

*El valor del flujo másico del refrigerante corresponde a la máxima potencia eléctrica efectiva esperada, es decir la potencia máxima considerando derrateo.

** Para las propiedades físicas del refrigerante se consideran, las propiedades del etilenglicol al 30 %.

Tabla 9.8: Propiedades del etilenglicol.

Líquido	K (W/mK)	Cp (J/kgK)	μ (Pa s)	ρ (kg/m ³)	Pr
Agua	0,61	4.072	0,000868	996	5,78
Agua-etilenglicol 30 %	0,49	3.729	0,001864	1.035	14,29
Agua-etilenglicol 50 %	0,43	3.297	0,003367	1.053	25,82
Etilenglicol	0,25	2.408	0,017195	1.112	164,8

Fuente: [23].

Tabla 9.9: Parámetros para el balance energético de los gases de escape

Parámetro	Valor
$T_g[1]$ (Temperatura gases de escape entrada intercambiador)	470 °C
$T_g[2]$ (Temperatura gases de escape salida intercambiador)	120 °C
$h_g[1]$ (Entalpía gases de escape entrada intercambiador) ***	789 kJ/kg
$h_g[2]$ (Entalpía gases de escape salida intercambiador) ***	403 kJ/kg
\dot{m}_g (Flujo másico de gases)	0,193 kg/s
ϵ (exceso de aire)	1,8

Fuente: Elaboración propia.

***El valor de las entalpías de los gases de combustión se determina a partir de una interpolación de la tabla que considera temperaturas y el exceso de aire, adjunta en Anexo C.

A continuación, se muestra la interpolación para una temperatura de 393 K y 743 K con un exceso de aire de 1,8, se marca con rojo los valores obtenidos. El valor de las entalpías se obtiene dividiendo el valor de las casillas en rojo por el factor m con un exceso de aire de 180 % motor. Esto se realiza para obtener la entalpía en kJ/kg.

Tabla 9.10 Tabla para interpolación de entalpías de gases de escape.

Temperatura	Entalpía gases de combustión kJ/kgmol		
	exceso de aire		
T K	100 %	180 %	200 %
300	8.956	8.858	8.833
393	11.848	11.683	11.642
400	12.061	11.891	11.849
700	21.859	21.399	21.284
743	23.346	22.836	22.708
800	25.305	24.729	24.585
m kg/kgmol	28,907	28,93	28,936

Fuente: Elaboración propia.

Se adjunta en el Anexo D, el código utilizado en el software EES para realizar el balance térmico del motor.

9.4.2 PARÁMETROS DEL INTERCAMBIADOR DE TUBOS Y CARCASA PARA SIMULACIÓN COMPUTACIONAL

Para determinar las principales dimensiones del intercambiador de tubos y carcasa se requiere conocer el área total de transferencia, que se obtiene mediante los métodos expuestos en los capítulos 9.3.2 y 9.3.3; ambas metodologías requieren del coeficiente de transferencia global del ITC.

Los cálculos tienen como objetivo determinar el coeficiente global de transferencia del intercambiador, considerando las condiciones de operación del grupo electrógeno y el calor disponible en los gases de escape.

En primer lugar, se calcula el coeficiente convectivo al interior de un tubo y se extrapola el resultado para los n tubos. En segundo lugar, se determina el coeficiente convectivo al exterior de los tubos, modelando el fenómeno de transferencia como un banco de tubos.

Una vez obtenidos los coeficientes de convección, se calcula el coeficiente de transferencia global interno y externo y se promedian para obtener el coeficiente característico del intercambiador.

Las propiedades físicas utilizados en la simulación se muestran a continuación:

Tabla 9.11 Propiedades físicas de los gases de escape.

Parámetro	Valor
ρ_g	1,8 kg/m ³
Cp_g	996 J/kgK
ν_g	1,23134*10 ⁻⁵ m ² /s
k_g	0,0231 W/m°C
\dot{m}_g	0,01769 kg/s

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 9.12 Propiedades físicas Agua.

Parámetro	Valor
ρ_a (Densidad agua)	995 kg/m ³
Cp_a (Calor específico agua)	4.181 J/kgK
ν_a (Viscosidad dinámica agua)	0,544*10 ⁻⁶ m ² /s
k_a (Conductividad térmica agua)	0,615 w/m°C
\dot{m}_a (Flujo másico agua)	5,972kg/s
K (Conductividad térmica tubos)	28 W/m°C

Fuente: Elaboración propia.

10 RESULTADOS

10.1 INTERCAMBIADOR DE TUBOS Y CARCASA

10.1.1 RESULTADO DE LA SIMULACIÓN

Siguiendo la metodología expuesta en el capítulo 9.4.2, considerando el uso de tubos de $\frac{1}{2}$ in de diámetro SCH10 para la circulación de los gases de escape y que el ducto de escape del grupo electrógeno presenta un diámetro de 3 in, se determina que para conservar el área de la sección transversal es necesario utilizar 36 tubos de $\frac{1}{2}$ in de diámetro SCH 10.

Para determinar el valor de los coeficientes convectivos al interior y al exterior del haz de tubos se fija el número de tubos ($n=36$) y se establece un largo inicial para el intercambiador. Luego, utilizando el método NTU – efectividad y el método LMTD se obtiene un área de transferencia total que permite determinar el largo del ITC (L). Finalmente se corrige el largo inicial y se repite el proceso hasta lograr una convergencia.

En la tabla 10.1 se expone el valor de los coeficientes convectivos para distintos valores de L.

Tabla 10.1 Valor del coeficiente convectivo al interior y al exterior del haz de tubos.

L	he	hi
m	W/m ² C	W/m ² C
1,0	12.186	81,8
1,1	11.509	81,8
1,2	10.923	81,8
1,3	10.411	81,8
1,4	9.958	81,8
1,5	9.554	81,8
1,6	9.192	81,8
1,7	8.863	81,8
1,8	8.564	81,8
1,9	8.291	81,8
2,0	8.040	81,8

Fuente: Elaboración propia.

En la figura 10.1 se muestra el comportamiento del coeficiente convectivo externo con respecto al largo del intercambiador.

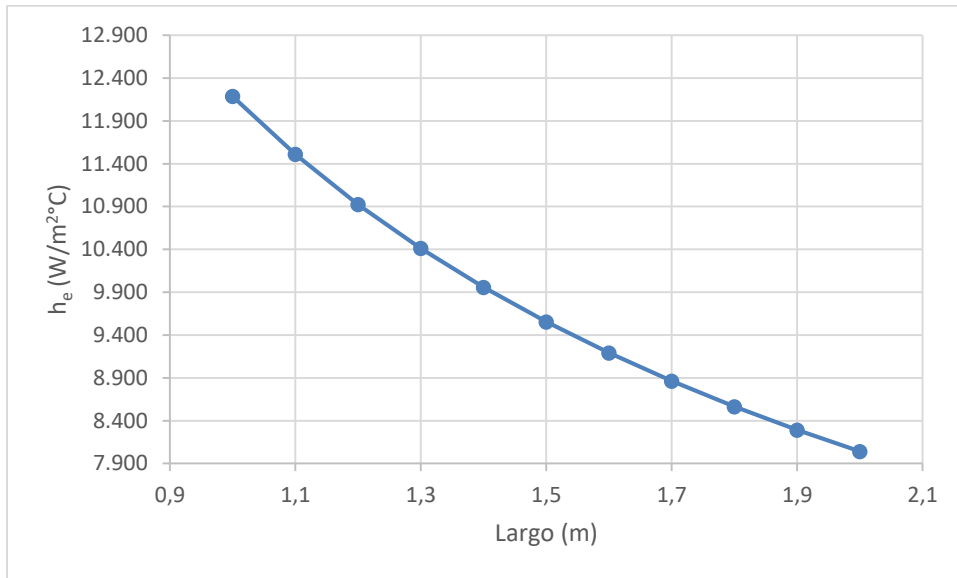


Figura 10.1 Coeficiente convectivo externo vs largo del intercambiado. Fuente: Elaboración propia.

El coeficiente convectivo interno depende de la velocidad y la turbulencia de los gases de escape al circular por el interior de los tubos, por esta razón no varía con el largo de ellos. Por otro lado, fijando un número de deflectores y considerando la conservación del flujo másico de agua, se obtiene que a medida que aumenta el largo del intercambiador el coeficiente convectivo externo disminuye debido a que la velocidad, perpendicular al sentido de circulación de los gases de escape, disminuye.

Para las condiciones impuestas se cumple que $h_i \ll h_e$, por lo tanto, al utilizar las ecuaciones 9.16 y 9.17 el coeficiente de transferencia de calor global (U) es dominado por el coeficiente de convección más pequeño. De lo anterior es posible afirmar que $U \approx h_i$, este caso se presenta con frecuencia cuando existe intercambio de calor entre un líquido y un gas [21].

Por otro lado, si se aumenta el número de tubos el flujo másico de gas que circula al interior de cada uno decrece, provocando una disminución en el coeficiente de convección y en consecuencia en el coeficiente U, como es posible de apreciar en la figura 10.2.

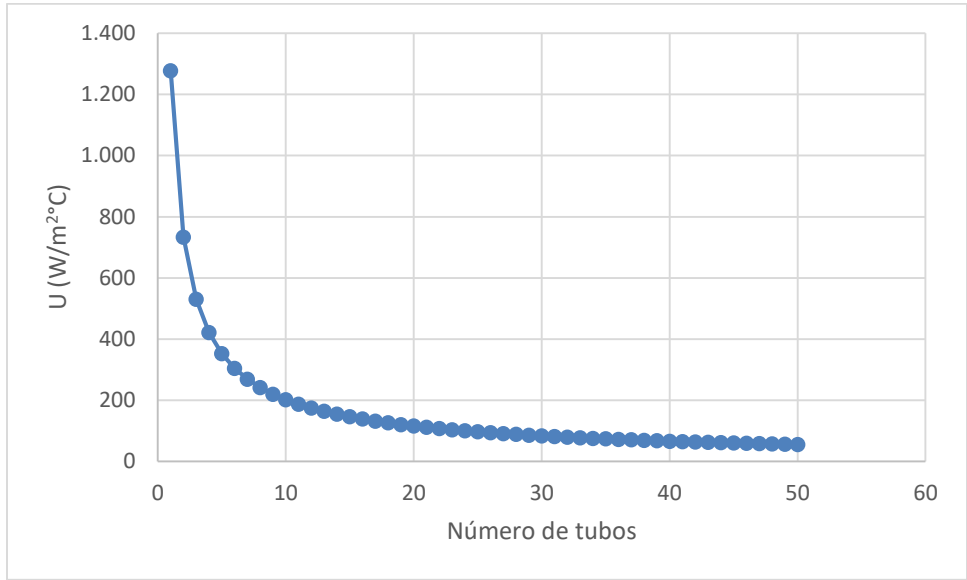


Figura 10.2 Coeficiente U vs Número de tubos (n) Fuente: Elaboración propia

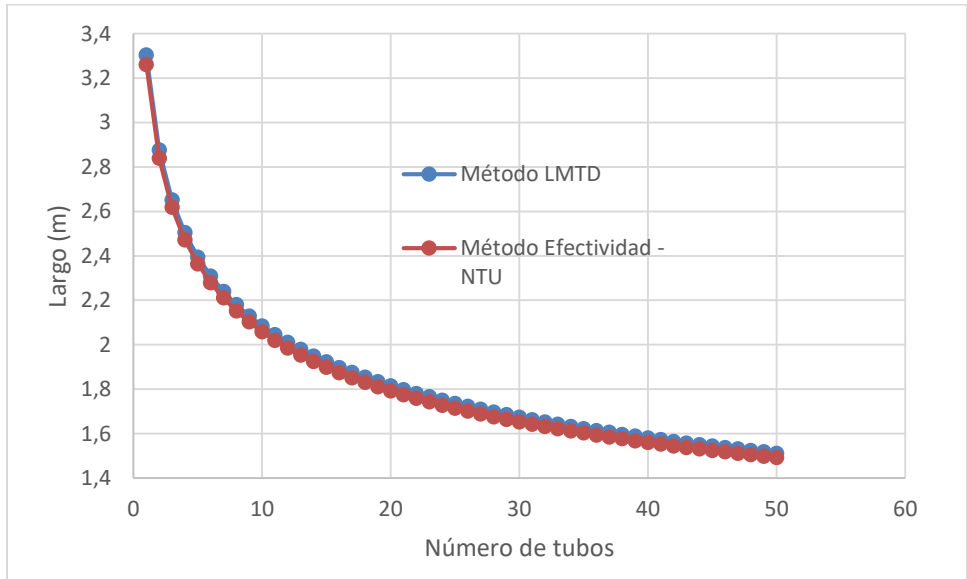


Figura 10.3 Largo del intercambiador vs Número de tubos (n) Fuente: Elaboración propia.

A medida que aumenta el número de tubos el intercambio térmico es más eficiente, ya que se requiere un largo menor para satisfacer el intercambio térmico impuesto, aún con la disminución del coeficiente U. Sin embargo, en la figura 10.3 se observa que al aumentar n la ganancia en la transferencia de calor es cada vez menor. Al aplicar los métodos mencionados se obtiene el área de transferencia de calor requerida y el largo del intercambiador representado en la tabla 10.2.

Tabla 10.2 Área de transferencia de calor y Largo del ITC.

Método	U W/m ² °C	n	A m ²	L m
LMTD	81,8	36	3,887	1,613
Efectividad - NTU	81,8	36	3,837	1,593

Fuente: Elaboración propia.

Finalmente, se escogen 36 tubos de ½ in de diámetro SCH10 y un largo de 1,6 m para el ITC, ya que dichas dimensiones satisfacen la conservación del área transversal del tubo de escape del grupo electrógeno y el área de transferencia requerida para intercambiar los 76,26 kW estimados.

Para evitar que la circulación del fluido entre el tubo de escape del motor y el intercambiador genere una pérdida de carga excesiva se implementa una cámara de transición a cada extremo del ITC.

10.1.2 DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR

El diseño del intercambiador consta de 36 tubos de ½ in de diámetro SCH 10 dispuestos al interior de una coraza cilíndrica de 270 mm de diámetro, como se muestra en la figura 10.4.

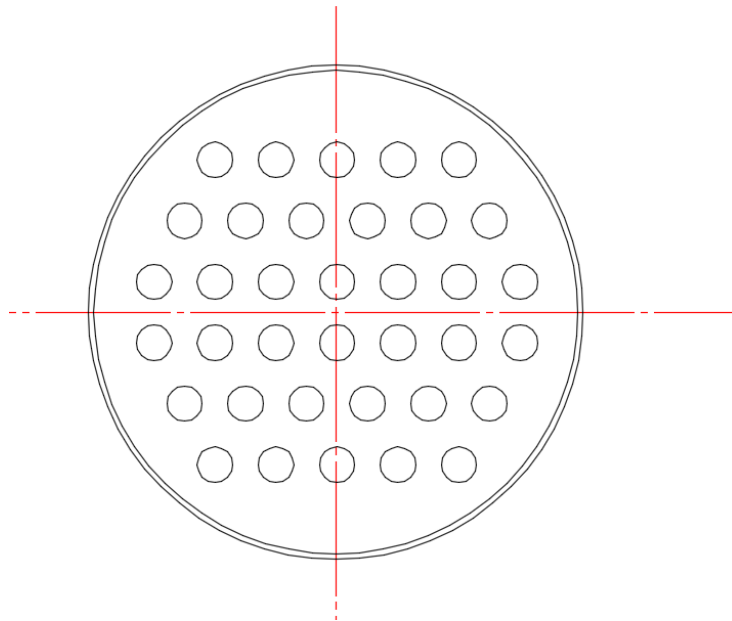


Figura 10.4 Disposición de tubos al interior del ITC Fuente: Elaboración propia.

El cuerpo del ITC está compuesto por 2 cámaras de transición para los gases de escape de 192 mm de largo en cada uno de los extremos y de 4 deflectores o baffles de 3 mm de espesor equiespaciados en la región de transferencia de 1,6 m de largo, como se observa en la figura 10.5.

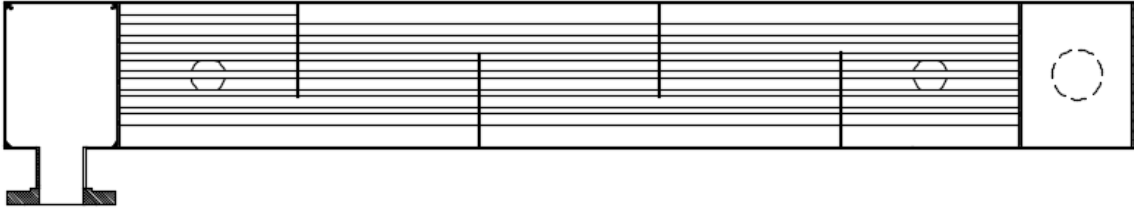


Figura 10.5 Cuerpo ITC Fuente: Elaboración propia.

Para evitar la mezcla entre el agua y los gases de escape se incorpora una placa soldada a cada tubo y a la coraza del intercambiador, las cuales presentan 3 mm de espesor. A continuación, se muestran las placas y los baffles en la figura 10.6 y 10.7 respectivamente.

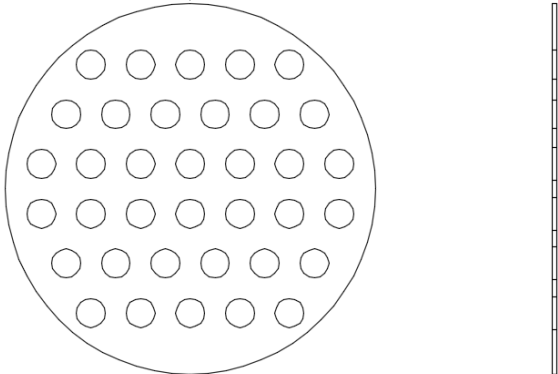


Figura 10.6 Placa ITC Fuente: Elaboración propia.

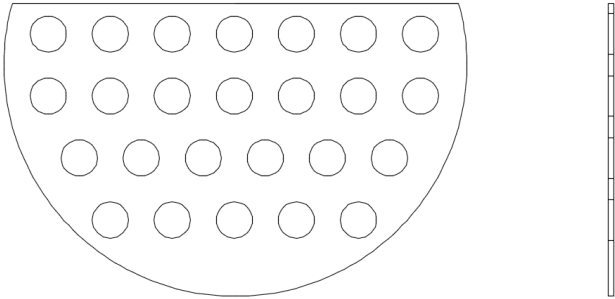


Figura 10.7 Baffle ITC Fuente: Elaboración propia.

Para facilitar el montaje y desmontaje del intercambiador en el sistema de cogeneración se utilizan flanges, tanto para el circuito de gases como para el circuito de agua.

10.1.3 BALANCE TÉRMICO DEL SISTEMA

10.1.3.1 PÉRDIDAS TÉRMICAS DE LA PISCINA

En primer lugar, se muestran los resultados de las pérdidas térmicas de la piscina a una temperatura de confort de 30 °C.

- Pérdidas por radiación: $\dot{Q}_{rad} = 10,81 \text{ kW}$.
- Pérdidas por convección: $\dot{Q}_{conv} = 2,907 \text{ kW}$.
- Pérdidas por evaporación: $\dot{Q}_{evap} = 81,69 \text{ kW}$.
- Pérdidas por renovación del agua: $\dot{Q}_{renov} = 0,006217 \text{ kW}$.
- Pérdidas por conducción: $\dot{Q}_{cond} = 3,33 \text{ kW}$.
- Total de pérdida: $\dot{Q}_{pérdidas} = 98,74 \text{ kW}$.

La mayor pérdida se produce por evaporación. Cabe mencionar que éstas son sensibles a la temperatura ambiente.

10.1.3.2 BALANCE TÉRMICO DEL SISTEMA DE COGENERACIÓN

A continuación, se muestran los resultados de las potencias caloríficas aportadas por el sistema de refrigeración y gases de escape funcionando a máxima capacidad.

- Potencia calorífica aportada por la refrigeración del motor.

$$\dot{Q}_{Refrigeración} = 77,51 \text{ kW}$$

- Potencia calorífica aporta por los gases de escape.

$$\dot{Q}_{Gases de escape} = 72,26 \text{ kW}$$

- Potencia calorífica total de aportación.

$$\dot{Q}_{Aporte} = 149,8 \text{ kW}$$

Para ver cómo se comportan las variables de interés, se realiza un análisis paramétrico, abarcando un rango de temperatura de la piscina entre 17 °C y 36 °C. Es importante mencionar que por la naturaleza de la simulación el calor de aporte es independiente de la temperatura de la piscina.

Tabla 10.3: Tabla paramétrica con temperatura de piscina variable.

T_p °C	T₂ °C	T₅ °C	\dot{Q}_{aporte} kW	$\dot{Q}_{pérdidas}$ kW
17	20,1	23	149,8	22,6
18	21,1	24	149,8	26,4
19	22,1	25	149,8	30,53
20	23,1	26	149,8	34,96
21	24,1	27	149,8	39,7
22	25,1	28	149,8	44,73
23	26,1	29	149,8	50,05
24	27,1	30	149,8	55,67
25	28,1	31	149,8	61,57
26	29,1	32	149,8	67,76
27	30,1	33	149,8	74,25
28	31,1	34	149,8	81,02
29	32,1	35	149,8	88,07
30	33,1	36	149,8	98,74
31	34,1	37	149,8	103
32	35,1	38	149,8	111
33	36,1	39	149,8	119,2
34	37,1	40	149,8	127,7
35	38,1	41	149,8	136,4
36	39,1	42	149,8	145,5

Fuente: Elaboración propia.

T₂ y T₅ representan la temperatura del agua a la salida del intercambiador de placas y del ITC respectivamente.

Ahora, se muestran los resultados para mantener la piscina a 30 °C al considerar una carga variable del GE. El rango que se abarca es desde los 50 kW hasta la máxima potencia esperada de 97,1 kW. Se incluye: flujo de combustible, eficiencia electromecánica y eficiencia total.

Tabla 10.4: Tabla paramétrica con potencia eléctrica efectiva variable

P_{ef} kW	m_c m ³ /h	η	η_{tot}	T_p °C	T2 °C	T5 °C	\dot{Q}_{aporte} kW	$\dot{Q}_{pérdidas}$ kW
50	8,773	25%	74,5%	17	20,1	23	149,8	22,6
55,24	9,227	26%	75,7%	18	21,1	24	149,8	26,4
60,49	9,678	27%	76,9%	19	22,1	25	149,8	30,53
65,73	10,13	28%	77,9%	20	23,1	26	149,8	34,96
70,97	10,59	29%	78,8%	21	24,1	27	149,8	39,7
76,22	11,07	30%	79,7%	22	25,1	28	149,8	44,73
81,46	11,56	31%	80,4%	23	26,1	29	149,8	50,05
86,7	12,07	31%	81%	24	27,1	30	149,8	55,67
91,95	12,6	32%	81,4%	25	28,1	31	149,8	61,57
97,19	13,16	32%	81,8%	26	29,1	32	149,8	67,76

Fuente: Elaboración propia.

10.2 DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN

10.2.1 SELECCIÓN DE COMPONENTES

En el presente apartado se muestran y se describen las componentes seleccionadas junto a las consideraciones de diseño contempladas.

10.2.1.1 INTERCAMBIADOR DE PLACAS

Ante la necesidad de realizar un intercambio térmico entre dos líquidos, de los cuales uno es corrosivo (agua de piscina) además, teniendo en consideración el rango de temperatura de operación y el diámetro de la tubería de circulación del agua de la piscina, se selecciona el intercambiador de placas ALFA LAVAL T5-M de 32 placas. En la Figura 10.8 se muestra una imagen con sus principales especificaciones técnicas, de las que se destaca el rango de temperatura de trabajo (temperatura máxima de operación de 130 °C - 140 °C) y la materialidad (Acero inoxidable AISI 316). Por otro lado, sus conexiones son en 2 in de diámetro, al igual que la red de circulación del agua del cliente.



Figura 10.8 Intercambiador de placas seleccionado. Fuente: [24].

Es importante destacar que el tamaño y la cantidad de placas del intercambiador, que definen el área de transferencia, son seleccionadas por el proveedor de acuerdo a los parámetros de funcionamiento proyectados.

10.2.1.2 VÁLVULA DE TRES VÍAS BELIMO

La válvula proporcional motorizada de tres vías marca BELIMO, que se muestra en la figura 10.9 cumple satisfactoriamente las consideraciones de operación requeridas por el tipo de fluido y el rango de temperatura de operación (- 18 °C a 100 °C). La válvula presenta la capacidad de dividir el flujo proporcionalmente dependiendo de su posición. Además, presenta dos modos de funcionamiento (figura 10.10):

- Modo “Three way diverting”: El fluido ingresa por la zona AB, es dividido y expulsado por la zona A y B, el porcentaje de fluido que circula por cada zona se regula mediante el posicionamiento de la válvula.
- Modo “Three way mixing”: El fluido ingresa por la zona A y B, se mezcla y es expulsado por la zona AB, la proporción que ingresa por cada zona puede ser regulada por la posición de la válvula.

Debido a que la válvula se posiciona tras el radiador e intercambiador de placas, se utiliza el modo de funcionamiento “Three way mixing”, que recibe el fluido desde el intercambiador de placas (zona A), o desde el radiador (zona B) y lo dirige al motor por la zona AB. En esta aplicación no se produce mezcla de los fluidos, es decir, no se permite el ingreso del fluido de forma simultánea por ambas zonas.

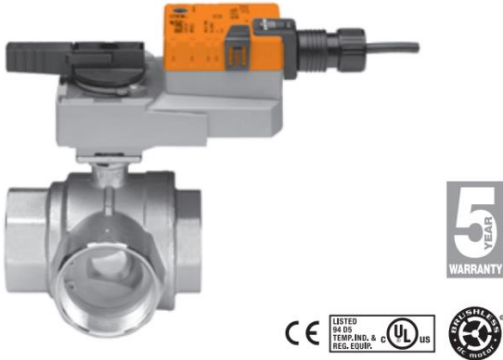


Figura 10.9 Válvula motorizada de tres vías. Fuente: [25].

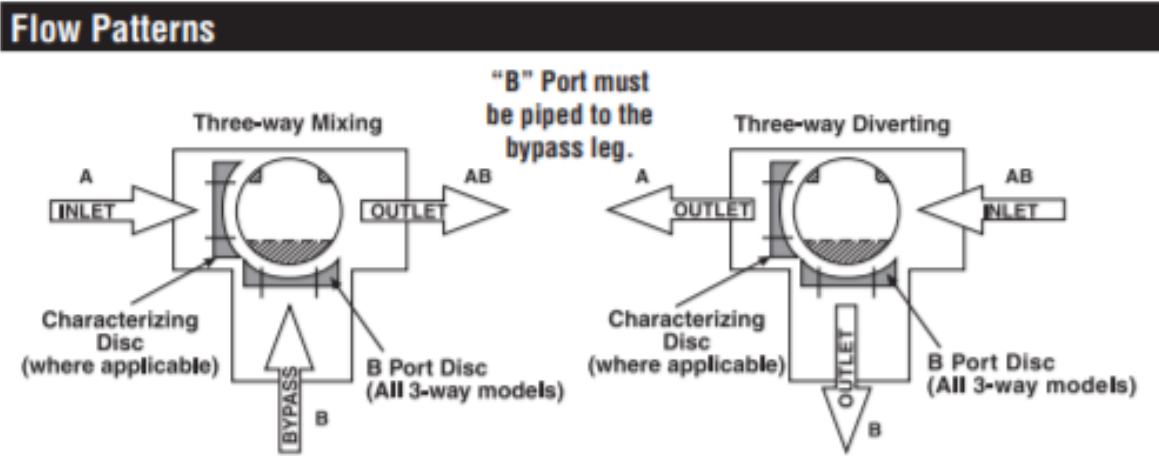


Figura 10.10 Modos de funcionamiento. Fuente: [25].

10.2.1.3 VÁLVULA CUT-OUT

Las válvulas Cut-Out seleccionadas son utilizadas principalmente en la industria automotriz. En particular, este tipo de válvula es usada en carreras de autos y su función es disminuir el recorrido de los gases de escape hacia el exterior con la finalidad de generar una menor pérdida de carga en sistema de expulsión; esto aumenta el desempeño de los autos al momento de competir. En la figura 10.11 se muestra el ensamble de la válvula Cut - Out, su montaje en los autos se realiza de acuerdo a la figura 10.12.



Figura 10.11 Válvula Cut - Out. Fuente: [26].



Figura 10.12 Montaje válvula Cut - Out. Fuente: [26].

Si bien, no es una tecnología confiable y robusta para un uso continuo, es una solución económica y accesible en el mercado nacional. Esta componente se considera la más sensible y la de menor confiabilidad debido a las altas temperaturas de trabajo de un motor estacionario y a la baja ventilación (comparativamente con un auto). Estos factores

intensifican considerablemente el riesgo de falla. Sin embargo, es una tecnología sencilla que podría admitir modificaciones rápidas ante una falla. La válvula requiere de un exhaustivo seguimiento al momento de funcionar.

10.2.1.4 SENSORES DE TEMPERATURA

Los sensores de temperatura seleccionados corresponden a las PT-100. Su tecnología es ampliamente utilizada en la industria para medir la temperatura de fluidos entre un rango de 0 °C a 200 °C y presentan mayor exactitud que las termocuplas teniendo una precisión de la décima de grado Celsius. Otra ventaja comparativa del sensor es que posee gran resistencia al desgaste, especialmente si se trata de fluidos corrosivos. En La figura 10.13 se muestra una imagen.



Figura 10.13 Sensor de temperatura PT-100. Fuente: [27].

A pesar de que la precisión de la medición es de décimas de grado se trabaja con números enteros.

10.2.1.5 PLC LOGO V8

Para controlar las válvulas Cut – Out y la válvula de tres vías, se utiliza un PLC LOGO V8 marca Siemens (figura 10.14), que presenta 8 entradas análogas y 8 entradas digitales. Además, se incorpora una pantalla con la finalidad de visualizar las temperaturas en cada uno de los puntos de medición y para controlar el estado de la cogeneración (encendido/apagado).



Figura 10.14 PLC seleccionado. Fuente: Elaboración propia.

10.2.2 DESCRIPCIÓN SISTEMAS MECÁNICOS

A continuación, se describe en detalle el funcionamiento del sistema de cogeneración exponiendo el diagrama de flujo (figura 10.15), el rol que cumple cada componente y la filosofía de control.

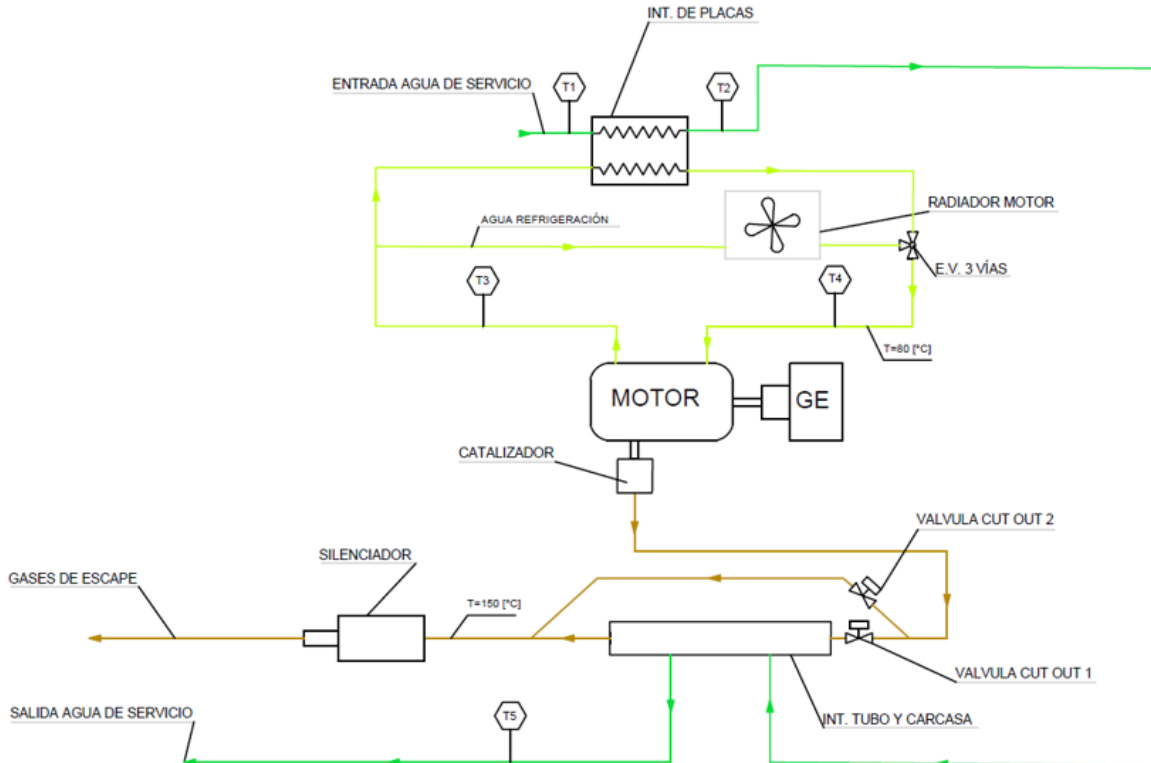


Figura 10.15 Diagrama de Flujo. Fuente: Elaboración propia.

Para comprender el funcionamiento del sistema de cogeneración es necesario reconocer cada componente y la acción que debe ejecutar según la operación requerida. Como se menciona en el capítulo 7, el sistema opera con la permanente circulación del agua de la piscina, y el accionamiento del sistema de cogeneración depende únicamente del desvío de las fuentes térmicas del generador que se realiza mediante válvulas automáticas, sensores de temperaturas y un PLC. El sistema de control es el encargado de movilizar las válvulas Cut – Out y la válvula de tres vías y responde dependiendo de las temperaturas presentes en cada punto de medición.

De acuerdo al diagrama de flujo expuesto en la figura 10.15, existen 5 puntos de medición de temperatura:

- T1: Temperatura del agua de la piscina (fluido de trabajo) a la entrada del sistema de cogeneración (se puede aproximar como la temperatura de la piscina).
- T2: Temperatura del agua de la piscina a la salida del intercambiador de placas/entrada del intercambiador de tubos y carcasa (ITC).
- T3: Temperatura del líquido refrigerante a la salida del motor.
- T4: Temperatura del líquido refrigerante a la entrada del motor.
- T5: Temperatura del agua de la piscina a la salida del ITC.

La primera acción que realiza el sistema de control es en el encendido del grupo electrógeno y consiste en operar en modo generación (solamente generación de energía eléctrica), para esto la válvula de tres vías se posiciona de tal forma que el refrigerante circule por el radiador, además la válvula Cut – Out posicionada a la entrada del ITC se cierra mientras que la del bypass se abre. Esta acción asegura que el equipo funcione de forma segura en un inicio, y le da tiempo al operario para verificar que el fluido de trabajo se encuentre circulando correctamente por el sistema.

Ya verificado el paso del agua de la piscina por el sistema, un operario puede activar el modo de cogeneración, causando que la válvula de tres vías cambie de posición para que el líquido refrigerante circule por el intercambiador de placas y se produzca el primer intercambio térmico. Simultáneamente las válvulas Cut – Out cambian de posición, desviando los gases de escape al interior del ITC.

Una vez funcionando el sistema de cogeneración el operario puede escoger 4 niveles de temperatura para T5 (28 °C, 30 °C 32 °C y 34 °C). Al seleccionar un nivel, el sistema realiza un intercambio térmico hasta que T5 alcanza dicha temperatura, luego automáticamente pasa a modo generación (cambian de posición las válvulas) hasta que T5 disminuye por debajo de la temperatura de operación, cuando esto sucede las válvulas vuelven a cambiar de posición para subir la temperatura del fluido de trabajo; el proceso se repite continuamente con la finalidad de mantener la temperatura constante.

Para prevenir fallas en el motor se considera un sistema de seguridad que cambia automáticamente el modo de funcionamiento a generación eléctrica. No es posible volver al modo cogeneración, a menos que un operario lo haga de forma manual. Es importante

destacar que esto es complementario a los sistemas de seguridad del motor y que no tiene la facultad de detener el grupo electrógeno.

El sistema de emergencia se puede accionar de las siguientes formas:

Si se detiene la circulación del agua de la piscina, se espera un aumento abrupto de la temperatura del líquido refrigerante del motor y de la temperatura del agua del fluido de trabajo en T5 y T2 debido a la falta de intercambio térmico, por esta razón se realiza la siguiente acción:

- Si T2 o T5 superan los 50 °C el sistema automáticamente pasa a estado de generación.
- Si T3 o T4 superan los 95 °C el sistema automáticamente pasa estado de generación.
- Ambas acciones son independientes, por lo tanto, basta que una de las temperaturas alcance el límite impuesto para activar el sistema de emergencia.

En caso de que el sistema de emergencia falle, debido las altas temperaturas de los gases de escape el agua contenida en el ITC puede comenzar a evaporarse provocando un aumento de la presión en su interior, por lo que éste cuenta con una válvula de alivio tarada en 2 bar para liberar la presión en caso de ser necesario. Por otro lado, si el agua se encuentra detenida y la válvula de tres vías no cambia de posición el refrigerante aumentaría su temperatura accionando el sistema de emergencia del motor, deteniéndolo. Lo mismo sucede si se encuentran las dos válvulas Cut – Out cerradas, el grupo electrógeno dejaría de funcionar por exceso de presión en los gases de escape.

10.2.3 CONSTRUCCIÓN

El proceso de construcción descrito a continuación guarda relación con todas las intervenciones realizadas al grupo electrógeno, además de su instalación y posterior puesta en marcha. A pesar de que el proceso de diseño de la insonorización y ventilación del equipo no son parte del alcance del presente trabajo de título, es importante mencionar lo siguiente:

- El grupo electrógeno se encuentra al interior de una caseta insonorizada de tal forma que se cumpla con lo estipulado en el D.S N° 38/2011 del MMA (Norma de emisión de ruidos).
- Es de suma importancia la correcta ventilación de la cabina insonorizada para evitar el sobrecalentamiento del motor, para ello se diseñan e implementan ductos de ventilación insonorizados, de acuerdo a la ASHRAE 1999 Application Handbook, con la finalidad de mantener una temperatura adecuada en la cabina.
- La adición de ductos de ventilación insonorizados significa una pérdida de carga adicional al ventilador del radiador. Para evitar mermas en su funcionamiento se calcula la pérdida de carga de acuerdo a la ISO 14163:1998 (E) “Acoustics –

Guidelines for noise control by silencers” y se verifica que el ventilador renueve el aire de la cabina de forma correcta. Para lo anterior se utiliza la curva característica del ventilador.

Empresas LIPIGAS importa el grupo electrógeno desde Estados Unidos, por lo que se planifican los trabajos constructivos con antelación de tal forma que la puesta en marcha se produzca a partir de dos semanas de su arribo. Para ello se realizan las siguientes fases de trabajo:

10.2.3.1 PREPARATIVOS

Los trabajos realizados previo a la llegada del equipo tienen la finalidad de minimizar los tiempos de montaje y la puesta en marcha.

En un inicio, se adquieren todas las componentes necesarias para implementar el kit de cogeneración, tales como las válvulas Cut – Out y de tres vías, intercambiador de placas, sensores de temperatura, material de insonorización, cañerías, entre otros.

Una vez adquiridos los materiales se procede a construir el intercambiador de tubos y carcasa, la estructura de la cabina, los paneles acústicos de la cabina insonorizada y el silenciador. A continuación, se describe en detalle el proceso de construcción del intercambiador de tubos y carcasa.

En primer lugar, se prepara el material para comenzar la construcción, para ello se contrata un servicio externo que cilindre las planchas de acero inoxidable y que corte las placas y los deflectores según el plano de construcción. Posteriormente se procede a posicionar los 36 tubos de acero inoxidable como se muestra en la figura 10.16 y 10.17.



Figura 10.16 Haz de tubos ITC. Fuente: Elaboración propia.



Figura 10.17 Haz de tubos ITC. Fuente: Elaboración propia.

En segundo lugar, se suelda el cilindrado para obtener la coraza del ITC y se realizan perforaciones circulares al manto, correspondientes a los puntos de ingreso y salida de los fluidos. Además, se añaden los puntos de conexión que consisten en un trozo de cañería soldado a un flange de 3 in de diámetro para los gases de escape y de 2 in de diámetro para el circuito de agua. La coraza se muestra en la figura 10.18.



Figura 10.18 Coraza ITC. Fuente: Elaboración propia.

Posteriormente, se inserta el haz de tubos al interior de la coraza y se procede a sellar. Una vez terminado dicho proceso se realizan pruebas de tintas penetrantes y de presión con agua a 2 bar para descartar la presencia de fugas entre la cámara de gas y de agua.



Figura 10.19 Pruebas de presión. Fuente: Elaboración propia.

Finalmente, se cierra el intercambiador soldándole una tapa en cada extremo y se le realiza un ensayo de hermeticidad como se expone en la figura 10.19.

10.2.3.2 MONTAJE EN TALLER

Una vez que llega el grupo electrógeno al taller de construcción, se retiene por aproximadamente una semana con la finalidad de preparar el montaje en terreno y minimizar las obras a realizar en las dependencias del hotel.

En primer lugar, se posiciona la estructura de la cabina y el ITC, para verificar la posición e instalar las válvulas Cut – Out, el bypass de gases de escape y la unión flexible de doble malla (ver figura 10.20).



Figura 10.20 Posicionamiento de componentes. Fuente: Elaboración propia.

Con respecto a la intervención del circuito refrigerante del motor, se realizan las desviaciones correspondientes. En un principio el motor cuenta con una manguera que conduce el líquido refrigerante del motor hacia el radiador, a ésta se le añade una TEE para que el líquido tenga la posibilidad de fluir por el intercambiador de placas o el radiador según sea necesario (figura 10.21).



Figura 10.21 Intervención realizada. Fuente: Elaboración propia.

Uno de los criterios de diseño considera un desmontaje rápido del intercambiador de placas ante cualquier eventualidad. Por esta razón en cada conexión se añade una válvula de bola y una unión americana con la finalidad de aislar el intercambiador sin afectar el funcionamiento del motor. La válvula de tres vías se instala verificando su correcta posición y se le añade una unión americana para facilitar su desmontaje (ver figura 10.22).



Figura 10.22 Válvula de tres vías. Fuente: Elaboración propia.

Es de suma importancia recalcar que todo el montaje realizado en el taller no es definitivo, es decir, no se realizan soldaduras definitivas ni apriete en las uniones roscadas.

10.2.3.3 MONTAJE EN TERRENO

Dado que la mayoría de los elementos y piezas son ensamblados, el montaje en terreno consiste principalmente en un posicionamiento de las componentes previamente fabricadas. En primer lugar, instala el grupo electrógeno, la estructura y los paneles de insonorización en el lugar de funcionamiento. Posteriormente, se ubica el tablero de control con sus respectivos cables. Simultáneamente se posicionan los intercambiadores con sus uniones.

En segundo lugar, se instalan los paneles acústicos, además se construye el ducto de ventilación que dirige el aire hacia el exterior de la sala.

En tercer lugar, se monta y se suelda el bypass de los gases de escape y se adiciona el silenciador al exterior de la sala de máquinas. Una vez instalados los sistemas mecánicos se incorporan los sensores de temperatura y todas las componentes del sistema de control (válvulas Cut – Out, válvula de tres vías y PT-100). Finalmente, antes de comenzar con la puesta en marcha, se verifica lo siguiente:

- Que el intercambiador de placas este correctamente instalado, es decir, que los líquidos circulen por su zona demarcada.
- La posición de la válvula de tres vías.
- La posición de las válvulas Cut – Out, que una se encuentra abierta y la otra cerrada.
- Se realizan pruebas de continuidad de corriente entre el tablero de control y cada componente: válvulas y sensores de temperatura.

Finalmente, dado que los alcances del proyecto no consideran conectar el sistema de cogeneración a los sistemas del cliente, es necesario esperar a que el personal del hotel realice la instalación eléctrica desde el grupo electrógeno hasta el tablero general, y la instalación de la red de agua de la piscina que circula por los intercambiadores.

En la figura 10.23, 10.24 y 10.25 se muestran fotografías del interior del tablero eléctrico, sistema de escape y cabina insonorizada respectivamente.

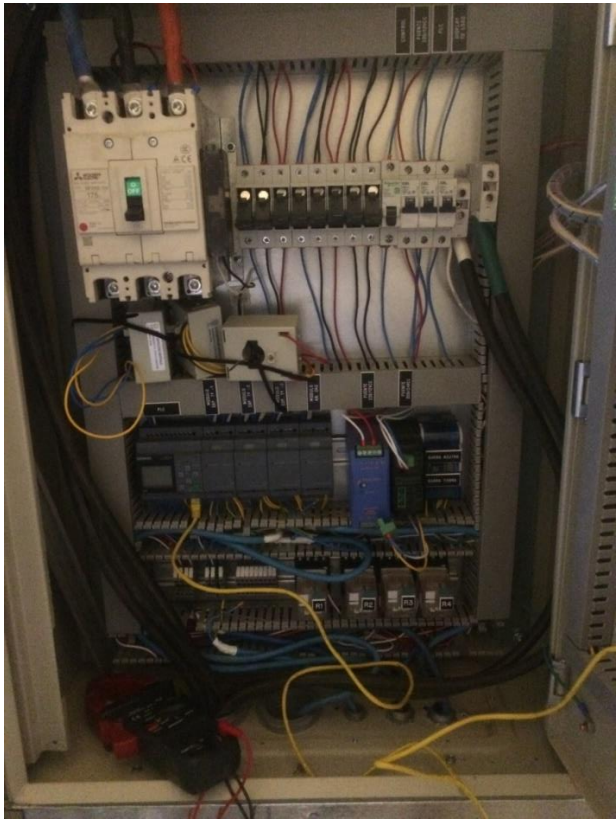


Figura 10.23 Tablero eléctrico. Fuente: Elaboración propia.



Figura 10.24 Sistema de escape. Fuente: Elaboración propia.



Figura 10.25 Módulo de cogeneración. Fuente: Elaboración propia.

10.2.3.4 PUESTA EN MARCHA

La puesta en marcha tiene como objetivo verificar que se cumplan todas las condiciones necesarias para que el sistema de cogeneración presente un funcionamiento adecuado.

En primer lugar, se verifica el correcto dimensionamiento (sección del conductor) de los cables que conectan el tablero del grupo electrógeno con el tablero general del hotel, de acuerdo a la norma Nch Elec. 4/2003. Además, se comprueba la transposición de ubicación entre los conductores para que se mantenga el equilibrio de impedancia de la línea y con esto mantener el equilibrio en la distribución de corrientes por fase.

En segundo lugar, se verifica que la red de agua se encuentre en condiciones para operar el sistema, es decir, que el material sea el adecuado para transportar el agua de la piscina, que la red cuente con los soportes necesarios para evitar vibraciones excesivas, que la conexión a la entrada y salida del sistema de cogeneración se encuentre en buen estado, entre otros.

Antes de encender el grupo electrógeno se comprueba lo siguiente:

- Que las válvulas del circuito de gas GLP estén abiertas y que su presión sea la adecuada.
- Que las válvulas del circuito de agua se encuentren en su posición correcta.
- La posición de las válvulas Cut – Out, es decir, una cerrada y la otra abierta.
- La batería del motor se encuentre conectada y cargada.
- Que el grupo electrógeno se encuentre conectado a tierra.

Una vez realizada la inspección previa de los sistemas, se procede a encender el grupo electrógeno y se deja funcionando en vacío (sin generación de energía eléctrica). Luego, dado que el sistema de control de la cogeneración es independiente del tablero de control general de la instalación, se realizan las siguientes pruebas:

- Verificación de la correcta medición de los sensores de temperatura.
- Pruebas de movimiento de las válvulas Cut – Out y de tres vías, se observa que el funcionamiento sea sincronizado y de acuerdo a lo programado.

Después de verificar que las fases se encuentren en equilibrio se enciende la bomba de circulación de agua para realizar pruebas en el sistema de cogeneración:

- Se buscan fugas de agua en el circuito y se reparan en caso de ser necesario.
- Se opera en modo de cogeneración y se observa el comportamiento del intercambiador de placas, del ITC y del circuito refrigerante (que las temperaturas se encuentren dentro de los rangos de operación).
- Se prende y apaga reiteradamente el sistema de cogeneración para observar la transición entre un estado y otro.
- Se simula una condición de falla, apagando manualmente la bomba de circulación de agua.

De lo anterior se concluye que:

- Las válvulas Cut – Out se encuentran sometidas a temperaturas superiores a las recomendadas.
- La operación de las válvulas Cut – Out es de aproximadamente 3 segundos, mientras que la válvula de tres vías demora alrededor de 30 segundos en cambiar su posición.
- El líquido refrigerante sale del motor a una temperatura aceptable para su funcionamiento.
- Una vez que se detiene la bomba, el sistema de emergencia funciona de forma correcta.

Finalmente, se comienzan a conectar poco a poco los sistemas eléctricos del hotel hasta llegar a la carga máxima, se miden los niveles de ruido y se deja en funcionamiento el sistema de cogeneración. Se destaca la incorporación de una tarjeta microSD que guarda los registros de la temperatura cada 20 segundos.

En las figuras 10.26, 10.27 y 10.28 se exponen parte de las pruebas eléctricas contempladas en la puesta en marcha. En estas se muestran el voltaje, la velocidad de giro y la potencia que suministra cada fase.



Figura 10.26 Medidor de parámetros - Voltaje por fase. Fuente: Elaboración propia.

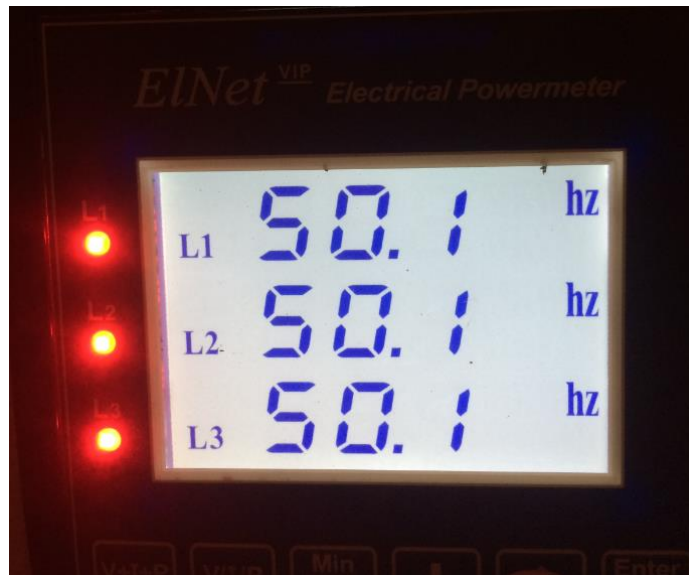


Figura 10.27 Medidor de parámetros - Frecuencia por fase. Fuente: Elaboración propia.



Figura 10.28 Medidor de parámetros - Potencia eléctrica por fase. Fuente: Elaboración propia.

10.3 PRUEBAS DE DESEMPEÑO

10.3.1 DESEMPEÑO ENERGÉTICO

La presente sección tiene como objetivo dar a conocer el desempeño energético de la unidad cogeneradora. Se tienen las siguientes consideraciones acerca de la operación del equipo y de la recolección de datos:

- El equipo funciona de forma intermitente, es decir, presenta períodos donde se encuentra encendido y apagado.
- Al encender el equipo, éste automáticamente se dispone a funcionar en modo generación.
- Una vez encendido el equipo, el modo de cogeneración debe ser accionado manualmente.
- El equipo presenta 5 puntos de medición que establecen la temperatura del fluido de trabajo (agua de la piscina).
- El PLC realiza una medición de temperatura cada 20 segundos.
- Cuando el grupo electrógeno se encuentra apagado no se realizan mediciones.

Para determinar el desempeño energético del sistema de cogeneración se realizan 2 pruebas:

- **Prueba 1:**
 - Fecha de inicio: 01-07-2018.
 - Fecha de término: 09-07-2018.
- **Prueba 2:**
 - Fecha de inicio: 16-07-2018.
 - Fecha de término: 25-07-2018.

Los resultados obtenidos en cada prueba muestran:

- La temperatura del agua de la piscina al ingreso del sistema de cogeneración, a la salida del intercambiador de placas y a la salida del intercambiador de tubos y carcasa.
- La temperatura del líquido refrigerante a la entrada y salida del motor.
- La potencia calorífica del intercambiador de placas, del intercambiador de tubos y carcasa y del equipo.

10.3.1.1 RESULTADOS

A continuación, se muestran los resultados obtenidos en cada prueba:

1. Prueba 1

Tabla 10.5 Tiempos de funcionamiento..

Ciclo de encendido	Tiempo h
1	13
2	11
3	11
4	37

Fuente: Elaboración propia.

En la tabla 10.5 se aprecian los ciclos de funcionamiento del equipo durante el primer período de prueba.

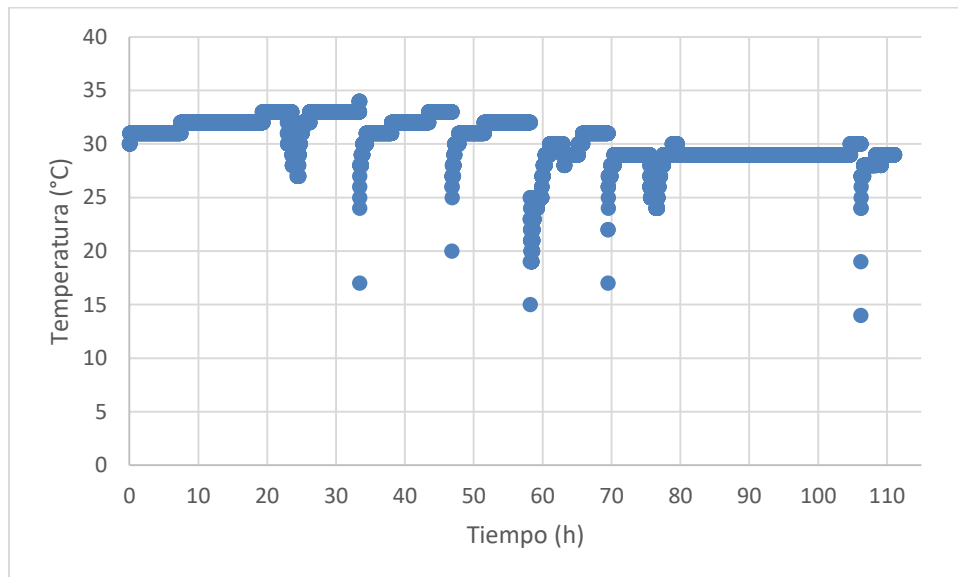


Figura 10.29 Temperatura a la entrada del módulo de cogeneración. Fuente: Elaboración propia.

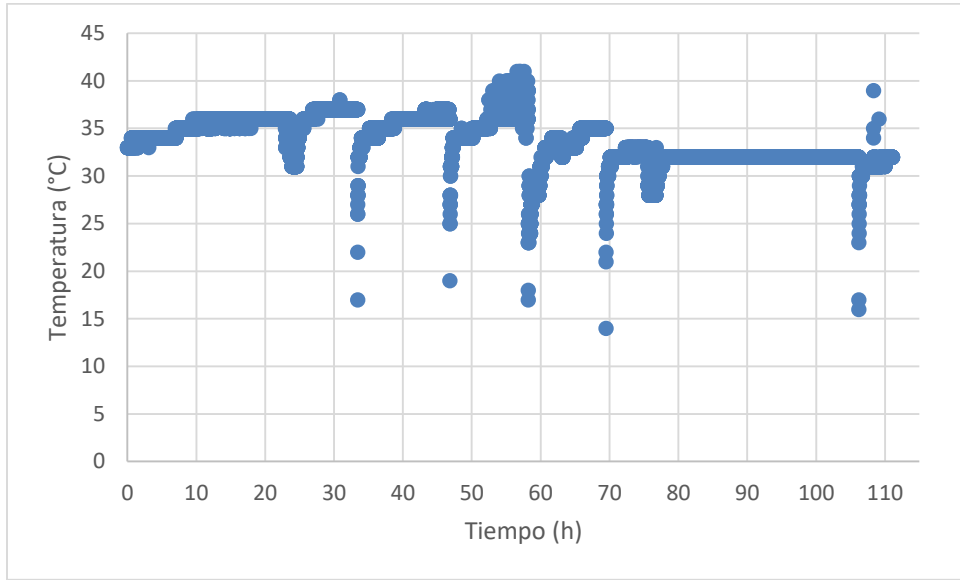


Figura 10.30 Temperatura a la salida del intercambiador de placas. Fuente: Elaboración propia.

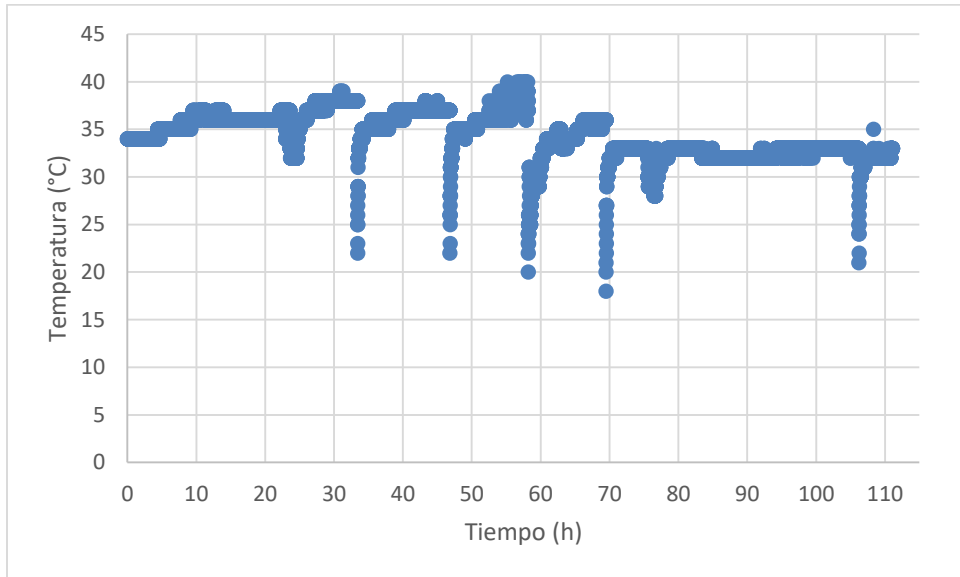


Figura 10.31 Temperatura a la salida del intercambiador de tubos y carcasa. Fuente: Elaboración propia.

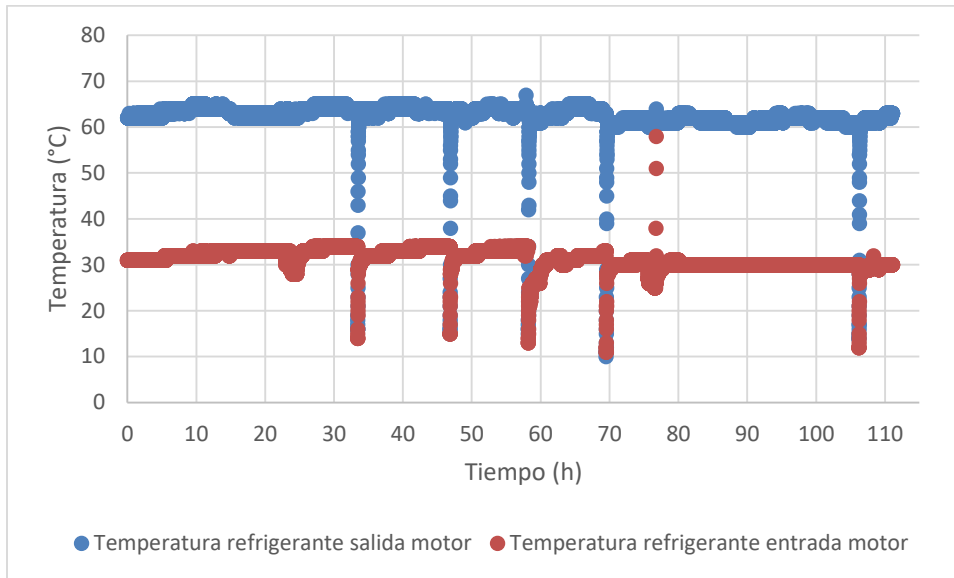


Figura 10.32 Temperatura del circuito del líquido refrigerante del motor. Fuente: Elaboración propia.

Los gráficos de las figuras 10.29, 10.30 y 10.31 muestran la evolución de la temperatura del fluido de trabajo al ingresar al sistema de cogeneración, a la salida del intercambiador de placas y a la salida del intercambiador de tubos y carcasa respectivamente. Mientras que la figura 10.32 da a conocer la temperatura del líquido refrigerante a la entrada y a la salida del motor. En cada figura se observan bruscas disminuciones de temperatura en los mismos instantes de tiempo, que dan cuenta del momento en que se enciende el equipo.

De los resultados obtenidos es posible estimar la potencia calorífica del sistema de cogeneración y de los intercambiadores de calor. Para esto se utiliza la ecuación 9.9 determinando la diferencia de temperatura del agua a la entrada y a la salida de cada intercambiador, su flujo másico y su calor específico. Con ello se construyen los gráficos de las figuras 10.33, 10.35 y 10.37 que representan la potencia calorífica en cada instante de tiempo.

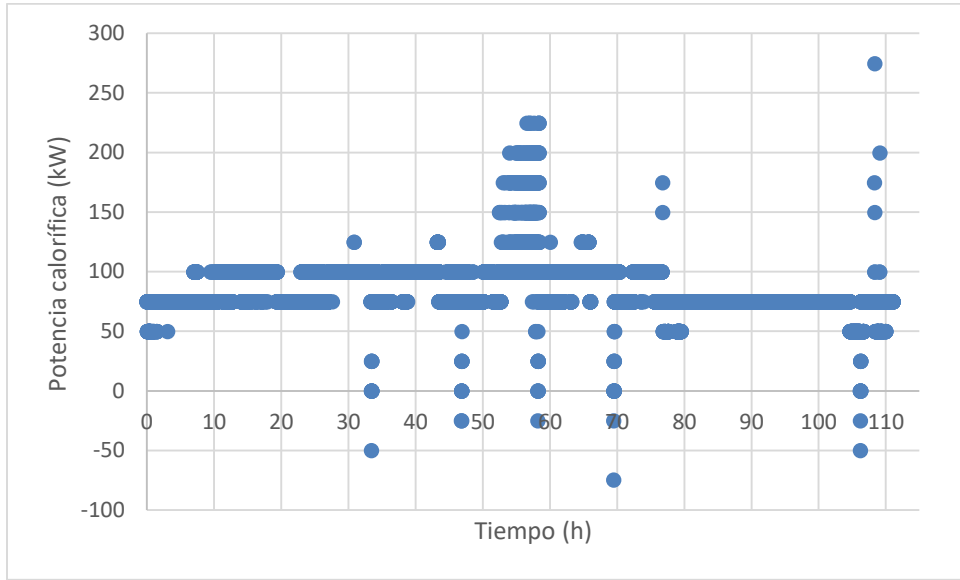


Figura 10.33 Potencia calorífica del intercambiador de placas. Fuente: Elaboración propia.

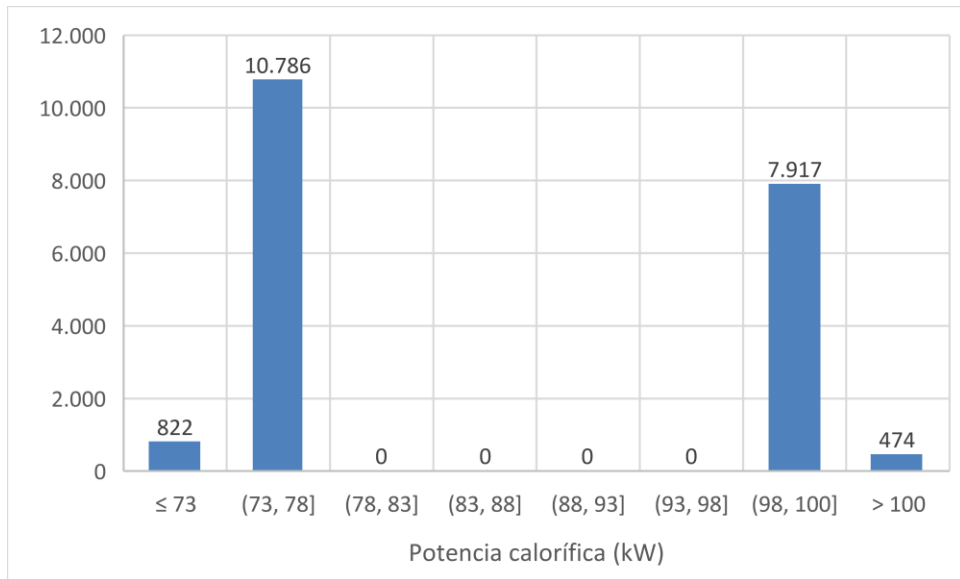


Figura 10.34 Histograma de la potencia calorífica del intercambiador de placas. Fuente: Elaboración propia.

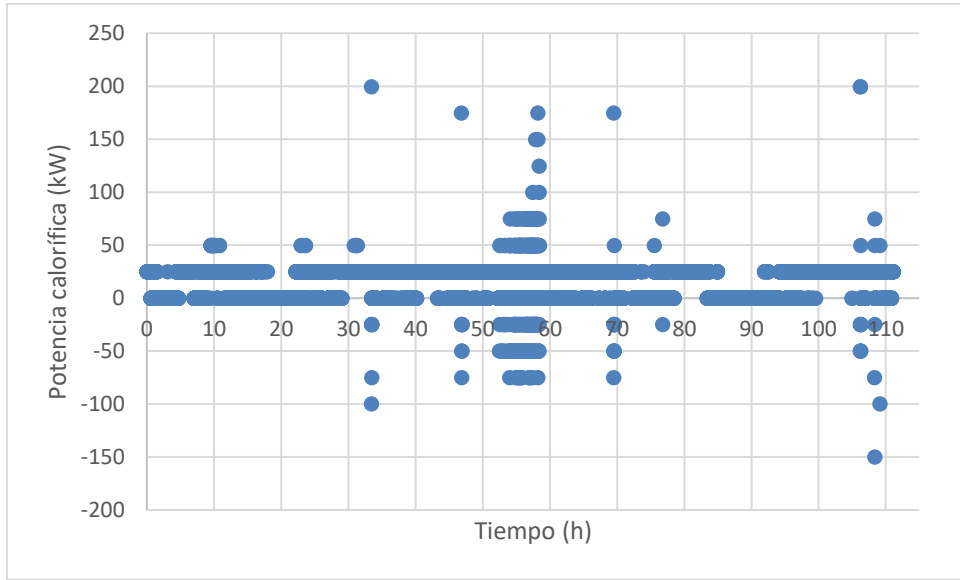


Figura 10.35 Potencia calorífica del intercambiador de tubos y carcasa. Fuente: Elaboración propia.

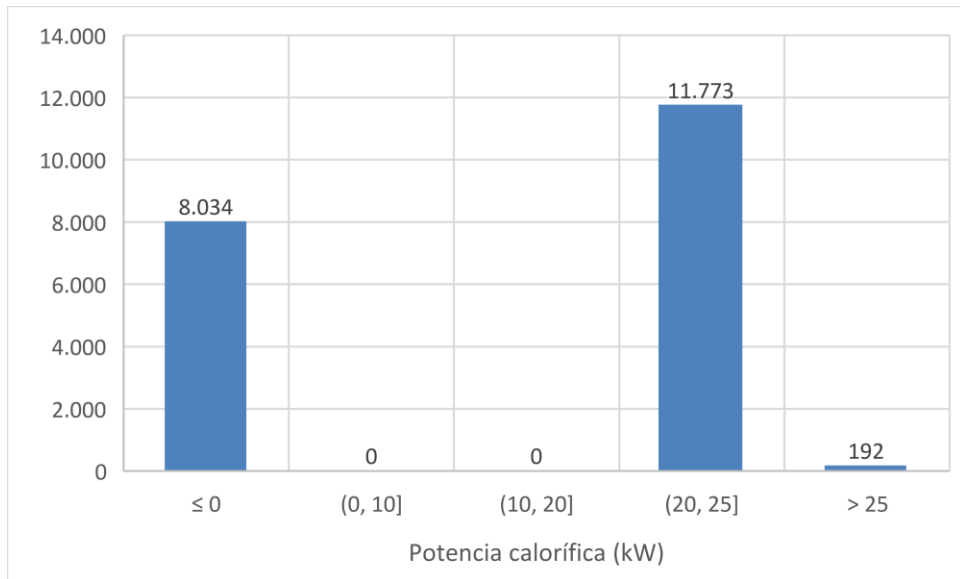


Figura 10.36 Histograma de la potencia calorífica del intercambiador de tubos y carcasa. Fuente: Elaboración propia.

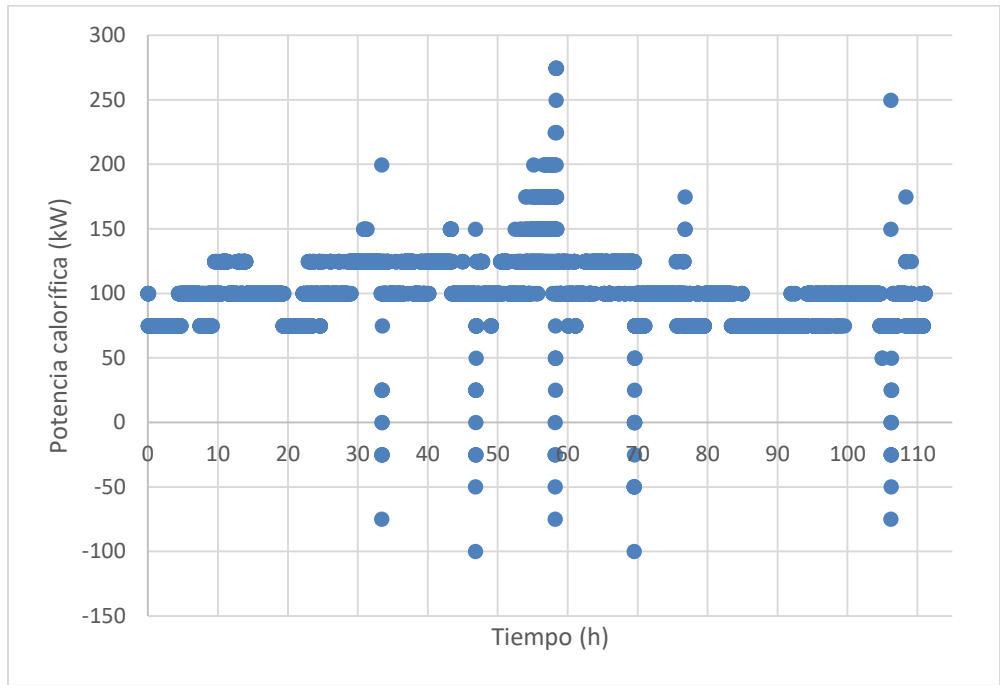


Figura 10.37 Potencia calorífica total del sistema. Fuente: Elaboración propia.

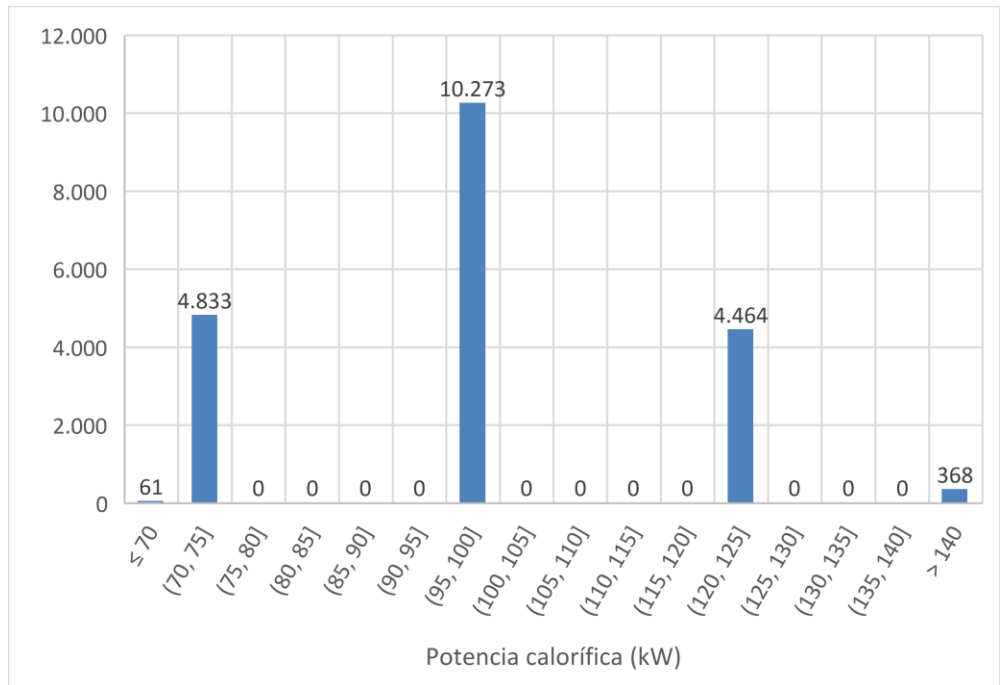


Figura 10.38 Histograma de la potencia calorífica total del sistema. Fuente: Elaboración propia.

Para comprender de mejor forma el desempeño térmico del equipo, se elaboran los histogramas representados en las figuras 10.34, 10.36 y 10.38. En el eje de las abscisas se disponen rangos de potencia calorífica y en el eje de las ordenadas las respectivas frecuencias acumuladas, con la finalidad de obtener los rangos operación.

2. Prueba 2

Tabla 10.6 Tiempos de funcionamiento.

Ciclo encendido	Tiempo h
1	10
2	11
3	13
4	14
5	14
6	14
7	15
8	13

Fuente: Elaboración propia.

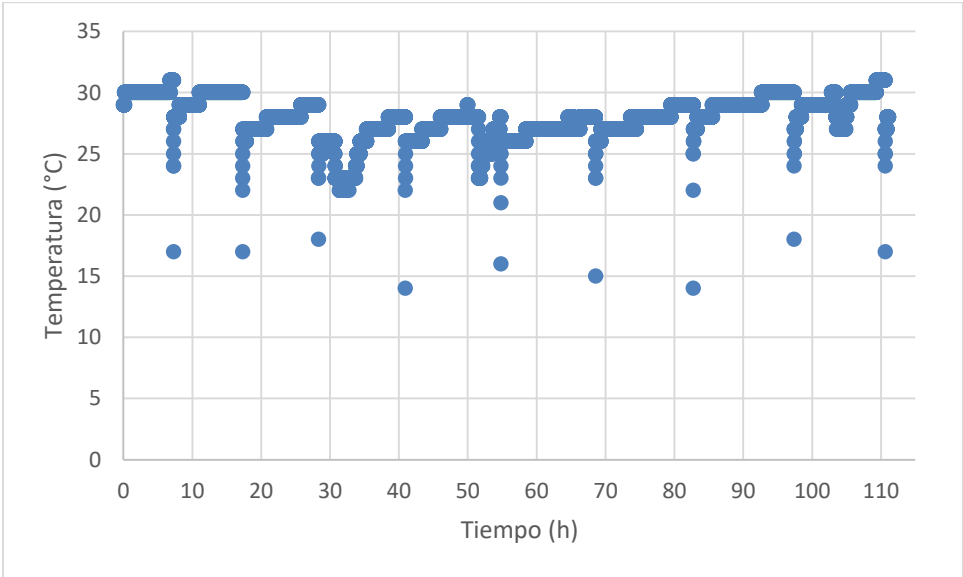


Figura 10.39 Temperatura a la entrada del módulo de cogeneración. Fuente: Elaboración propia.

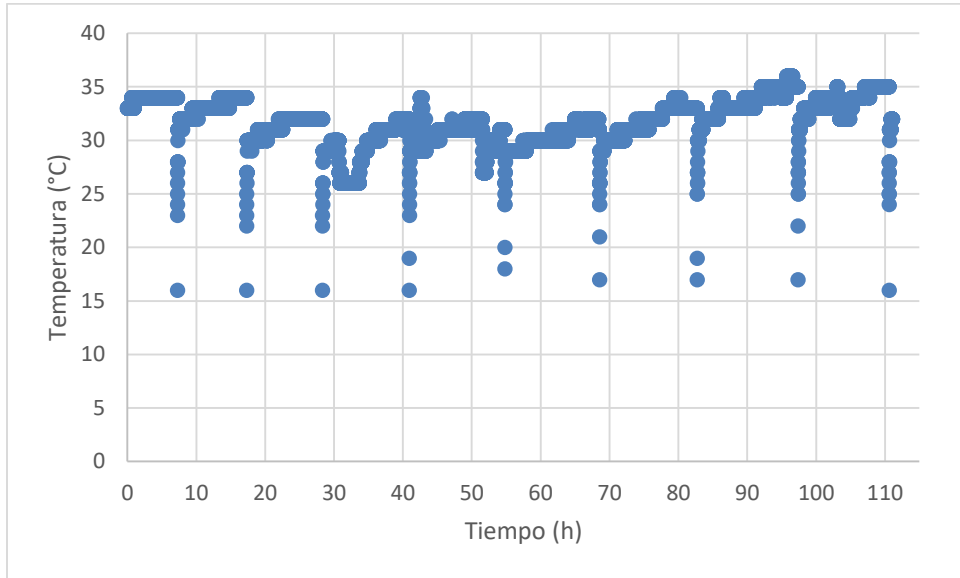


Figura 10.40 Temperatura a la salida del intercambiador de placas. Fuente: Elaboración propia.

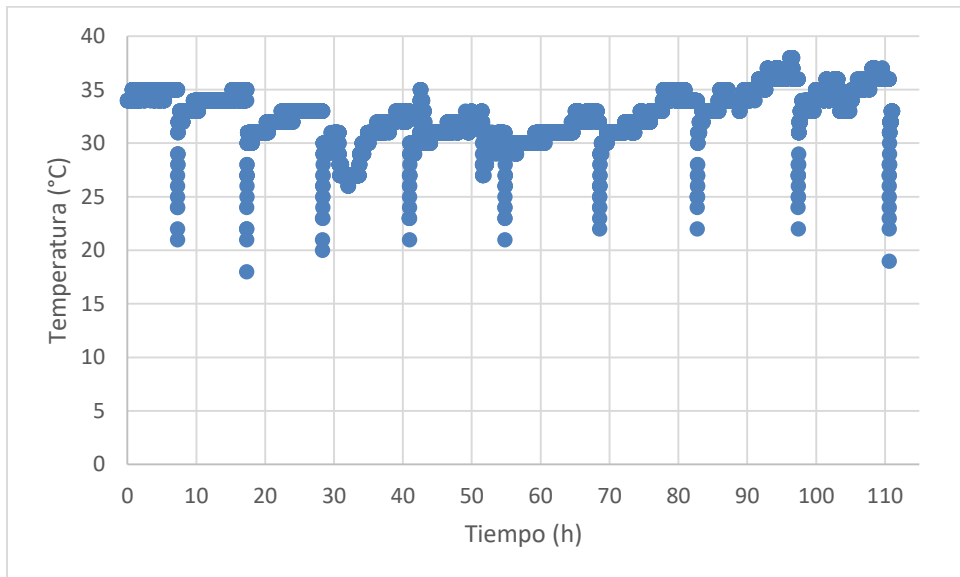


Figura 10.41 Temperatura a la salida intercambiador de tubos y carcasa. Fuente: Elaboración propia.

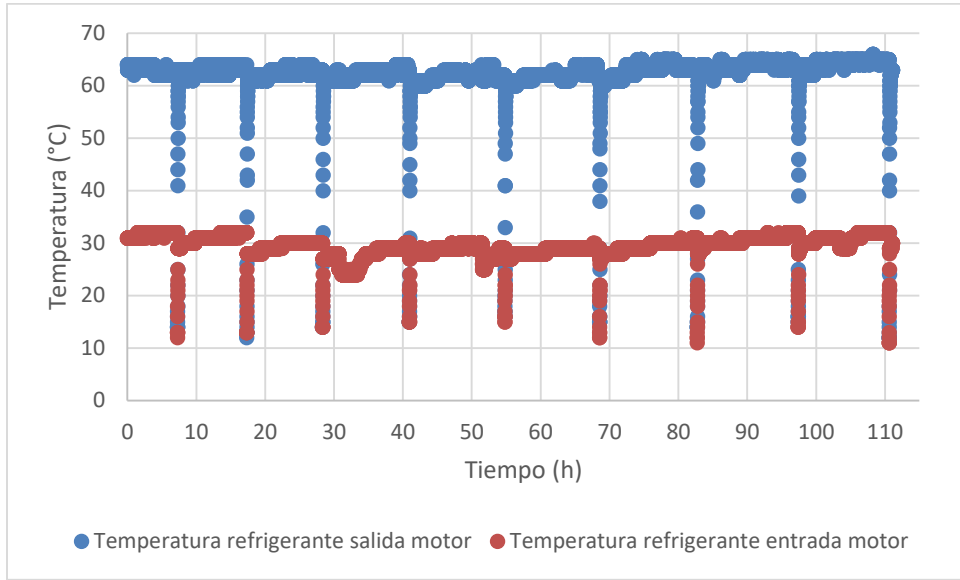


Figura 10.42 Temperatura del líquido refrigerante a la entrada y a la salida del motor. Fuente: Elaboración propia.

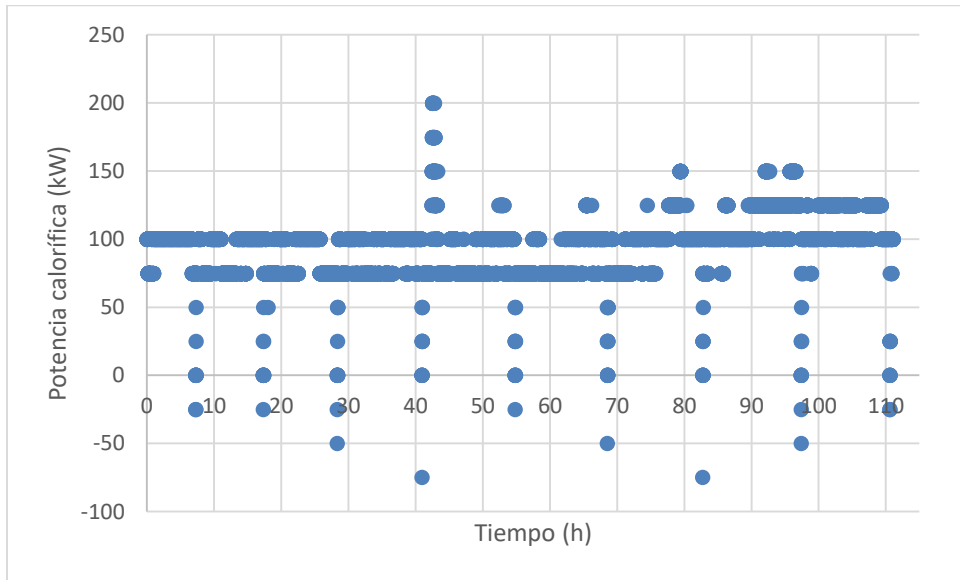


Figura 10.43 Potencia calorífica del intercambiador de placas. Fuente: Elaboración propia.

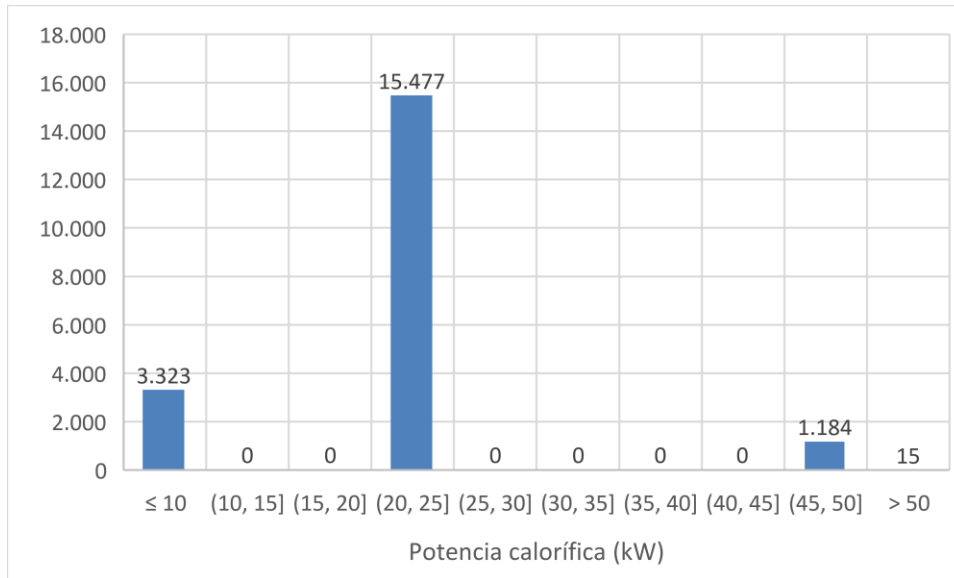


Figura 10.46 Histograma de la potencia calorífica del intercambiador de tubos y carcasa. Fuente: Elaboración propia.

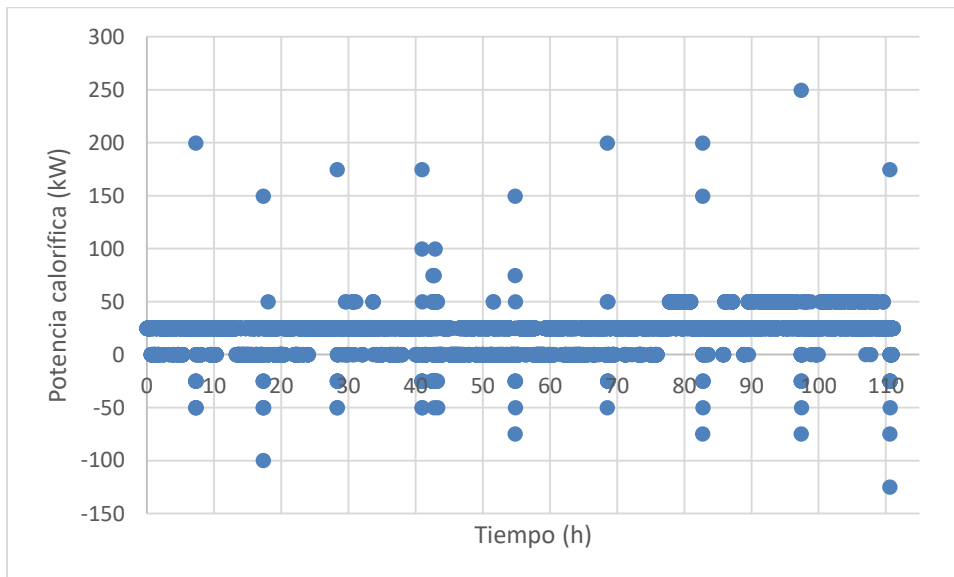


Figura 10.47 Potencia calorífica total del sistema. Fuente: Elaboración propia.

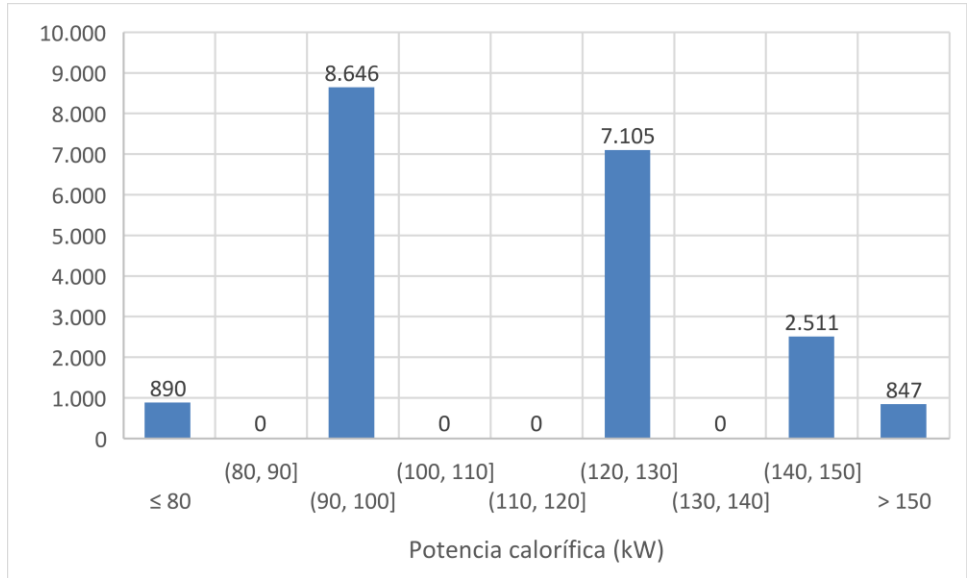


Figura 10.48 Histograma potencia calorífica total del sistema. Fuente: Elaboración propia.

En los gráficos de las figuras 10.49, 10.50, 10.51 y 10.52 se muestra la evolución de la temperatura en los puntos de medición al momento de encender el grupo electrógeno.

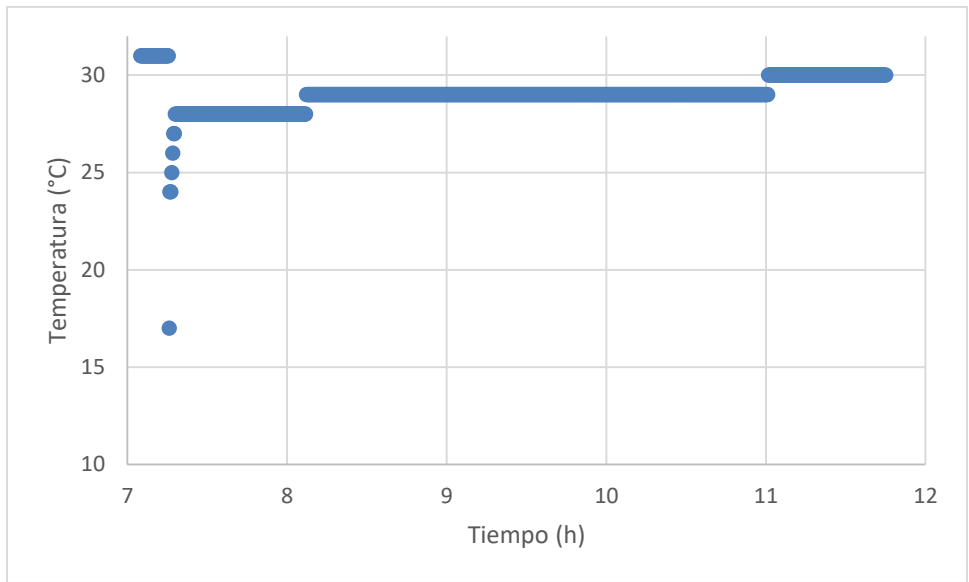


Figura 10.49 Temperatura a la entrada del módulo de cogeneración. Fuente: Elaboración propia.

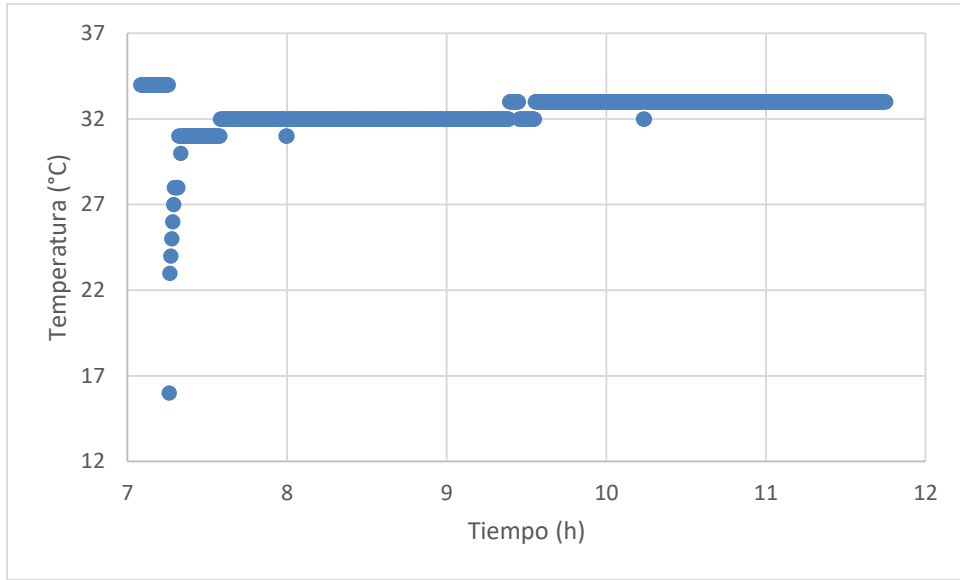


Figura 10.50 Temperatura a la salida del intercambiador de placas. Fuente: Elaboración propia.

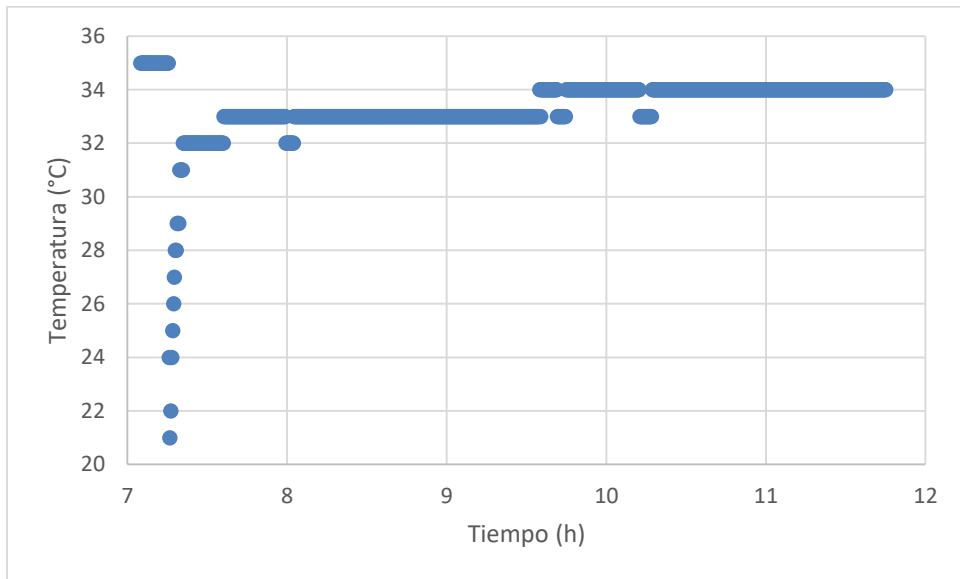


Figura 10.51 Temperatura a la salida del intercambiador de tubos y carcasa. Fuente: Elaboración propia.

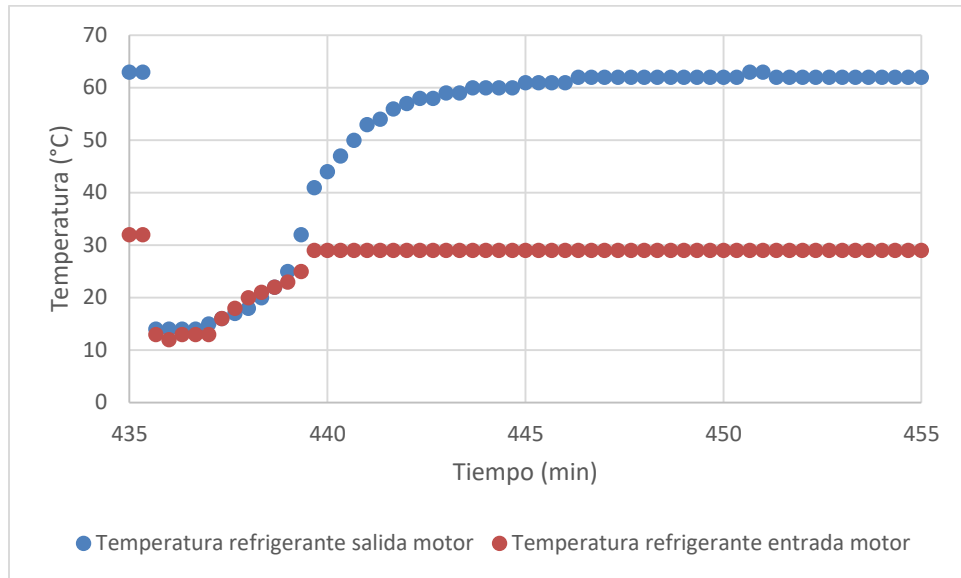


Figura 10.52 Temperatura del líquido refrigerante a la entrada y a la salida del motor. Fuente: Elaboración propia.

10.3.1.2 ANÁLISIS DE RESULTADOS

Con respecto a las figuras que muestran la evolución de la temperatura del fluido de trabajo al circular por el sistema, es posible determinar el instante donde el grupo electrógeno es encendido y apagado debido a que el PLC no recolecta datos cuando se encuentra apagado, produciendo una abrupta disminución de la temperatura al mismo tiempo en los distintos puntos de medición. En consecuencia, se obtienen los intervalos de funcionamiento del equipo (tabla 10.5 y 10.6), presentando un período de encendido de 15 horas diarias en promedio. Por otro lado, las temperaturas del agua de la piscina presentan pequeñas variaciones a lo largo del tiempo, debido a la escasa variación temporal de la demanda de energía eléctrica en los períodos de medición.

De los resultados se desprende que el promedio del alza de la temperatura provocada en el intercambiador de placas es de 3,6 °C, que se traduce en una potencia calorífica promedio de 89,9 kW. Para el intercambiador de tubos y carcasa la diferencia de temperatura promedio es de 0,7 °C que corresponde a una potencia calorífica promedio de 18,6 kW. El resultado anterior para el intercambiador de tubos y carcasa no es representativo, ya que de acuerdo al histograma representado en la figura 10.26, de los 39.998 datos recolectados, el 28% representa una diferencia de temperatura negativa que se produce en el régimen transiente (el agua contenida en el ITC debe alcanzar la temperatura de salida del intercambiador de placas para que éste comience a aportar energía térmica adicional). Eliminando los datos mencionados se obtiene que la diferencia de temperatura promedio en el ITC es de 1,1 °C y que la potencia calorífica promedio es de

26,3 kW. Finalmente, el aporte térmico total del sistema tiene un valor promedio de 116,2 kW.

De acuerdo a lo expuesto en el capítulo 10.1.4, para el grupo electrógeno funcionando a máxima capacidad se proyecta un aporte térmico de 77,5 kW del circuito refrigerante y un aporte de 72,26 kW proveniente de los gases de escape, sin embargo, en las pruebas de desempeño el equipo se encuentra funcionando al 25% de su capacidad máxima de diseño (37 kWe), por lo tanto, se espera que el aporte térmico entregado por los gases de escape sea considerablemente menor a lo proyectado (a mayor potencia eléctrica el motor consume más combustible, aumentando el flujo de los gases de escape y por lo tanto el aporte térmico entregado en el intercambiador de tubos y carcasa).

Al analizar las figuras que contienen la información de las potencias térmicas de cada etapa se observa una escasa variación temporal, que corrobora la invariabilidad de la demanda eléctrica del hotel en los períodos de medición.

El agua que ingresa al módulo de cogeneración proviene directamente de la piscina, por lo tanto, si se desprecian las pérdidas de calor asociadas al traslado del agua desde la piscina a la unidad cogeneradora es posible considerar que la temperatura de entrada al sistema y la temperatura de la piscina son idénticas. De la figura 10.49 se desprende que el sistema demora 3,7 horas en alcanzar una temperatura estable y en consecuencia el régimen estacionario.

Los motores de combustión interna presentan una válvula que regula el flujo del líquido refrigerante desviado al radiador, con la finalidad de mantener el motor a una temperatura adecuada. De esta manera entre menor sea la temperatura del ambiente, menor es el flujo de refrigerante que circula por el radiador. La temperatura promedio del refrigerante a la entrada del motor es de 30,4 °C y a la salida es de 62,6 °C. De la figura 10.52 se desprende que el refrigerante alcanza la temperatura promedio de operación en aproximadamente 6,6 minutos, mientras que la temperatura del refrigerante a la entrada del motor demora alrededor de 2,5 horas en estabilizarse, presentando mayores oscilaciones.

La eficiencia global del sistema alcanza un 79,71%, como referencia el generador Senergie 9408TI presenta una eficiencia global del 88,93 % con cogeneración. Además, el equipo produce 3,14 kilowatt térmicos por cada kilowatt eléctrico entregado.

Es importante mencionar que entre menor sea la demanda eléctrica, menor es la eficiencia electromecánica del grupo electrógeno, que se traduce en una mayor cantidad de energía térmica desprendida a los sistemas de refrigeración y gases de escape.

10.3.2 EVALUACIÓN DEL DESEMPEÑO DE COMPONENTES

En general la unidad cogeneradora presenta un funcionamiento adecuado, el sistema de control responde de forma correcta frente a las eventualidades que se pueden presentar

(alza excesiva de temperatura en el refrigerante, detención de la bomba de circulación de agua de la piscina, entre otros), la válvula de tres vías no presenta problemas de funcionamiento y los intercambios térmicos satisfacen los requerimientos del cliente.

Sin embargo, tanto el intercambiador de tubos y carcasa como las válvulas cut – out presentan fallas prematuras las cuales se detallan a continuación.

10.3.2.1 INTERCAMBIADOR DE TUBOS Y CARCASA

Debido a los ciclos de encendido y apagado del grupo generador, los dispositivos se encuentran constantemente sometidos a cambios de temperatura. El intercambiador de tubos y carcasas es la componente que más se encuentra afectada por los ciclos de calentamiento y enfriamiento, ya que pasa de la temperatura ambiente a temperaturas mayores de 300 °C en cortos períodos de tiempo (cuando se enciende el grupo electrógeno). Dado lo anterior se produce una fuga en su interior, en la zona demarcada en rojo de la figura 10.53, correspondiente a la placa ubicada en la zona donde ingresan los gases de escape. Por inspección visual se determina la ubicación de la falla. Lo anterior se atribuye a una fatiga térmica producida por los ciclos de calentamiento y enfriamiento del ITC.

La falla es detectada por personal del hotel, al observar una fuga de agua proveniente de la zona de admisión de los gases de escape al intercambiador. Es importante destacar que la falla se produce a los 3 meses de su instalación.

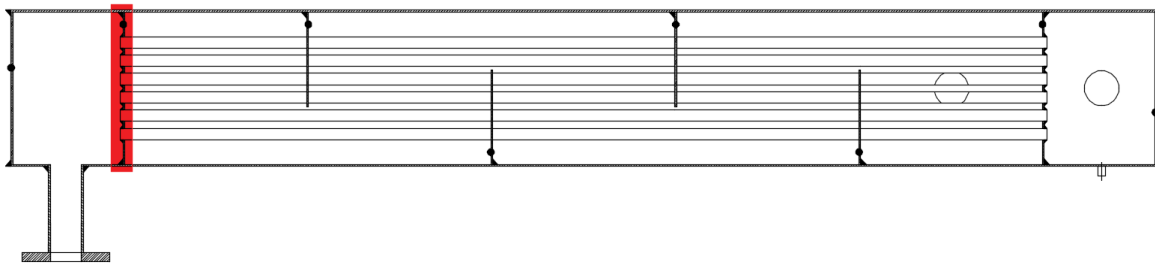


Figura 10.53: Ubicación de la falla en rojo. Fuente: Elaboración propia.

Para verificar lo observado se realiza un ensayo de tinta en las ubicaciones descritas anteriormente y se procede a su reparación.

El ensayo de tinta realizado consiste en:

- i. Limpiar la zona a ensayar con esmeril y grata copa.
- ii. Aplicar tinta.
- iii. Aplicar revelador.

- iv. Limpiar la zona ensayada con pañeta para la detección de fisuras, grietas, entre otros.

Para realizar el ensayo se procede cortando la tapa de cámara de admisión de gases. A continuación, se muestran imágenes del proceso (figuras 10.54-10.57):



Figura 10.54 Ensayo de tintas penetrantes. Fuente: Elaboración propia.



Figura 10.55 Ensayo de tintas penetrantes. Fuente: Elaboración propia.



Figura 10.56 Proceso de reparación. Fuente: Elaboración propia.



Figura 10.57 Florecimientos de soldadura. Fuente: Elaboración propia.

Una vez realizado el ensayo se detectan las grietas y se reparan añadiendo soldadura en la zona afectada, sin embargo al momento de realizar pruebas de presión con agua se detectan fugas en los tubos adyacentes, se repite el proceso de reparación tres veces obteniendo el mismo resultado (fugas de agua en los tubos adyacentes).

Tras pericias se concluye que el material se encuentra debilitado debido a que el generador es encendido y apagado constantemente, lo que genera esfuerzos por dilatación

y contracción en el material, especialmente en el haz de tubos, además las condiciones de alta temperatura y esfuerzos permanentes generan creep.

En la figura 10.58 se observa el tipo de grieta resultante, la cual se produce en la zona de soldadura y es transversal al tubo, sugiriendo que se produce por esfuerzos longitudinales a este.



Figura 10.58: Grieta interior tubo. Fuente: Elaboración propia.

Para solucionar el problema se procede a retirar completamente la placa (3 mm de espesor) que separa la cámara de gas y la de agua y se reemplaza por una de 5 mm de espesor. Además, se disminuye la luz entre los tubos y los agujeros de la placa con la finalidad de disminuir el material de aporte utilizado. Finalmente, se sueldan a “tope” los tubos y la placa para disminuir los esfuerzos residuales.

10.3.3 VÁLVULAS CUT-OUT

De acuerdo al diagrama de flujo, las válvulas se instalan a la salida del catalizador del grupo electrógeno, con la finalidad de desviar los gases de escape al ITC (cogeneración) o directamente al silenciador. De acuerdo a las especificaciones técnicas las válvulas son diseñadas para trabajar a altas temperaturas, pero en cortos períodos de tiempo (no más

de 2 horas de uso continuo). Dado que el equipo funciona aproximadamente 15 horas diarias, se produce un alza excesiva de temperatura en los motores de las cut – out quemándolos y dejando fuera de servicio las válvulas. Lo anterior puede ser bastante perjudicial ya que se puede dar el caso en que las dos válvulas queden cerradas, implicando un aumento excesivo de la presión de los gases de escape que se puede traducir en la falla de otros componentes.

El aumento excesivo de la temperatura de las válvulas se produce debido a la transmisión de calor por conducción. Para solucionar la problemática, se decide aislar térmicamente el ducto de escape cubriéndolo con lana mineral y se aleja el pabellón de la válvula con la finalidad de disminuir el calor transferido hacia el motor de las mimas. A pesar de que se disminuye considerablemente la temperatura de los actuadores, ésta sigue siendo excesiva, por lo que se evalúa cambiarlas por una tecnología más robusta en el corto plazo.

10.4 MEJORAS AL PROTOTIPO

El proyecto realizado en el HOTEL NOI PUMA LODGE es posterior al HOTEL EL MORADO LODGE, por lo tanto, se incorporan mejoras al sistema para garantizar un mejor funcionamiento y una vida útil más prolongada. En el presente capítulo se expone cada uno de los cambios realizados con respecto a la primera unidad de cogeneración.

10.4.1 ANTECEDENTES DEL PROYECTO

HOTEL NOI PUMA LODGE se encuentra ubicado en el Km 22 Fundo Sierra Nevada, Machalí, Región Libertador General Bernardo O'Higgins. En la Figura 10.59 se exponen las condiciones ambientales en las que se encuentra.

Se elabora una propuesta técnica con el fin de disminuir costos de operación, mantenimiento y combustible, que consiste en el cambio dos grupos generadores a Diesel CUMMIS de 250 kVA por dos unidades cogeneradoras, cuyo aporte térmico se destina para precalentar el agua de alimentación de calderas. Es importante mencionar que los grupos generadores existentes funcionan de forma asíncrona, es decir, solo funciona uno a la vez. Por lo que la propuesta elaborada también considera este funcionamiento.



Nombre	NOI Puma Lodge
Rubro	Hotelería y Turismo
Actividad	Hotelería
Ubicación	Machalí, Rancagua
Altura Geográfica	1000 - 1200 m.s.n.m.
Ambiente	Entorno cordillerano
T° Máxima	Promedio; Febrero, alrededor de 21°C (máx), Julio 7° C (mín).

Unidades Generadoras	3
Combustible	Diesel
Cantidad Modo Stand-By	
Cantidad Modo Prime	2
Cantidad modo reserva	1
Potencia Total Instalada Estimada	262kW.

Figura 10.59 Características generales HOTEL NOI PUMA LODGE. Fuente: Elaboración propia.

El funcionamiento del hotel se relaciona directamente con la cantidad de Huéspedes. Su temporada alta es en verano, no obstante, la demanda de energía eléctrica es variable. Se considera que durante el año el hotel presenta una demanda del 60 % de su capacidad, y que en el verano se incrementa al 100 %.

Grupos Electrónicos Existentes:

- 1 Generador CUMMINS 250 kVA – Equipo modo Prime.
- 1 Generador CUMMINS 250 kVA – Equipo modo Prime.
- 1 Generador 63 kVA – Equipo modo Reserva.

Los tres equipos generan energía eléctrica en baja tensión, es decir, 220 V y 50 Hz.

Demanda Mínima

La demanda mínima de potencia es de 60 kW aprox.

Demanda Máxima

La demanda máxima de potencia es de 120 kW aprox.

10.4.2 DESCRIPCIÓN DE MEJORAS

Las mejoras realizadas tienen como finalidad corregir los problemas obtenidos en el primer prototipo, los sistemas intervenidos son las válvulas Cut – Out, el circuito de circulación de agua y el intercambiador de tubos y carcasa. A continuación, se detalla cada una:

10.4.2.1 CIRCUITO DE AGUA

Dado a que la distancia entre la sala de máquinas y la de calderas es de 86 metros, se decide incorporar al sistema un circuito cerrado de circulación de agua, con la finalidad de aislar la unidad cogeneradora, para tener un mayor control sobre ella.

De acuerdo a los cálculos realizados en la etapa de diseño, se selecciona una bomba centrífuga marca PENTAX, modelo CHT400, de tal forma que se mantengan las condiciones de operación del primer prototipo, es decir, un caudal de 30 m³/h. En la figura 10.61 se observa la curva de operación de la bomba seleccionada.

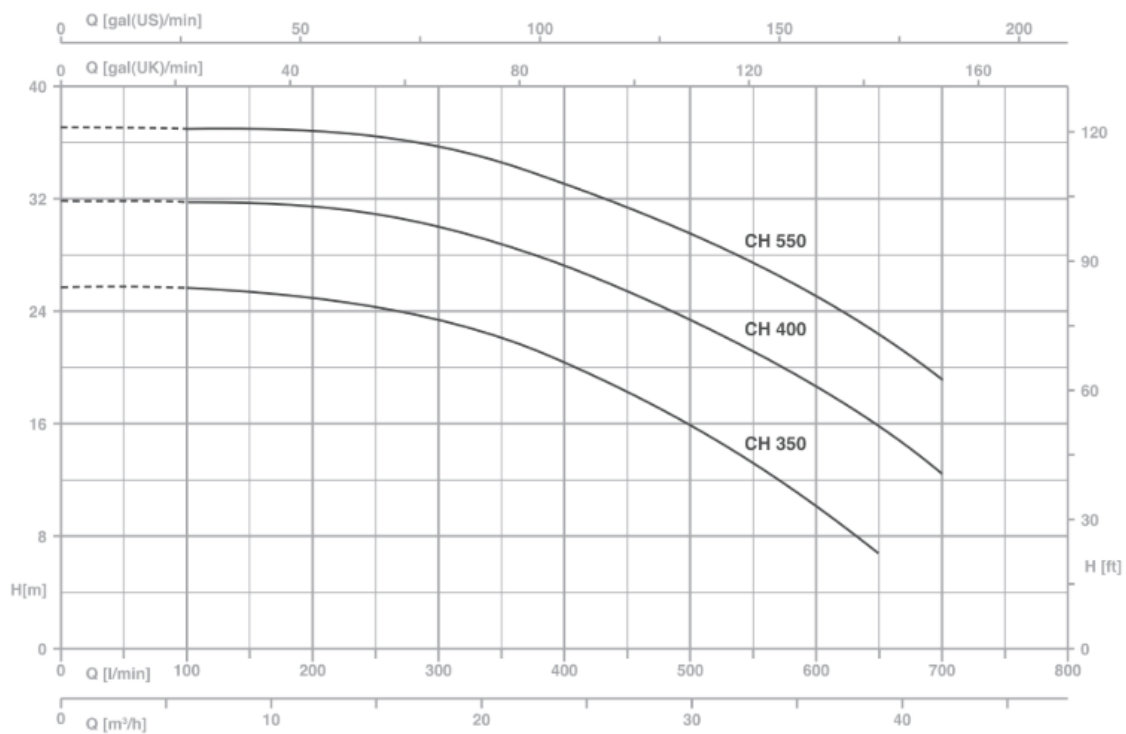


Figura 10.60 Curva característica de bomba Pentax modelo CHT400. Fuente [30].

El circuito presenta un tramo soterrado compuesto por tuberías de MDPE y un tramo aéreo de acero A53. Por otro lado, el líquido circulante es etilenglicol al 30 % con agentes anticorrosivos.

Dada la longitud del trayecto que debe recorrer el fluido para realizar el intercambio térmico, se aísla térmicamente la red de agua utilizando una cinta aislante K-FLEX, de esta forma se reducen las pérdidas de calor por conducción provocadas a lo largo del trayecto.

Al llegar a la sala de calderas se adiciona un intercambiador de placas para realizar la transferencia de calor entre el fluido de trabajo y el agua que circula por las calderas.

La aislación del circuito de agua entre la unidad cogeneradora y el agua de la caldera tiene como ventaja obtener una mayor autonomía del sistema, ya que en caso de una falla es posible operar las calderas con normalidad y viceversa. Por otro lado, tener los sistemas en serie significaría adicionar una pérdida de carga importante al sistema de distribución de agua caliente del cliente.

10.4.2.2 VÁLVULAS CUT-OUT

De acuerdo a la experiencia obtenida en el HOTEL EL MORADO LODGE y a la falla prematura de las válvulas Cut – Out debido a la alta temperatura alcanzada en los respectivos motores, se decide reemplazarlas por la electroválvula marca QTP, que presenta una mayor envergadura y un armazón que le permite aislar térmicamente de mejor forma el motor de la misma.



Figura 10.61 Válvulas Cut – Out. Fuente: Elaboración propia.

En la figura 10.63 se observan las válvulas Cut – Out, a la derecha se observa la utilizada en el HOTEL EL MORADO LODGE, mientras que a la izquierda la usada en el HOTEL NOI PUMA LODGE. El cambio de válvulas le da una mayor confiabilidad al sistema.

10.4.2.3 ITC

Dada la falla ocurrida en el ITC y las complicaciones que surgieron al momento de su reparación, se decide realizar los siguientes cambios con respecto al diseño original:

En primera instancia, considerando que el fluido de trabajo se encuentra en un circuito cerrado y que no presenta mayores agentes corrosivos, se reemplaza la coraza cilindrada por una cañería de acero A53 de diámetro nominal 10 in que presenta un costo menor y corrige la forma ovalada de la coraza obtenida por medio del proceso de cilindrado.

Por otro lado, se corrigen las medidas de los baffles y de las placas, de tal forma de reducir la tolerancia entre los agujeros y los tubos, con la finalidad de reducir el material de aporte y por ende realizar una mejor soldadura. Además, se aumenta el grosor de las placas a 5 mm.

Debido a que el proceso de reparación del primer intercambiador resulta muy invasivo (corte de la tapa para inspeccionar visualmente y corte del cilindrado para remover la placa dañada), se modifica el diseño original para dejar la cámara de gases removible. Para ello se añaden dos flanges tal como se muestra en la figura 10.64, esto facilita la inspección sin tener que dañar la carcasa.



Figura 10.62 Nuevo diseño del intercambiador tubos y carcasa. Fuente: Elaboración propia.

También se alargan los tubos que admiten y expulsan el agua y los gases de escape para añadir sensores de temperatura extra, o medidores de presión.

Con respecto al proceso de construcción, se sueldan los tubos a “tope” para reducir el aporte de material. Finalmente, se realizan las pruebas de presión y tintas penetrantes para asegurar la ausencia de fugas al momento de su funcionamiento.

A continuación, se muestran algunas imágenes del proceso de construcción:



Figura 10.63 Carcasa de intercambiador. Fuente: Elaboración propia.



Figura 10.64 Soldadura intercambiador Fuente: Elaboración propia.

11 EVALUACIÓN TÉCNICA – ECONÓMICA DEL PROTOTIPO

Para realizar estudio económico y de eficiencia energética, se plantean dos escenarios posibles: por un lado, la producción de energía eléctrica a través del grupo electrógeno (GE) psi 8.8L más una caldera y por el otro, el sistema de cogeneración. Por otro lado, se comparan los costos de capital típicos de sistemas CHP con los valores obtenidos.

11.1 EVALUACIÓN ECONÓMICA

El indicador financiero utilizado para calcular la rentabilidad es el VAN (valor actual neto), que supone como ingreso la energía eléctrica generada y como costos: la operación y mantenimiento del GE, sumado a el combustible consumido la caldera.

La caldera considerada debe funcionar a GLP y tener una potencia entre los 100 y 150 kW, que corresponde a la potencia capaz de generar el sistema de cogeneración. En el mercado nacional el valor de este tipo de caldera se encuentra entre los \$ 4.000 USD y los \$ 12.000 USD. Se considera un costo promedio de \$ 8.000USD con una eficiencia térmica del 96 %.

Como se menciona, se considera como ingreso la energía eléctrica generada. Esto se realiza considerando el ingreso igual al cargo realizado por la empresa suministradora de electricidad CGE, con una tarifa BT3 en el sector Isla de Maipo. En el Anexo F se encuentra tarifario de la SEC (figura 10.11).

BT1:	Medición de energía cuya potencia conectada sea inferior a 10 kW o la demanda sea limitada a 10 kW (residencial)
BT2:	Medición de energía y contratación de potencia (comercial y alumbrado público)
BT3:	Medición de energía y medición de demanda máxima
BT4:	Medición de energía y alguna de las siguientes modalidades
BT4.1:	Contratación de demanda máxima de potencia en horas de punta y de la demanda máxima de potencia
BT4.2:	>Medición de demanda máxima de potencia en horas de punta y contratación de la demanda máxima de potencia
BT4.3:	Medición de demanda máxima de potencia en horas de punta y de la demanda máxima de potencia suministrada

Figura 11.1 Tarifas eléctricas Fuente: [28].

Tabla 11.1: Datos Tarifa suministro eléctrico (CGE-5 sector 3).

BT3: Cargo Fijo	1.784	CLP
BT3: Cargo energía	35	CLP/kWh
BT3: Cargo potencia presente en punta	14.515	CLP/kW
BT3: Cargo potencia parcial presente en punta	12.093	CLP/kW

Fuente: Anexo F.

Respecto a los costos de mantención y operación, se consideran los que se muestran en la tabla 11.2, donde se muestran los costos asociados a operación y mantención de motores a gas natural para distintas capacidades. Si bien el motor con el que se trabaja es a GLP y no a GN, se consideran que los costos de operación y mantención (O&M) son similares. Se utiliza el valor superior de costo asociado a una capacidad nominal de 100 kW, es decir, \$ 0,025 USD.

Tabla 11.2: Costos de mantención y operación.

Sistema	1	2	3	4	5
Capacidad Nominal kW	100	633	1.121	3.326	9.341
Servicios \$USD/(kWh)	0,023-0,025	0,02	0,0018	0,015	0,0075
Insumos \$USD/(kWh)	incl.	0,001	0,001	0,001	0,001
Costo total O&M 2013 \$USD/(kWh)	0,023-0,025	0,021	0,0028	0,016	0,0085

Fuente: [13].

Por otro lado, el valor del activo físico se deprecia aceleradamente debido a las características del prototipo que tiene el proyecto. Como es posible apreciar en la tabla 11.3, el Servicio de impuesto interno (SII), declara una depreciación acelerada en 3 años para equipos de generación eléctrica.

Tabla 11.3 Depreciación de equipos.

E.- SECTOR ENERGÉTICO		
E.1) EMPRESAS ELÉCTRICAS		
1) Equipos de generación y eléctricos utilizados en la generación.	10	3
2) Obras civiles hidráulicas y otros relacionados con la generación.		
- Bocatomas, muros de presa.	50	16
- Descargas	30	10
- Túneles, piques, pretiles, evacuaciones, cámaras de carga, tuberías de presión.	20	6
- Canales	18	6
- Sifones, captaciones, estanques y chimeneas de equilibrio.	10	3
- Desarenador	8	2

Fuente: [29].

El precio del combustible se elige de acuerdo a la tabla 11.4 dado por ENAP, con un valor del dólar de \$ 650 CLP (ver tabla 11.4). Por otro lado, las potencias se calculan con un valor del poder calorífico inferior (PCI) de 10,8 Mcal/kg y los consumos con una densidad del GLP de 1,83 kg/Nm³.

Tabla 11.4: Precios de combustibles.

	Gasolina 93	Gasolina 97	Kerosene	Diesel	GLP	Fuel Oil N° 6
Fecha	US\$/m3	US\$/m3	US\$/m3	US\$/m3	US\$/ton	US\$/tm
06-dic-18	466,53	493,86	600,30	529,60	536,79	415,58
29-nov-18	491,77	527,93	637,11	568,17	554,74	445,36
22-nov-18	508,16	539,75	660,35	590,66	564,13	464,42
15-nov-18	540,02	567,77	672,62	613,07	589,44	486,03
08-nov-18	566,41	595,82	683,81	626,50	611,28	496,46
01-nov-18	582,58	612,49	692,94	634,75	644,01	497,32
25-oct-18	602,70	637,23	703,83	645,57	688,20	494,76
18-oct-18	626,95	663,14	712,20	654,61	713,55	494,21
11-oct-18	632,77	663,36	703,20	646,75	725,73	488,04
4-oct-18	611,89	639,11	680,97	623,64	725,11	472,12
27-sept-18	598,24	628,55	669,88	610,58	728,62	462,92
20-sept-18	591,83	620,23	667,04	608,89	726,16	458,93
13-sept-18	589,73	607,80	663,07	609,43	712,97	459,42
06-sept-18	589,42	605,34	655,10	600,53	693,34	453,41
30-ago-18	579,83	595,73	639,70	582,70	672,19	439,33
23-ago-18	576,57	594,59	633,44	580,08	672,16	439,88
16-ago-18	582,20	604,79	633,08	582,93	674,67	448,34

Fuente: [31].

El precio del proyecto se muestra en la tabla 11.5, que corresponde a la inversión inicial considerada en el flujo de caja con cogeneración. Es importante mencionar que se encuentra incluido la instalación y montaje del sistema.

Tabla 11.5 Estimado de inversiones sistema de cogeneración.

Inversiones		
Grupo electrógeno	26.696.898	CLP
Kit de cogeneración	10.202.547	CLP
Insonorización	7.900.000	CLP
Inversión total	44.799.445	CLP

Fuente: Elaboración propia.

Los datos de consumos proyectados son calculados a partir de las simulaciones de los balances energéticos y estos corresponden a los expuestos en la tabla 11.6.

Tabla 11.6 Consumos proyectados sistema de cogeneración.

Datos consumo		
Potencia máxima	97,19	kW
Potencia eléctrica promedio	65,73	kW
Operación	10	h/día
Consumo potencia eléctrica	19.719	kWhe/mes
Consumo potencia térmica	34.620	kWhth/mes
Consumo combustible prod. Calor	1.510	m ³ /mes
Consumo total	3.039	m ³ /mes

Fuente: Elaboración propia.

Debido a la envergadura del proyecto no se incluyen opciones de financiamiento. Además, se evalúa a un horizonte de 5 años. Luego, en la situación con cogeneración se obtiene el siguiente flujo de caja con su respectivo VAN calculado con una tasa del 10% (ver tabla 11.7)

Tabla 11.7 Flujo de caja sistema de cogeneración.

	año 0	año1	año 2	año 3	año 4	año 5
I: eléctrico		\$ 34.657.859	\$ 34.657.859	\$ 34.657.859	\$ 34.657.859	\$ 34.657.859
I: térmico		\$ 11.570.293	\$ 11.570.293	\$ 11.570.293	\$ 11.570.293	\$ 11.570.293
C: O &M		\$ -3.845.205	\$ -3.845.205	\$ -3.845.205	\$ -3.845.205	\$ -3.845.205
C: Gasto combustible		\$ -23.285.245	\$ -23.285.245	\$ -23.285.245	\$ -23.285.245	\$ -23.285.245
intereses por credito						
ganancias de capital						
depreciaciones legales		\$ -14.933.148	\$ -14.933.148	\$ -14.933.148		
perdida ejeercicio anterior						
utilidad antes de impuesto		\$ 4.164.553	\$ 4.164.553	\$ 4.164.553	\$ 19.097.702	\$ 19.097.702
impuesto (19%)		\$ -791.265	\$ -791.265	\$ -791.265	\$ -3.628.563	\$ -3.628.563
utilidad despues de impuesto		\$ 3.373.288	\$ 3.373.288	\$ 3.373.288	\$ 15.469.138	\$ 15.469.138
depreciaciones legales		\$ 14.933.148	\$ 14.933.148	\$ 14.933.148		
perdida ejercicio anterior			\$ -	\$ -	\$ -	\$ -
ganancia/perdida de capital						
Flujo Operacional		\$ 18.306.436	\$ 18.306.436	\$ 18.306.436	\$ 15.469.138	\$ 15.469.138
inversión	\$ -44.799.445					
valor residual de los activos						
capital de trabajo						
recuperación de capital de trabajo						
prestamos						
amortizaciones						
Flujo de capitales	\$ -44.799.445	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -
Flujo de Caja	\$ -44.799.445	\$ 18.306.436	\$ 18.306.436	\$ 18.306.436	\$ 15.469.138	\$ 15.469.138

Fuente: Elaboración propia.

$$VAN = 18.997.001 \text{ CLP}$$

Es importante mencionar que el VAN es creciente según lo generado. Si se considerara una producción de potencia eléctrica a máxima capacidad, es decir 97,19 kW, se obtiene el siguiente VAN:

$$VAN = 27.732.152 \text{ CLP}$$

Ahora, el escenario con el sistema no integrado considera lo siguiente:

Tabla 11.8 Estimado de inversiones sistema de generación más caldera.

Inversiones		
Grupo electrógeno	26.696.898	CLP
Caldera 100- 150 kwth	5.200.000	CLP
Insonorización	7.900.000	CLP
Inversión total	39.796.898	CLP

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 11.9 Consumo sistema de generación más caldera.

Datos consumo		
Potencia máxima	97,19	kW
Potencia eléctrica promedio	65,73	kW
Operación	10	h/día
Consumo potencia eléctrica	19.719	kWhe/mes
Consumo potencia térmica	34.620	kWhth/mes
Consumo combustible prod. Calor	1.510	m ³ /mes
Consumo total	4.612	m ³ /mes

Fuente: Elaboración propia.

Queda el siguiente flujo de caja con su respectivo VAN:

Tabla 11.10 Flujo de caja sistema de generación más caldera.

	año 0	año1	año 2	año 3	año 4	año 5
I: eléctrico		\$ 34.657.859	\$ 34.657.859	\$ 34.657.859	\$ 34.657.859	\$ 34.657.859
I: térmico						
C: O & M		\$ -3.845.205	\$ -3.845.205	\$ -3.845.205	\$ -3.845.205	\$ -3.845.205
C: Gasto combustible		\$ -33.755.558	\$ -33.755.558	\$ -33.755.558	\$ -33.755.558	\$ -33.755.558
intereses por credito						
ganancias de capital						
depreciaciones legales		\$ -13.265.633	\$ -13.265.633	\$ -13.265.633		
perdida ejeercicio anterior						
utilidad antes de impuesto		\$ -16.208.537	\$ -16.208.537	\$ -16.208.537	\$ -2.942.904	\$ -2.942.904
impuesto (19%)		\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -
utilidad despues de impuesto		\$ -16.208.537	\$ -16.208.537	\$ -16.208.537	\$ -2.942.904	\$ -2.942.904
depreciaciones legales		\$ 13.265.633	\$ 13.265.633	\$ 13.265.633		
perdida ejercicio anterior			\$ 16.208.537	\$ 16.208.537	\$ 16.208.537	\$ 2.942.904
ganancia/perdida de capital						
Flujo Operacional		\$ -2.942.904	\$ 13.265.633	\$ 13.265.633	\$ 13.265.633	\$ -
inversión	\$ -39.796.898					
valor residual de los activos						
capital de trabajo						
recuperación de capital de trabajo						
prestamos						
amortizaciones						
Flujo de capitales	\$ -39.796.898	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -
Flujo de Caja	\$ -39.796.898	\$ -2.942.904	\$ 13.265.633	\$ 13.265.633	\$ 13.265.633	\$ -

Fuente: Elaboración propia.

$$VAN = -13.740.189 \text{ CLP}$$

Comparando los resultados entre ambos sistemas se verifica la conveniencia en la integración de los sistemas. Esto se debe a que se generan ahorros importantes en la producción de calor. Incluso, el VAN positivo que se logra muestra que la generación autosostenida con CHP genera beneficios.

11.2 COMPARACIÓN CON COSTOS DE CAPITAL TÍPICOS

Respecto a la inversión o costos de capital, se manejan los rangos que se muestran en la tabla 11.9 en la que se exponen los costos de capital típicos para 5 sistemas distintos con capacidad entre 100 kW y 9 MW. Los precios que se muestran corresponden a valores típicos, sin embargo, estos pueden variar significativamente dependiendo del equipamiento, área geográfica, competencia del mercado, requerimiento especial por el sitio, control de emisiones, entre otras [13].

El set de generación consiste en un motor acoplado a un generador sin una caja reductora. El sistema 4 de la tabla 11.11 está compuesto por un diseño alemán que funciona a 1500 rpm, pero produce energía eléctrica con caja reductora a 1.800 rpm. El sistema más pequeño corresponde a un diseño montado sobre un skid dotado de: un sistema de control básico, control de combustible, radiador, ventilador y sistema de partida (al igual que el GE intervenido). El costo total del equipo corresponde a la suma del costo del set de generación más el costo del sistema CHP. El costo total de planta consiste en la suma de los costos de la totalidad de los equipos, costos de material, costos de trabajo, ingeniería, manejo de proyecto (incluye: licencias, seguros, comisionamiento, puestas en marcha) y un financiamiento de 4 a 18 meses de periodo de construcción. Todos los sistemas corresponden a motores de baja emisión de NOx.

Los sistemas CHP que se muestran en la tabla 11.11 son capaces de producir vapor de baja entalpia o agua caliente. El equipo de recuperación de calor consiste en un economizador que extrae calor del sistema de escape, un intercambiador de calor para extraer calor del refrigerante, una bomba de circulación, un sistema de control y tuberías. Los costos de interconexión y eléctricos corresponden a los asociados a paralelismo síncrono para los sistemas más grandes. El caso del generador, el sistema de 100 kW utiliza un generador con un inversor que ha sido precertificado para la interconexión en la mayoría de las áreas. Los costos de trabajo/materiales representan el costo laboral por el trabajo civil, mecánico y eléctrico, así como materiales, ya sea, conductos, tuberías y cableado. La gestión del proyecto y la construcción también incluyen la vinculación con contratistas y garantías. Los costos de garantías de rendimiento suponen una contingencia 5 % del total. Es importante mencionar que las estimaciones varían si se considera la construcción y el montaje de unidades individuales o la instalación de múltiples equipos.

Tabla 11.11: Costos típicos de un sistema CHP.

Costos de Capital	1	2	3	4	5
Capacidad nominal kW	100	633	1121	3326	9341
Equipos costos en 2013 \$USD/kW					
Grupo electrógeno	1.400	400	375	350	575
Recuperador de calor	250	500	500	500	175
Conexiones eléctricas	250	140	100	60	25
Tratamiento de gases de escape	-	750	500	230	150
Total equipo	1.900	1.790	1.475	1.140	925
Trabajo/materiales	500	448	369	285	231
Capital total de proceso	2.400	2.238	1.844	1.425	1.156
Proyecto, construcción y administración	125	269	221	171	139
Ingeniería	250	200	175	70	30
Contingencias	95	90	74	57	46
Financiamiento	30	42	52	78	62
Costo total de la planta \$USD/kW	2.900	2.839	2.366	1.801	1.433

Fuente [13].

Evidentemente los costos de capital se encuentran muy por debajo de los valores típicos del mercado. Para el caso del generador de 100 kW, se estima un costo de capital de \$188.500.000 CLP y el proyecto se vende en \$ 44.799.455 CLP, vale decir, el precio tiene un orden menos. Esta gran diferencia se explica a partir de la calidad de los componentes, equipos y por lo tanto del producto final. El sistema diseñado no ofrece elevada confiabilidad, pues se trata de un prototipo y no de un producto probado. Otra importante consideración, es que los costos no se encuentran actualizados, pues corresponden al año 2013, pero son una buena referencia.

11.3 EVALUACIÓN DE EFICIENCIA ENERGÉTICA

Continuando con el análisis de la eficiencia energética, si se representa gráficamente la situación de cogeneración y sin cogeneración se obtiene lo que se puede apreciar en la figura 11.2, donde se muestra el total de consumo de GLP mensual para un nivel de carga promedio de 65,73 kWe, aportando 115,4 kWth.

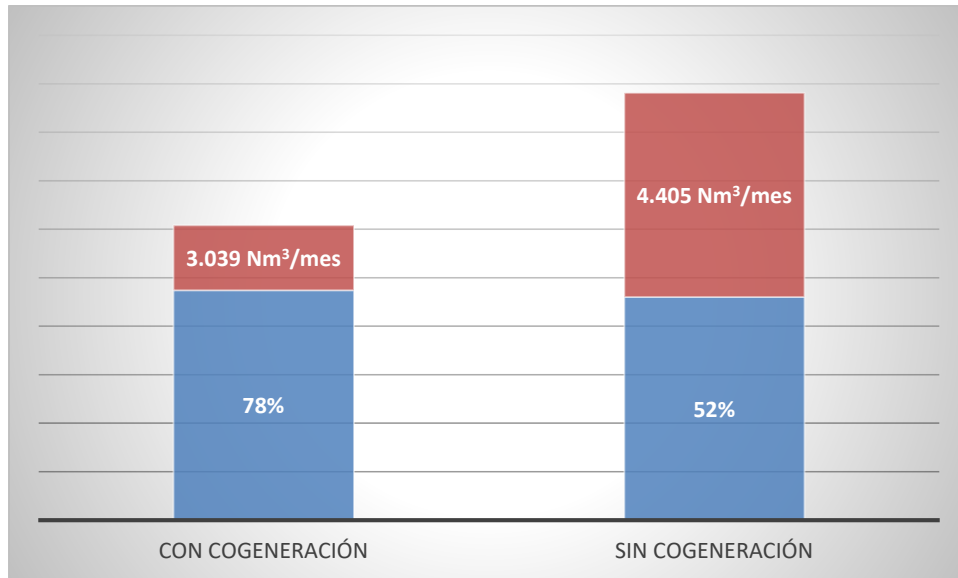


Figura 11.2 :Consumo de GLP mensual Fuente: Elaboración propia.

En la figura 11.2 se muestra en un color azul el nivel de consumo aprovechado y en rojo lo que corresponde a pérdidas. Además, se muestra eficiencia térmica para cada sistema de producción de calor y energía eléctrica. Como es posible notar, la situación con cogeneración ofrece una eficiencia del 78% lo que se traduce en un consumo 31% menos de combustible.

Como se menciona en los antecedentes, la Directiva 2002/91/CE relativa a la eficiencia energética de los edificios indica que los sistemas de cogeneración califican como uno de alta eficiencia si genera ahorros superiores al 10 %. En este caso se logra 31%, por lo que se puede considerar como un sistema de alta eficiencia.

12 CONCLUSIONES

Tras la realización del presente trabajo de título, es posible afirmar que se cumplen de forma satisfactoria cada uno de los objetivos específicos inicialmente propuestos. En primer lugar, se logra reconocer contexto energético nacional e identificar la oportunidad de realizar cogeneración de lo cual se concluye lo siguiente:

- i. La demanda energética del país, entre los años 1991 y 2011, ha aumentado en un 122 %, sumado a que la matriz energética ha mutado a una más sustentable, en la que 46,8% es generada a partir de recursos renovables. Esto responde a un cambio en políticas públicas que apuntan a una generación amigable con el medio ambiente.

El sector comercial, público y residencial representa el 21% del consumo energético del país, donde el 76,9 % del total corresponde al sector residencial, seguido por el comercial con un 20,3 % y el público con un 2,8 % [3]. Por otro lado, más del 62 % del consumo energético del sector residencial es destinado a climatización o producción de agua caliente sanitaria, además, considerando solo el consumo de energía eléctrica, la refrigeración representa un 31,6 % y la iluminación alcanza un 19% 3. Las fuentes energéticas utilizadas para satisfacer las demandas de energía térmica y eléctrica del sector residencial son: leña (44,3 %), derivados del petróleo (24,8 %) y electricidad (22,7 %) [5]. Entonces, es posible notar que el sector residencial/comercial es uno de los consumos de menor sustentabilidad.

La cogeneración es un proceso que ofrece sistemas de alta eficiencia, lo que puede repercutir fuertemente en los costos energéticos, pues genera importantes ahorros. Su implementación depende de varios factores, sin embargo, para el caso de generación remota destinada a uso comercial/domiciliario, a través del uso de grupos electrógenos es bastante conveniente. Se recalca que es de suma importancia considerar los factores del sitio donde se desea instalar grupo electrógeno y su tipo de uso, pues su desempeño varía sustancialmente con estos factores.

Respecto a reconocer el equipo y realizar balance energético se concluye lo siguiente:

- ii. Para reconocer el equipo se reúnen manuales y antecedentes de la tecnología. Se expone una reseña de CHP en GE, donde se muestran distintos tipos de intervenciones y se concluye que lo más conveniente es aprovechar el calor disponible en el ciclo de refrigeración del motor y los gases de escape dispuestos en dos etapas de calentamiento para la producción de agua caliente.

Para efectuar balance energético se utilizan datos de GE con similares características al que se interviene, junto a datos de consumo recogidos de levantamiento realizado en hotel donde se instala sistema. Es importante mencionar

que se debe tener muy presente las condiciones del sitio, pues repercuten fuertemente en el desempeño del GE. Luego, se crea un modelo en el software EES que simula las potencias caloríficas en cada etapa de calentamiento para distintos niveles de carga y a distintas temperaturas del agua. La simulación entrega datos fundamentales para el dimensionamiento de los intercambiadores de calor.

Se cumple el objetivo de diseñar y seleccionar los componentes del sistema, junto al control de este. Esto se realiza como se muestra a continuación:

- iii. Se selecciona un intercambiador de placas para la intervención de la refrigeración del motor y se diseña intercambiador de tubo y carcasa para los gases de escape. Este último se fabrica debido al elevado costo que tiene en el mercado. Para su diseño se utilizan método LMTD y método de EFECTIVIDAD- NTU.

Es importante mencionar que se tienen especiales consideraciones en la materialidad de cada componente y los ductos que los unen. Por otro lado, debido a las características vibratorias que tiene la máquina, toda unión con esta debe ser flexible.

Respecto a la instrumentación y el control, se utilizan una válvula de 3 vías motorizada y dos válvulas Cut-Out, las cuales son las encargadas de direccionar líquido refrigerante del motor y gases de escape respectivamente. Su accionamiento depende de PT-100 que miden temperatura y se encuentran conectada a un PLC encargado del control.

La construcción de los tres módulos de cogeneración se elabora en un marco de una empresa inexperta en el desarrollo de este tipo de máquinas, con un acotado presupuesto y 4 meses para la generación de una propuesta tecnológica. Esto impulsa el uso de metodologías de trabajo rápidas, en la que se privilegia la efectividad de la máquina sobre el estudio de detalles.

La posibilidad de construir tres prototipos permite un aprendizaje y mejoras en las versiones más nuevas, junto con reconocer componentes sensibles y preparar contingencias ante fallas. Un ejemplo de aprendizaje es la segunda versión del ITC que incorpora considerables mejoras en su construcción, entregando mayor robustez. Se deja planteado como tarea futura: construir bajo estándares TEMA, estudiar efectividad de ITC y estudio de la confiabilidad del equipo. Por otro lado, un componente que requiere de ingeniería de detalle es la válvula que controla dirección de flujo de gases de escape. La altas temperatura a las que está sometida hace que sea un componente sensible y de baja confiabilidad.

Respecto al desempeño se concluye lo que se muestra a continuación:

- iv. Las pruebas de desempeño de la unidad cogeneradora se realizan a partir de mediciones de temperaturas obtenidas por las PT-100, las cuales registran los datos cada 20 segundos en una memoria SD ubicada en el PLC. Si se contrastan los

resultados teóricos con los empíricos es posible concluir que estos logran una buena aproximación.

Una particularidad no contemplada de los datos arrojados por las mediciones es que la temperatura promedio del refrigerante a la salida y a la entrada al motor son 62,6 °C y 30,4 °C respectivamente. Esto indicaría que el motor estaría trabajando en un rango bajo de temperatura. Sin embargo, el motor internamente está dotado de una válvula termostática de mezcla que actúa para regular el refrigerante dentro del motor y su temperatura. Por otro lado, el motor del GE corresponde a uno adaptado para esta aplicación, cuyo combustible de diseño no es el GLP. Esto sumado a que no se encuentra en el rango de carga de operación eficiente, hace posible suponer que la diferencia de temperatura podría guardar una relación con esto.

La unidad cogeneradora muestra, en general, un correcto funcionamiento. Sin embargo, en el primer prototipo fabricado surgieron fallas prematuras en el ITC y las válvulas Cut- Out. Estas componentes son las más sensibles del sistema debido a que se encuentran operando en condiciones de altas temperaturas.

En la actualidad se encuentran los tres prototipos funcionando satisfactoriamente (para el caso del MORADO LODGE con 3.600 h de funcionamiento y el PUMA LODGE 1.200 h). En el caso del sistema CHP instalado en EL MORADO LODGE para una demanda eléctrica promedio de 37 kW se recuperan 116,2 kW térmicos, logrando una eficiencia global del 79,71 %.

Del objetivo que apunta a realizar un análisis económico se concluye lo siguiente:

- v. Para hacer un análisis económico se evalúan dos escenarios posibles: por una parte, la producción de energía eléctrica a través del grupo electrógeno (GE) psi 8.8L más una caldera para la producción de calor; por otro lado, el sistema de cogeneración. El indicador financiero utilizado para calcular la rentabilidad es el VAN (valor actual neto), que supone como ingreso la energía eléctrica generada y como costos: la operación y mantenimiento del GE y caldera. Se obtiene un VAN de \$ 18.997.001 CLP y \$ - 13.740.189 CLP, para los sistemas con cogeneración y sin cogeneración respectivamente. Por otro lado, comparando ambas situaciones, la con cogeneración genera 31 % menos de consumo de combustible.

El precio al que se vende el proyecto corresponde a un 24 % de valores típicos de costo de capital para esta tecnología. Esta gran diferencia se explica a partir de la calidad de los componentes, equipos y por lo tanto del producto final. El sistema diseñado no ofrece elevada confiabilidad, pues se trata de un prototipo y no de un producto probado.

Como conclusiones generales, se considera que el presente trabajo de título es un buen punto de partida para: la identificación de la oportunidad; reconocimiento de los principales sistemas CHP con grupo electrógenos; las principales consideraciones de diseño y

construcción para la integración de un kit de cogeneración; por último, entrega noción de los costos asociados a un proyecto de este tipo y del desempeño energético que presenta.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Ministerio de Energía (2016, Oct). Generación distribuida en Chile. División de Energías Renovables. [En línea]. Disponible: <https://www.cne.cl/wp-content/uploads/2016/11/PPT-Ministro-seminario-Gx-Dx-25oct2016.pdf>
- [2] A. Carabias. (2013, Dic). Mercado, Abastecimiento y Distribución del GLP en Chile. GLP Chile. [En línea]. Disponible: https://www.wlpga.org/wp-content/uploads/2015/09/Chile_-_Angel_Carabias_Jouniaux_GLP_Chile.pdf
- [3] Ministerio de Energía. "Plan de acción de eficiencia energética 2020", Gobierno de Chile. Rep. Mar 2013.
- [4] "Boletín del mercado eléctrico sector generación". Asociación de generadoras de Chile. Rep. Sep 2018.
- [5] R. Obrecht, "Caracterización del consumo energético residencial en la región metropolitana y análisis de escenarios de eficiencia energética", Memoria de título, Ing. Civil Industrial. Depto. De Ing. Civil Industrial, Univ. de Chile, Santiago, Chile, diciembre. 2016
- [6] "Eficiencia energética en Chile, Casos de éxito 2017". Asociación nacional de empresas de eficiencia energética. Rep. Sep 2017.
- [7] M. Lozano y J. Ramos, "Análisis energético y económico de sistemas simples de cogeneración", Univ. de Zaragoza, Dep. Ing. Mecánica, GITSE-I3A, 2007
- [8] Ministerio de Electricidad y Energía Renovable. Programa y Servicios, Cogeneración. [En línea]: <http://historico.energia.gob.ec/coogeneracion/>
- [9] Y. A. Cengel, "Thermodynamics An Engineering Approach", M. A. Boles, Ed 5, pp. 610
- [10] R. LLanos, "Método para la generación de perfiles de demanda en comunidades aisladas y predicción de demanda de corto plazo, para micro-redes basadas en energías renovables", Memoria de título, Ing. Civil Eléctrica. Depto. De Ing. Civil Eléctrica, Univ. de Chile, Santiago, Chile, enero. 2012
- [11] H.I Onowwiona, V.i Ugursal, "Residential cogeneration systems: review of the current technology", Dep. of Mechanical Engineering, Dalhousie, Halifax, NS, Canada, 13 Jul. 2004
- [12] Ministerio de Energía. División de políticas, estudios y evaluación. (2012, Dic.). Estudio de identificación de localidades en condiciones de aislamiento 2012.
- [13] U.S Environmental Protection Agency (2015, Mar.). Catalog of CHP Technologies. Section 2. Technology characterization-reciprocating internal combustion engines. [En línea]. Disponible: https://www.epa.gov/sites/production/files/2015-7/documents/catalog_of_chp_technologies_section_2._technology_characterization_-_reciprocating_internal_combustion_engines.pdf

- [14] High performance pumps for pools. Astralpool. Victoria Plus. [En línea]. Disponible:<https://www.poolaria.com/pdfs/catalogos-astralpool/Victoria-Plus-AstralPool.pdf>
- [15] Wood. Dale IL, "Operation and Maintenance Manual, Industrial Gasoline & Alternative Fueled Engines by Power Solutions"
- [16] Cruzeiro, Soluciones en Caucho. [En línea]: <http://cruzeirogomas.cl/producto/mangueras-de-radiador-y-otras/>
- [17] Repuestos Coches. [En línea]: <https://www.repuestoscoches24.es/recambios/tubo-flexible-de-escape>
- [18] Classification of heat exchangers. [En línea]. Disponible:<http://web.iitd.ac.in/~pmvs/courses/mel709/classification-hx.pdf>
- [19] Metal Handbook, Volume 1, "Properties and Selection: Irons, Steels, and High-Performance Alloys", ASM International
- [20] S. Ormeño, "Aplicación de paneles solares termodinámicos en sistemas solares térmicos", Memoria de título, Ing. Civil Mecánica. Depto. De Ing. Civil Mecánica, Univ. de Chile, Santiago, Chile, 2016
- [21] Y. A. Cengel, "Transferencia de calor y masa", R. Gutiérrez, J. Coble, S. Faddeeva, A. Ochoa, Mc Graw Hil, Ed. 4, pp. 629-682
- [22] Cespa, Real Decreto 1700/2003, Dic. 15, 2003
- [23] Características del líquido de refrigeración, GUASCH, [En línea]. Disponible: http://www.e-guasch.com/onlinedocs/catalogue/appnotes/AN090903_c.pdf
- [24] Intercambiadores de calor para HVAC e Industria. [En línea]: <https://www.termodinamica.cl/alfalaval>
- [25] B3 Series. Three Way. "Characterized Control Valve Stainless Steel Ball and Stem". Belimo Aircontrols Inc. USA
- [26] Válvula Cut Out. [En línea]:https://articulo.mercadolibre.cl/MLC-487775159-cut-out-2-inch225-inch25-inch3-inch-valvula-escape-con-_JM?quantity=1
- [27] Sensor Pt100 RS PRO. [En línea]: <https://es.rs-online.com/web/p/sensores-de-temperatura-con-resistencia-de-platino/4554040/>
- [28] Super Intendencia de Electricidad y Combustible. Tarifas Eléctricas. [En línea]:http://www.sec.cl/portal/page?_pageid=33,3417541,33_3421567&_dad=portal&_schema=PORTAL
- [29] Servicio de Impuestos Internos. "Nueva Tabla de Vida Útil de los Bienes Físicos del Activo Inmovilizado". [En línea]: http://www.sii.cl/pagina/valores/bienes/tabla_vida_enero.htm

[30] Characterustucs. Astralpool. Péntax. [En línea]. Disponible:<http://faenaexpress.cl/wp-content/uploads/2016/12/FT150339.pdf>

[31] Informe de precios, ENAP. [En línea]. Disponible: https://www.enap.cl/pag/675/1818/ano_2018

ANEXO

ANEXO A: TECHNICAL DATA SHEET

A continuación, se muestra especificaciones técnicas entregadas por el fabricante del grupo electrógeno:

150 kW Industrial LP/Natural Gas Generator - This smooth, quiet 1800 rpm LP/Natural Gas set has plenty of power to run your house, business or off-the-grid hunting cabin.

Multi-Fuel, High Performance

Runs on low pressure LP gas, natural gas and alternate fuels like biogas and syngas.

This unit includes a V-8 Industrial PSI 8.8L 8 cylinder engine, electronic governor (0.5 % frequency control), electronic ignition control module, cast iron crankcase with reborable liners, cool flow radiator, welded steel skid base, vibration isolators for smooth operation, brushless generator, automatic voltage regulation, muffler and control panel with turn-key start and hour meter.

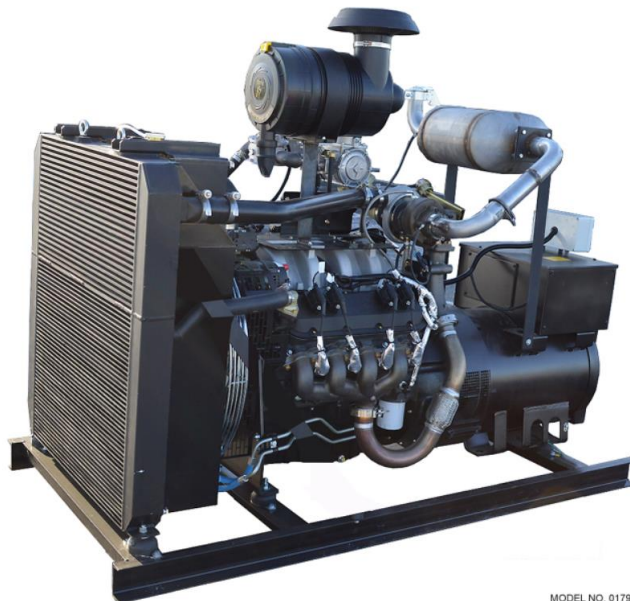
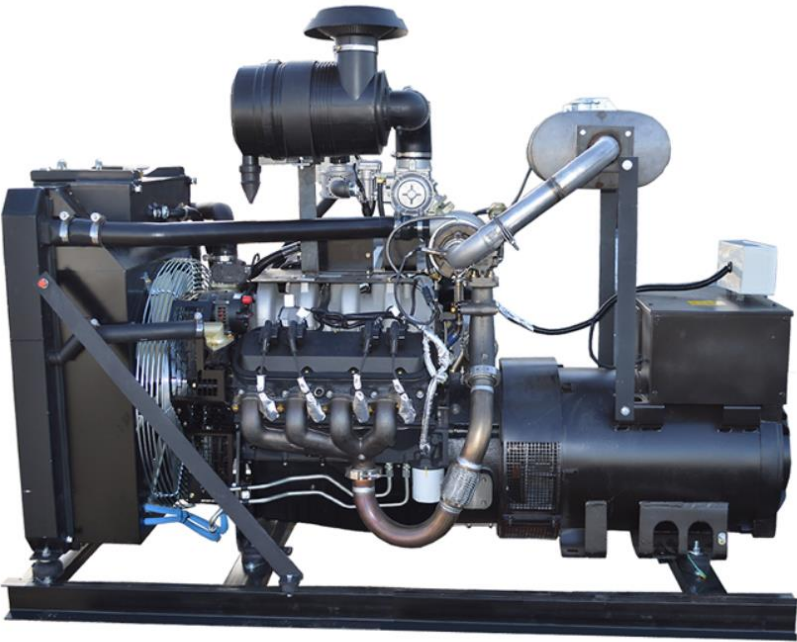


Figura 0.1: GE 150 kW.

GENERATOR



Generator	
Power Three-Phase	
Maximum Output	152,000 Watts
Continuous Output	150,000 Watts
Load Amperage at 120 V	
Maximum Load	915 amps
Continuous Load	903 amps
Load Amperage at 208 V	
Maximum Load	528 amps
Continuous Load	521 amps
Load Amperage at 277 V	
Maximum Load	396 amps
Continuous Load	391 amps
Load Amperage at 480 V	
Maximum Load	229 amps
Continuous Load	225 amps

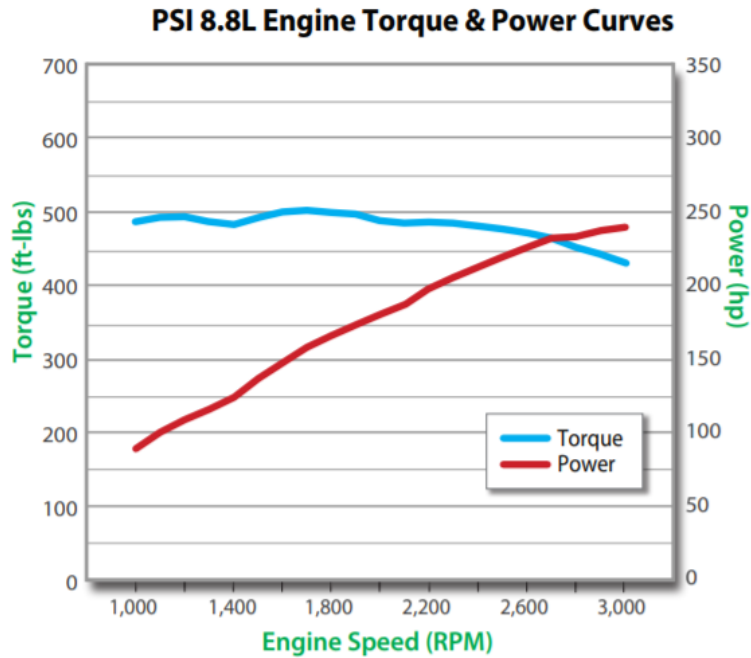
Figura 0.2: Características generales del generador.

ENGINE



Engine	
Type	PSI 8.8L
Cylinders	V-8
Operating RPM	1800 RPM
Cylinder Block	Cast Iron Block w/ Cast Iron Sleeve
Bore & Stroke	4.35" x 4.5"
Displacement	8.8 L
Aspiration	Turbo Charged
Air Cleaner	Heavy-Duty Replaceable Dry Element
Exhaust Outlet	3" OD Muffler Outlet
Governor	Electronic Governor
Frequency Control	+/- 0.5%
Cooling Fan	Pusher Type
Battery Charging Alternator	12 V @ 70 Amps
Fuel	LP Gas, Natural Gas, Biogas & Syngas
Starting System	Electric

Figura 0.3: Características generales del motor.



NG Fuel w/8.1L 5.66 x 6 Catalyst

Figura 0.4: Curvas de torque y potencia del motor PSI 8.8 L.

Tabla 0.1: Datos de consumo según la carga y combustible.

Consumption	
LP Gas	
Consumption at 1/2 load	400 ft ³ /hr
Consumption at 3/4 load	577 ft ³ /hr
Consumption at full load	713 ft ³ /hr
BTUs	1,832,410 BTU/hr
Natural Gas	
Consumption at 1/2 load	11102 ft ³ /hr
Consumption at 3/4 load	1590 ft ³ /hr
Consumption at full load	1965 ft ³ /hr
BTUs	2,004,300 BTU/hr

Fuente Elaboración propia.

INSTALLATION DATA

Tabla 0.2: Datos generales de instalación

Installation Data	
Fuel Inlet Fitting	1" FNPT
Fuel Inlet Pressure	7-11" Water Column
Recommended Hose Size	2"
Exhaust Outlet	3" OD Muffler
Total Oil Capacity	2.25 Gallons
Battery	12 VDC - Group 31 900 CCA
Engine Oil Type	SAE 10W-30

Fuente Elaboración propia.

DIMENSIONS

Tabla 0.3: Dimensiones principales del GE

Dimensions	
Length	82-1/2"
Width	39-1/2"
Height	63-3/4"
Weight	2750 lbs

Fuente Elaboración propia.

ANEXO B: CODIGO TEMA PARA DESIGNACIÓN DE ITC

En la figura 0.5e muestra los tipos de ITC y la designación que reciben según la norma TEMA.

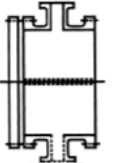
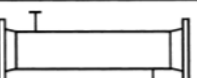

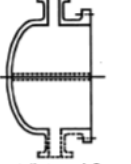
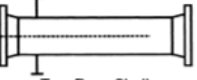
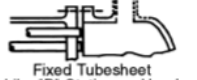
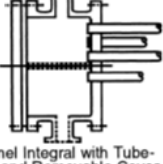
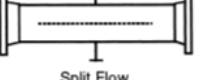

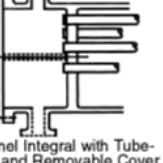


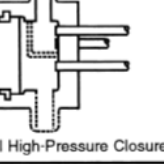
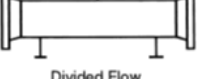

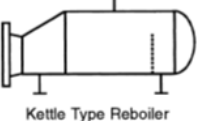

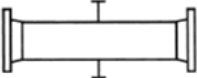
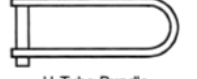

	Front-End Stationary Head Types	Shell Types	Rear-End Head Types
A	 Channel and Removable Cover	E  One-Pass Shell	L  Fixed Tubesheet Like 'A' Stationary Head
B	 Bonnet (Integral Cover)	F  Two-Pass Shell with Longitudinal Baffle	M  Fixed Tubesheet Like 'B' Stationary Head
C	 Channel Integral with Tube-Sheet and Removable Cover	G  Split Flow	N  Fixed Tubesheet Like 'N' Stationary Head
N	 Channel Integral with Tube-Sheet and Removable Cover	H  Double Split Flow	P  Outside Packed Floating Head
D	 Special High-Pressure Closure	J  Divided Flow	S  Floating Head with Backing Device
		K  Kettle Type Reboiler	T  Pull-through Floating Head
		X  Crossflow	U  U-Tube Bundle
			W  Externally Sealed Floating Tubesheet

Figura 0.5: Designación TEMA.

ANEXO C: TABLA ENTALPÍA GASES DE COMBUSTIÓN

En la figura 0.6 se muestra la tabla utilizada para determinar la entalpia de gases de combustión a partir de la temperatura y el exceso de aire. Esta tabla permite obtener el resultado deseado a partir de una doble interpolación.

TABLE A.1 Specific Heat Ratio k for Air and Combustion Gases at Low Pressures

T (K)	Products of Combustion—Fuel (CH_2) _n			
	Air	100	200	400
		Percent Air ^a	Percent Air ^a	Percent Air ^a
200	1.401	1.383	1.392	1.397
300	1.400	1.372	1.384	1.392
400	1.395	1.360	1.376	1.385
500	1.387	1.348	1.366	1.376
600	1.376	1.335	1.354	1.364
700	1.364	1.324	1.342	1.353
800	1.354	1.313	1.332	1.342
900	1.344	1.303	1.322	1.332
1000	1.336	1.295	1.313	1.324
1100	1.330	1.288	1.307	1.318
1200	1.324	1.281	1.300	1.311
1300	1.319	1.276	1.295	1.306
1400	1.315	1.272	1.291	1.302
1500	1.311	1.268	1.287	1.298
1600	1.308	1.265	1.283	1.295
1700	1.305	1.261	1.281	1.292
1800	1.303	1.259	1.278	1.290
1900	1.301	1.257	1.276	1.288
2000	1.298	1.254	1.274	1.285

^a Percent theoretical air.

Source: Tables 2, 4, 6, and 8 in *Gas Tables*, by Joseph H. Keenan, Jing Chao, and Joseph Kaye. Copyright 1980 by Estate of Joseph H. Keenan and Jing Chao. Reprinted by permission of John Wiley & Sons, Inc., New York, 1980.

TABLE A.2 Enthalpy Values for Air and Combustion Gases at Low Pressures (kJ/kgmol)

T (K)	Products of Combustion ^b			
	Air	100	200	400
		Percent Air ^a	Percent Air ^a	Percent Air ^a
200	5797.1	5921.8	5861.5	5829.9
298.15	8648.5	8899.7	8778.6	8714.8
300	8702.4	8956.5	8833.9	8769.3
400	11623.2	12061.0	11849.3	11738.2
500	14579.0	15240.6	14921.1	14753.1
600	17590.8	18505.0	18063.3	17830.9
700	20667.9	21859.5	21284.1	20981.5
800	23815.1	25305.3	24585.4	24206.9
900	27029.0	28838.7	27964.3	27504.7
1000	30304.2	32453.7	31415.2	30869.0
1100	33633.9	36142.8	34930.7	34293.4
1200	37011.5	39899.3	38504.4	37771.0
1300	40432.3	43715.8	42129.7	41295.6
1400	43890.1	47585.3	45800.1	44861.6
1500	47380.9	51502.3	49511.2	48464.3
1600	50900.0	55461.6	53258.0	52099.4
1700	54445.3	59458.8		55763.5
1800	58014.3	63489.1		59453.5
1900	61604.2	67549.4		63166.9
2000	65212.9	71636.8		
\bar{m} (kg/ kgmol)	28.9669	28.9072	28.9360	28.9512
R (kJ/kg·K)	0.28703	0.28762	0.28734	0.28719

^a Percent theoretical air.

^b Products of combustion are for a hydrocarbon fuel of composition (CH_2)_n.

Source: Adapted from Tables 1, 3, 5, and 7 in *Gas Tables*, by Joseph H. Keenan, Jing Chao, and Joseph Kaye. Copyright 1980 by Estate of Joseph H. Keenan and Jing Chao. Reprinted by permission of John Wiley & Sons, Inc., New York, 1980.

Figura 0.6: Tabla entalpía gases de combustión.

ANEXO D: CODIGO EES PARA BALANCES TÉRMICOS Y SIMULACIONES

A continuación, se muestra el código del software EES, que permite calcular las pérdidas de la piscina y realizar balance térmico del sistema. Además, con la ayuda de tablas paramétricas se realiza simulaciones para las situaciones expuestas en resultados.

```
m_a=21,5/3,6  
{BT Piscina}
```

```
Cp[4]=Cp(Water;T=T_p;P=P)  
Tasa_evap=(S_p*(16+133*n_0)/3600)*(w_e-g_a*w_as)  
Q_evap=Tasa_evap*2,57*10^3  
Q_rad=(S_p*0,95*5,67*10^(-8))*((T_p+273)^4-(T_amb+273)^4)/1000  
Q_conv=S_p*0,6425*(T_p-T_amb)^(4/3)/1000  
Q_renov=(0,05/(24*3600))*h*S_p*Density(Water;T=T_p;P=P)*Cp[4]*(T_p-T_renov)/1000  
Q_perdidas=Q_evap+Q_rad+Q_conv+Q_renov
```

```
{datos generador sinergie}
```

```
Pot_eff.s=140[kW]  
m_ref.s=12,54[m3/h]  
m_gas.s=917,61[kg/h]  
rho_ref.s=1035,02 [kg/m3]  
lamda=1,8  
T_emotor=80,16[°C]  
T_smotor=88[°C]  
T_gemax=470[°C]  
T_gs=120[°C]  
ef_s=0,3414  
{Datos generador 125 kW}
```

```
{Pot_eff=97,1[kw]}  
PCI_glp=10,8[Mcal/h]  
rho_glp=1,83[kg/m3]  
ef=(-2E-5*Pot_eff^2+ 0,0045*Pot_eff + 0,0736)  
dis=(Pot_eff/ef)/(Pot_eff.s/ef_s)  
m_g=m_gas.s*dis/3600  
m_ref=m_ref.s*dis*rho_ref.s/3600  
h_g[1]=789,4[kj/kg]  
h_g[2]=403,9[kj/kg]  
m_c=(Pot_eff/ef)/(PCI_glp*1,16*rho_glp)  
ef_total=(Pot_eff+Q_aporte)/(m_c*rho_glp*PCI_glp*1,16)
```

```
{BT refrigeracion}  
T[1]=T_p
```


$Cp_a[1]=Cp(\text{Water};T=T_p;P=P)$
 $Cp_ref=3,729 \text{ [kJ/kgK]}$
 $Q_refrigerante=m_ref*Cp_ref*(T_smotor-T_emotor)$
 $m_ref*Cp_ref*(T_smotor-T_emotor)=m_a*Cp_a[1]*(T[2]-T[1])$

{BT Gases de Combustión}

$Cp_a[2]=Cp(\text{Water};T=T[2];P=P)$
 $Q_gases=m_g*(h_g[1]-h_g[2])$
 $m_a*Cp_a[2]*(T[3]-T[2])=m_g*(h_g[1]-h_g[2])$

$Q_aporte=(Q_gases+Q_refrigerante)$

ANEXO E: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS VÁLVULA CUT-OUT QTP

En la figura 17.10 se muestra las especificaciones técnicas dadas por el fabricante de la válvula QTP.

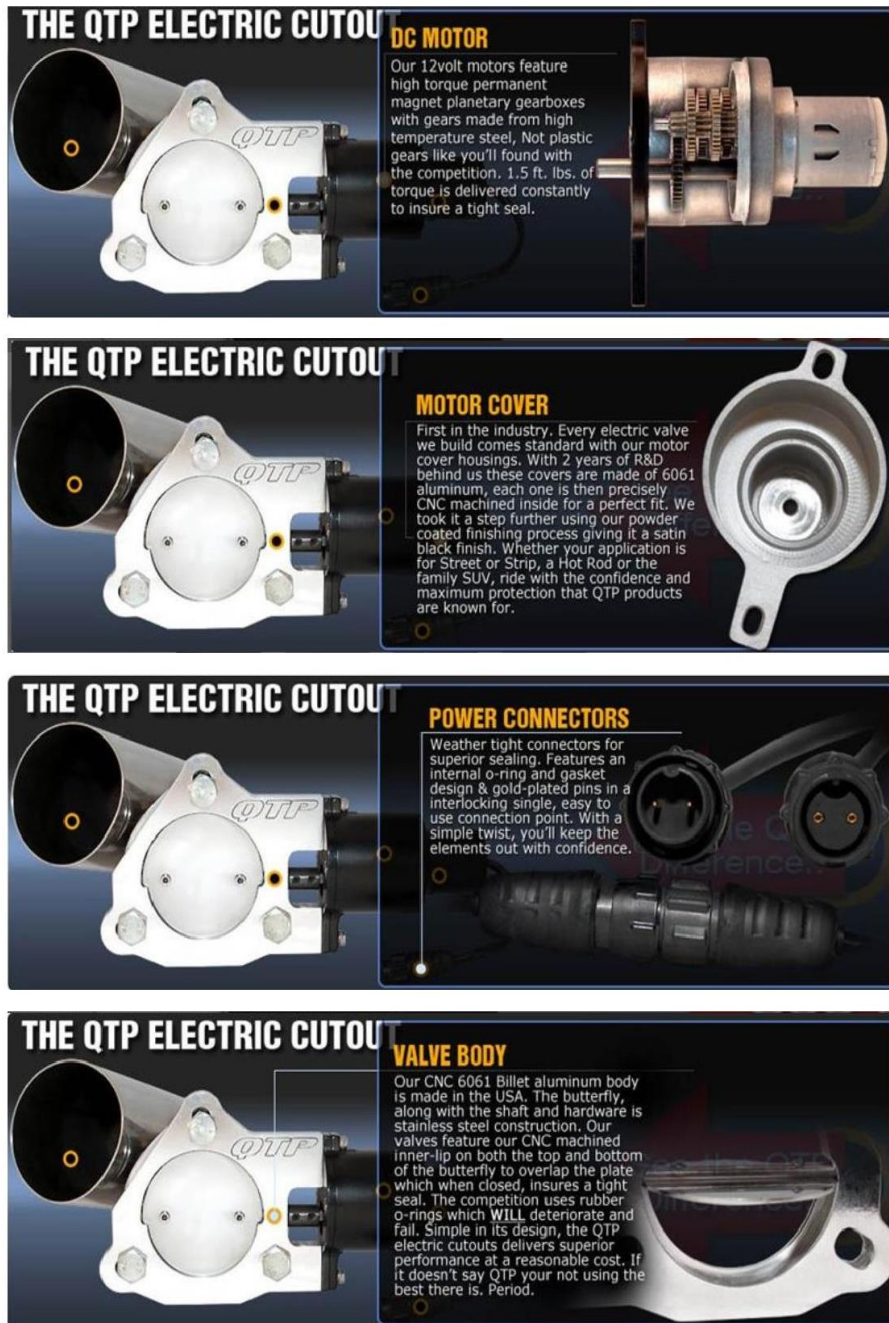


Figura 0.7: Especificaciones Técnicas válvula Cut-Out QTP

ANEXO F: TARIFAS DE SUMINISTRO ELÉCTRICO

En la figura 17.11 se muestra tarifas del suministro eléctrico según sector y tipo de tarifa a la que califica la instalación.

CGE DISTRIBUCIÓN 01 de enero de 2006	Tarifas de Suministro Eléctrico																
	CGE 1			CGE 2			CGE 3			CGE 4			CGE 5				
	Sector 2	Sector 3	Sector 4	Sector 2	Sector 3	Sector 4	Sector 2	Sector 3	Sector 4	Sector 2	Sector 3	Sector 4	Sector 2	Sector 3	Sector 4		
Tarifa BT 1																	
Campo Fijo	\$/cliente	1.010,66	1.020,58	1.045,37	890,65	890,65	890,65	890,65	890,65	1.020,58	1.045,37	1.010,66	1.020,58	1.045,37	937,26	1.079,09	
Campo Energía Base	\$/kWh	70,210	73,626	77,246	75,953	89,423	67,598	71,105	70,934	74,441	68,955	72,571	73,991	89,462	75,372	78,988	80,841
Campo Energía Adicional Invierno	\$/kWh	119,138	127,816	136,024	168,353	118,655	127,333	135,540	167,870	113,524	121,940	121,529	129,945	165,995	127,349	136,027	144,254
Tarifa BT 2																	
Campo Fijo	\$/cliente	1.010,66	1.010,66	1.045,37	890,65	890,65	890,65	890,65	890,65	1.020,58	1.045,37	1.010,66	1.020,58	1.045,37	937,26	1.067,19	
Campo Energía	\$/kWh	35,262	35,262	35,262	33,390	33,390	34,795	34,795	34,795	34,795	34,795	34,795	34,795	34,795	34,795	34,527	
Campo Potencia Presente en Punta	\$/kW	9,626,7	10,519,8	11,364,5	14,691,7	9,802,5	10,695,7	11,540,4	14,867,6	9,052,0	9,918,2	10,742,1	11,125,0	14,452,2	10,388,8	11,181,9	14,514,8
Campo Potencia Parc. Presente en Punta	\$/kW	7,634,6	8,321,6	8,971,4	11,530,8	7,777,5	8,464,5	9,114,3	11,673,7	7,848,5	8,462,3	7,440,0	8,127,0	11,336,2	8,172,6	8,859,6	12,092,5
Tarifa BT 3																	
Campo Fijo	\$/cliente	1.670,45	1.670,45	1.686,84	1.727,82	1.472,09	1.472,09	1.472,09	1.472,09	1.670,45	1.670,45	1.670,45	1.686,84	1.727,82	1.472,09	1.472,09	
Campo Energía	\$/kWh	35,262	35,262	35,262	33,390	33,390	34,795	34,795	34,795	34,795	34,795	34,795	34,795	34,795	34,795	34,527	
Campo Potencia Presente en Punta	\$/kW	9,626,7	10,519,8	11,364,5	14,691,7	9,802,5	10,695,7	11,540,4	14,867,6	9,052,0	9,918,2	10,742,1	11,125,0	14,452,2	10,388,8	11,181,9	
Campo Potencia Parc. Presente en Punta	\$/kW	7,634,6	8,321,6	8,971,4	11,530,8	7,777,5	8,464,5	9,114,3	11,673,7	7,848,5	8,462,3	7,440,0	8,127,0	11,336,2	8,172,6	8,859,6	
Tarifa AT 4.1, 4.2, 4.3																	
Campo Fijo BT 4.1	\$/cliente	1.010,66	1.010,66	1.045,37	890,65	890,65	890,65	890,65	890,65	1.020,58	1.045,37	1.010,66	1.020,58	1.045,37	937,26	1.067,19	
Campo Fijo BT 4.2	\$/cliente	1.670,45	1.670,45	1.686,84	1.727,82	1.472,09	1.472,09	1.472,09	1.472,09	1.670,45	1.670,45	1.670,45	1.686,84	1.727,82	1.472,09	1.472,09	
Campo Fijo BT 4.3	\$/cliente	1.789,71	1.789,71	1.807,28	1.851,19	1.789,71	1.789,71	1.789,71	1.789,71	1.807,28	1.851,19	1.789,71	1.789,71	1.807,28	1.851,19	1.659,74	
Campo Energía	\$/kWh	35,262	35,262	35,262	33,390	33,390	34,795	34,795	34,795	34,795	34,795	34,795	34,795	34,795	34,795	34,527	
Campo Potencia Contratada o Suministrada	\$/kW	1.775,1	2.324,7	2.488,6	3.854,8	1.775,1	2.324,7	2.488,6	3.854,8	1.775,1	2.324,7	2.488,6	3.854,8	1.941,7	2.630,3	3.662,0	
Campo Potencia Contratada o Leda en H. Pun \$/kW	7,851,6	8,195,1	8,875,9	10,836,9	8,027,4	8,371,0	9,051,8	11,012,8	11,414,5	8,317,9	7,731,4	8,634,8	7,612,0	7,955,6	9,538,0	11,082,8	
Tarifa AT 2																	
Campo Fijo	\$/cliente	1.010,66	1.010,66	1.045,37	890,65	890,65	890,65	890,65	890,65	1.020,58	1.045,37	1.010,66	1.020,58	1.045,37	937,26	1.067,19	
Campo Energía	\$/kWh	33,194	33,194	33,194	31,432	31,432	32,754	32,754	32,754	32,754	32,754	32,754	32,754	32,754	32,754	32,502	
Campo Potencia Presente en Punta	\$/kW	6,510,8	6,510,8	7,133,7	8,326,3	6,675,3	7,298,2	8,490,8	6,166,7	7,164,6	6,286,8	6,286,8	6,909,7	8,102,2	7,130,2	7,753,1	
Campo Potencia Parc. Presente en Punta	\$/kW	5,374,2	5,374,2	5,789,4	6,984,5	5,518,1	5,933,4	6,728,4	5,098,0	5,763,4	5,178,1	5,178,1	5,593,4	6,388,4	5,916,1	6,331,4	
Tarifa AT 3																	
Campo Fijo	\$/cliente	1.670,45	1.670,45	1.686,84	1.727,82	1.472,09	1.472,09	1.472,09	1.472,09	1.670,45	1.670,45	1.670,45	1.686,84	1.727,82	1.472,09	1.472,09	
Campo Energía	\$/kWh	33,194	33,194	33,194	31,432	31,432	32,754	32,754	32,754	32,754	32,754	32,754	32,754	32,754	32,754	32,502	
Campo Potencia Presente en Punta	\$/kW	6,510,8	6,510,8	7,133,7	8,326,3	6,675,3	7,298,2	8,490,8	6,166,7	7,164,6	6,286,8	6,286,8	6,909,7	8,102,2	7,130,2	7,753,1	
Campo Potencia Parc. Presente en Punta	\$/kW	5,374,2	5,374,2	5,789,4	6,984,5	5,518,1	5,933,4	6,728,4	5,098,0	5,763,4	5,178,1	5,178,1	5,593,4	6,388,4	5,916,1	6,331,4	
Tarifa AT 4.1, 4.2, 4.3																	
Campo Fijo AT 4.1	\$/cliente	1.010,66	1.010,66	1.045,37	890,65	890,65	890,65	890,65	890,65	1.020,58	1.045,37	1.010,66	1.020,58	1.045,37	937,26	1.067,19	
Campo Fijo AT 4.2	\$/cliente	1.670,45	1.670,45	1.686,84	1.727,82	1.472,09	1.472,09	1.472,09	1.472,09	1.670,45	1.670,45	1.670,45	1.686,84	1.727,82	1.472,09	1.472,09	
Campo Fijo AT 4.3	\$/cliente	1.789,71	1.789,71	1.807,28	1.851,19	1.789,71	1.789,71	1.789,71	1.789,71	1.807,28	1.851,19	1.789,71	1.789,71	1.807,28	1.851,19	1.659,74	
Campo Energía	\$/kWh	33,194	33,194	33,194	31,432	31,432	32,754	32,754	32,754	32,754	32,754	32,754	32,754	32,754	32,754	32,502	
Campo Potencia Contratada o Suministrada	\$/kW	826,4	826,4	1.158,6	1.794,7	826,4	826,4	826,4	826,4	826,4	826,4	826,4	826,4	1.158,6	1.794,7	2.721,0	
Campo Potencia Contratada o Leda en H. Pun \$/kW	5,684,4	5,684,4	5,975,1	6,531,6	5,948,9	5,948,9	6,139,6	6,696,1	5,464,4	5,870,0	5,464,4	5,464,4	5,751,1	6,307,5	6,303,8	6,594,5	

CGE 1-Sector 2: Comunas de Ranqueña y Talca; CGE 1-Sector 4: Comunas de Codigua, Maule y Pichilegua; CGE 1-Sector 3: Comunas de Pirque, Bui, Paie y resto de la VI y VIII Regiones; CGE 2-Sector 2: Comunas de Los Angeles, Mulchén, Chillán y Chillán Viejo; CGE 2-Sector 3: Comuna de San Carlos; CGE 2-Sector 4: Comunas de San Nicolás y Colihueo; CGE 3-Sector 1: Comunas de Concepción, Talcahuano, Huailén, Chiguayante y San Pedro de la Paz; CGE 3-Sector 2: Comunas de Huaqui, Penco y Tomé; CGE 3-Sector 3: Comunas de Hualqui, Penco y Tomé; CGE 3-Sector 4: resto de la VIII Región; CGE 4-Sector 1: Comuna de Temuco; CGE 4-Sector 2: Comuna de Curanipe; CGE 4-Sector 3: Comuna de Curanipe; CGE 4-Sector 4: Comuna de Curanipe; CGE 4-Sector 5: Comuna de Curanipe; CGE 5-Sector 1: Comunas de San Bernardo, Peñafiel y Padre Hurtado; CGE 5-Sector 2: Comunas de San José de Maipo, Isla de Reipo, Curacavi, Talagante y Cileña de Talgo.

Figura 0.8: Tarifas suministro eléctrico